НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

“___”_____ 2020 р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Система теплопостачання індивідуального житлового будинку в с.Лютіж, Київської області »

Виконав (-ла): студент (-ка) IV курсу, групи ТП - 61

Антоненко Богдан Миколайович. _____
(прізвище, ім’я, по батькові) (підпис)

Керівник доцент, к.т.н, доц, Ірина НАЗАРОВА_____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант з охорони праці к.т.н, доц. Юрій ПОЛУКАРОВ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент_____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2020 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)
«___»_____2020 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту

Антоненко Богдану Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Система теплопостачання індивідуального житлового будинку в с.Лютіж, Київської області »

керівник проекту Назарова Ірина Александровна, к.т.н, доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « 25 » травня 2020 р. № 1168 - с

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2020 р.

3. Вихідні дані до проекту: місто – Призначення приміщення - житлове; кількість мешканців у будинку - 5; загальна площа будинку 344,7 м2; температурний графік радіаторної системи опалення – 40-35°С; панельної системи опалення тепла підлога - 40-35°С;

4.Зміст пояснювальної записки: 1) Розрахунки теплових втрат приміщень
2) Розрахунки витрат теплоти на ГВП
3) Вибір обладнання системи теплопостачання
4) Розрахунок панельної системи теплопостачання
5) Розрахунок радіаторної системи теплопостачання
6) Теплова схема
7) Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи опалення
8) Вибір насосів системи опалення
9) Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо).1. Схема опалення та ГВП 2. Компоновка обладнання котельні. 3. Схема прокладання контурів тепла підлога. 4. Компоновка обладнання опалення. 5. Радіаторне опалення.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Юрій ПОЛУКАРОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 19.05.20 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1.	Опис теплової схеми системи		
	теплопостачання	22.05.20 р.	
2.	Виконання розрахунку системи		
	опалення	25.05.20 р.	
3.	Розрахунок системи гарячого		
	водопостачання	28.05.20 р.	
4.	Гідравлічний розрахунок	29.05.20 р.	
5.	Вибір установок системи опалення і		
	гарячого водопостачання	02.06.20 р.	
6.	Розрахунок та вибір теплового насосу	04.06.20 р.	
7.	Розрахунок та підбір розширювальних		
	баків системи опалення та гарячого		
	водопостачання	02.06.20 р.	
8.	Охорона праці	05.06.20 р	
9.	Оформлення графічного матеріалу	07.06.20 р	
10.	Оформлення пояснювальної записки	10.06.20 р.	

Студент _____ Богдан АНТОНЕНКО
(підпис) (ім'я, прізвище)

Керівник проекту _____ Ірина НАЗАРОВА
(підпис) (ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту

Пояснювальна записка
до дипломного проекту

на тему: «Система теплопостачання індивідуального житлового будинку в с.Лютіж, Київської області»

Київ – 2020 року

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Система теплопостачання індивідуального житлового дому в с.Лютіж Київскої області»: пояснювальна записка на 75 с., 24 рис., 17 табл., 14 бібліографічних найменувань; 2 дод.; 3 кресленики ф. А1, 1 – ф. А2.

Мета проєкту – забезпечення теплопостачання низькотемпературної системи опалення та системи гарячого водопостачання житлового будинку з використанням грунтового теплового насоса та сонячних колекторів.

У даному проекті були використані методики теплових та гідравлічних розрахунків теплотехнологічного обладнання.

Наведені результати розрахунків теплових втрат через зовнішні огородження будинку у холодний період року, витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, витрат теплоти на гаряче водопостачання..

За результатами розрахунків витрат теплоти вибране обладнання систем опалення та гарячого водопостачання, що включає тепловий насос, буферну ємність, бойлер непрямого нагріву, розширювальні баки і т. ін.

На основі теплових та гідравлічних розрахунків вибрані нагрівальні прилади та трубопроводи.

Складена та розрахована система опалення типу «тепла підлога».

На кресленнях наведені теплова схема комбінованої системи теплопостачання, компоновка обладнання цієї системи, схема розводки трубопроводів системи опалення.

Ключові слова: теплопостачання, опалення, тепловий насос, теплота, «тепла підлога», низькотемпературний, нагрівальний прилад.

SUMMARY

Bachelor's degree diploma project on the topic: "Heat supply system of an individual residential building in the village of Lyutizh, Kyiv region": explanatory note includes 75 pages, 24 figures, 17 tables, 14 bibliographic references; 2 app.; drawings – 3 sheets of A1, 1 sheet of A2.

Goal of the project – combined supply of heat to the low-temperature heating system and the hot water supply system of the individual house with the assistance of air heat pump.

Thermal and hydraulic design methods were used to calculate thermotechnological equipment.

The next calculation results are given: heat loss from the house's external protecting structures during the cold period of year, expenditure of heat on infiltration air heating, afflux of heat into the rooms from people and electric lighting, expenditure of heat on hot water supply.

As a result of heat expenditure calculations the following equipment of heating and hot water supply systems was chosen: heat pump, condensing electric boiler, buffer vessel, indirect heating boiler, expansion tanks etc.

On the basis of thermal and hydraulic calculations heating appliances and piping were chosen.

In addition the underfloor heating system was composed and calculated.

The following is shown on the drawings: flow diagram of the combined heat supply system, the system's equipment layout, water piping diagram of the heating system.

Keywords: heat supply, heating, heat pump, heat, underfloor heating, low-temperature, heating appliance

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Система индивидуального отопления индивидуального жилого дома в селе Лютеж, Киевской области»: пояснительная записка на 75 с., 24 рис., 17 табл., 14 библиографических наименований; 2 прилож.; чертежей – 3 листа формата А1, 1 лист формата А2.

Цель проекта – обеспечение теплоснабжения низкотемпературной системы отопления и системы горячего водоснабжения жилого дома с использованием втеплового насоса.

Использованы методики тепловых и гидравлических расчётов теплотехнологического оборудования.

Приведены результаты расчётов тепловых потерь внешними ограждениями дома в холодный период года, затрат теплоты на нагревание инфильтрационного воздуха, затрат теплоты на горячее водоснабжение.

В результате расчётов затрат теплоты выбрано оборудование систем отопления и горячего водоснабжения, которое включает тепловой насос, буферную ёмкость, бойлер косвенного нагрева, расширительные баки и т.п.

Исходя из тепловых и гидравлических расчётов выбраны отопительные приборы и трубопроводы.

Составлена и рассчитана система отопления типа «тёплый пол».

На чертежах приведены тепловая схема комбинированной системы теплоснабжения, компоновка оборудования этой системы, схема разводки трубопроводов системы отопления.

Ключевые слова: теплоснабжение, отопление, тепловой насос, теплота, «тёплый пол», низкотемпературный, нагревательный прибор.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів 9
Вступ 11
1 Характеристика об’єкту санітарно технічних норм 13
2 Опис теплонасосної установки з використанням ґрунту 15
2.1 Опис роботи теплового насосу 16
2.2 Особливості використання теплоти грунту 18
3 Розрахунок теплових втрат приміщень 22
3.1 Вихідні дані 22
3.2 Теплове навантаження системи опалення 22
3.4 Витрати теплоти через огороджувальні коструктції 23
3.5 Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій 24
3.6 Визначення площ огороджувальних конструкцій 26
3.7 Визначення втрат теплоти через огороджувальні конструкції 27
3.8 Витрати теплоти на нагріванння інфільтраційного повітря 28
3.9 Середня витрата теплоти на опалення 29
3.10 Річна витрата пеплоти на опалення 29
4 Розрахунок витрати теплоти на гаряче водопостачання 30
5 Вибір обладнання системи теплопостачання 32
5.1 Розрахунок теплої підлоги 32
5.2 Вибір теплового насосу 39
5.3 Вибір буферної ємності системи опалення 42
5.4 Вибір бойлера системи ГВП 45
5.5 Вибір розширювальних баків 46
6 Система кондиціювання повітря 54
7 Трубопроводи 57
7.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи опалення 57
7.2 Вибір насосів системи опалення 59
8 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях 64
8.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці…...64
8.1 Повітря робочої зони……..64

8.2 Пожежна безпека 71
Висновки 75
Перелік посилань.....76
Додатки
Додаток А
Список наукових праць і досягнень.....77
Додаток Б
Перевірка дипломного проєкту на академічну доброчинність 78

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

F – площа поверхні нагріву;

α - коефіцієнт тепловіддачі;

K - коефіцієнт теплопередачі;

t – температура;

Q – тепловий потік;

G – витрата води;

A – температурний множник;

Re – число Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля;

ν - кінематична в'язкість;

ω – швидкість руху теплоносіїв;

d – діаметр;

P – тиск;

V – об'єм;

λ - теплопровідність;

ρ - густина;

c – теплоємність.

Індекси:

– нижні:

о – параметри опалення;

оп – параметри опалювальних приладів;

г – параметри гарячої води;

х – параметри холодної води;

р – розрахункова величина;

з – параметри зовнішнього повітря;

вн – параметри внутрішнього повітря;

с – параметри біля стінки та пристінного шару води;

пл – параметри пластина теплообмінного апарату;

рец – параметри рециркуляційної води;

– верхні:

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

ср – середнє значення;

рік – річне значення;

л – параметри літнього періоду;

Скорочення:

ТОА – теплообмінний апарат;

ТН – тепловий насос;

ГТО – горизонтальний ґрунтовий теплообмінник;

ВГТО – вертикальний ґрунтовий теплообмінник.

ВСТУП

Використання нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії (НВДЕ) світова спільнота розглядає як один із найбільш перспективних шляхів вирішення зростаючих проблем енергозабезпечення. Наявність невичерпної ресурсної бази та екологічна чистота НВДЕ є визначальними їх перевагами в умовах вичерпання ресурсів органічного палива та зростаючих темпів забруднення довкілля.

НВДЕ стали останнім часом одним із важливих критеріїв сталого розвитку світової спільноти. Здійснюється пошук нових і вдосконалення існуючих технологій, виведення їх до економічно ефективного рівня та розширення сфер використання. Головними причинами такої уваги є очікуване вичерпання запасів органічних видів палива, різке зростання їх ціни, недосконалість та низька ефективність технологій їхнього використання, шкідливий вплив на довкілля, наслідки якого все більше і більше турбують світову спільноту.

Альтернативна енергетика є одним із базових напрямів розвитку технологій у світі, разом із інформаційними та нанотехнологіями вона стає важливою складовою нового постіндустріального технологічного укладу. На сьогодні частка НВДЕ у виробництві енергії у світі ще не є значною (близько 14 %), але їх потенціал на кілька порядків перевищує рівень світового споживання паливно-енергетичних ресурсів. Темпи зростання обсягів виробництва енергії за рахунок НВДЕ також значно перевищують аналогічні для традиційних видів енергії. Так, у найближчі 10 років, прогнозується щорічне зростання світових обсягів виробництва електроенергії традиційної електроенергетики порядком 2,8 %, а електроенергії НВДЕ – 9,2 %.

До НВДЕ відносять природні джерела теплоти: сонячна радіація, атмосферне повітря, ґрунт, вода природних і штучних водойм (річок, озер, морів, ставків, водосховищ) та підземні води (ґрунтові, артезіанські, термальні) та, відповідно, техногенні джерела теплоти: вентиляційні викиди споруд, каналізаційні стоки (стічні води), промислові скиди.

В Україні існує значний потенціал НВДЕ, який багаторазово перевищує прогнозовані рівні споживання теплової енергії всіма секторами економіки нашої країни. З іншого боку, проблеми ефективності використання традиційних джерел енергії в Україні стоять ще гостріше, ніж у світі чи країнах ЄС. Причинами цього є застарілі технології, вичерпання ресурсу використання основних фондів генерації електроенергії і теплоти, що разом з низькою ефективністю використання палива призводить до значних обсягів шкідливих викидів. Значні втрати при транспортуванні, розподілі та

використанніелектроенергії і теплоти, а також монопольна залежність від імпорту енергоносіїв ще більше ускладнюють ситуацію на енергетичних ринках країни.

З метою зменшення залежності України від імпортних енергоносіїв потрібно впроваджувати енергоефективні технології та забезпечити ширше застосування НВДЕ за

допомогою теплонасосної технології. На сьогоднішній день теплові насоси (ТН), без сумніву, є найбільш перспективними серед джерел нетрадиційної енергетики для вирішення проблем енергозбереження, завдяки можливості «черпати» поновлювану енергію з навколишнього середовища. Застосування джерел теплоти на базі теплонасосних установок (ТНУ) в системах теплопостачання у сферах, де це впровадження раціональне й конкурентоспроможне, дасть змогу комплексно вирішити енергетичні, економічні, екологічні й соціальні проблеми, актуальні для України.

Так, геотермальна енергетика є досить перспективним джерелом енергії для України. Ґрунт є найбільш універсальним джерелом низькопотенціальної теплоти, який на глибині 5 м зберігає впродовж усього року постійну температуру на рівні 8–12 ºС, забезпечуючи, таким чином, ефективну роботу ТН [2,3]. Для вилучення теплоти з ґрунту та використання його як нижнього джерела теплоти для ТНС теплопостачання застосовуються вертикальні та горизонтальні ґрунтові теплообмінники. Найбільша енергоефективність геотермальних теплонасосних систем (ТНС) досягається при роботі з водяними низькотемпературними системами опалення (30...50 ºС): підлогове або стінове опалення. Таким чином, нині широкої популярності набуває поєднання низькотемпературного опалення із сучасною енергозберігаючою технологією генерування теплоти – ТН.

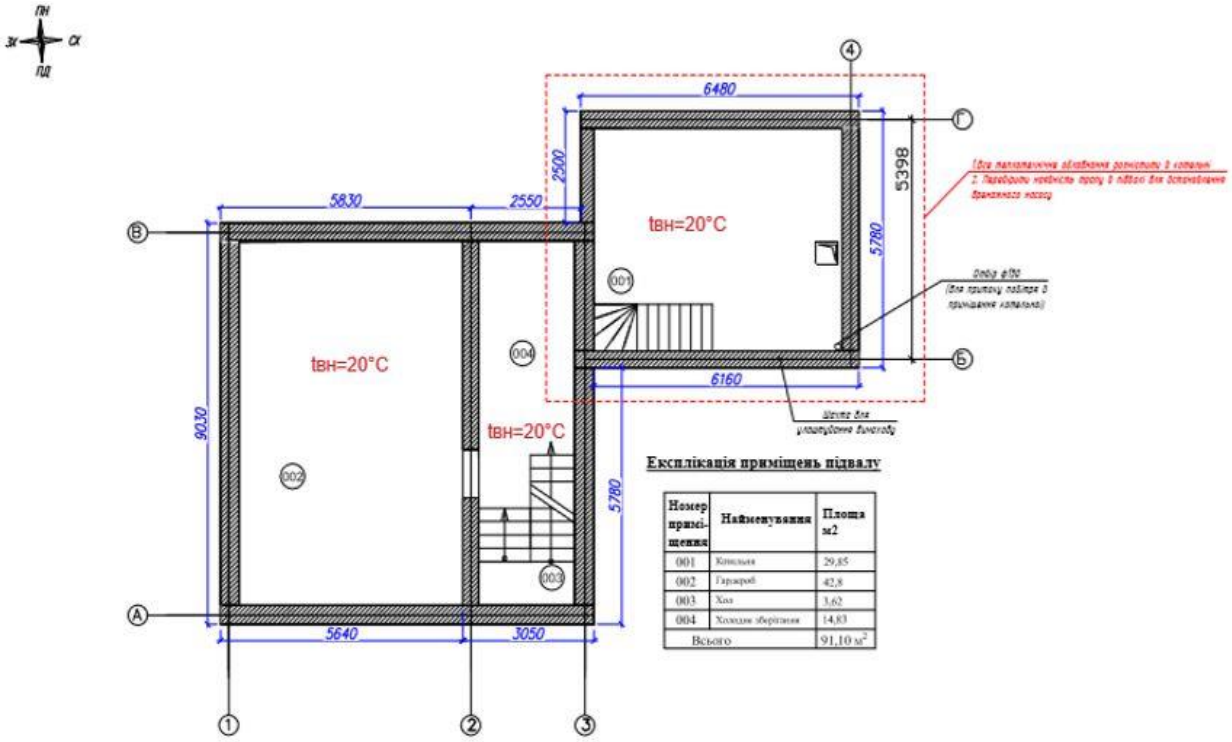
Нині існує декілька методик розрахунку вертикальних ґрунтових теплообмінників [3,4], проте жодна з них не враховує оптимальні умови роботи теплонасосних систем опалення з використанням ВГТО. Тому для виконання поставленої задачі замовником, я дослідив оптимальні умови роботи ВГТО і використовуючи отримані дані, розрахував систему теплонасосного опалення будинку.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ І САНІТАРНО-ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

1.1 Опис об'єкту

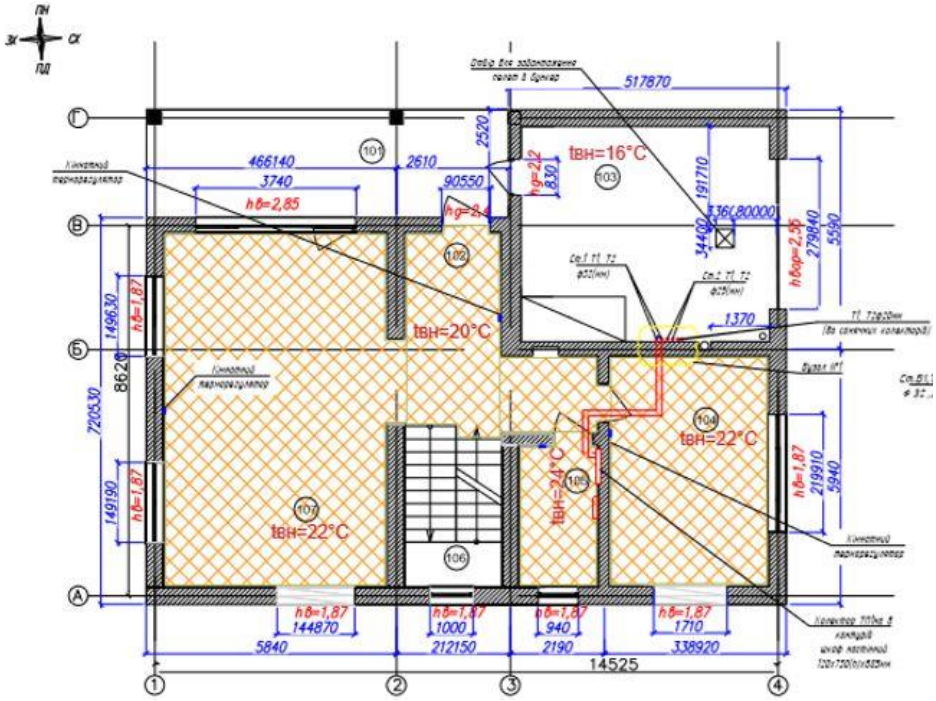
Об'єктом розгляду та розрахунку в даній дипломної роботи є – індивідуальний тепловий пункт в житловому будинку дачного типу з використанням теплоти грнуту в селі Лютіж Київської області.

Будинок являє собою двоповерхову будівлю з горищем та підвалом, загальною площею 344 м2, оснащений ґрунтовим тепловим насосом. План підвалу та поверхів зображено на рис.1.1, рис.1.2 та рис. 1.3. Будинок оснащений теплою підлогою.



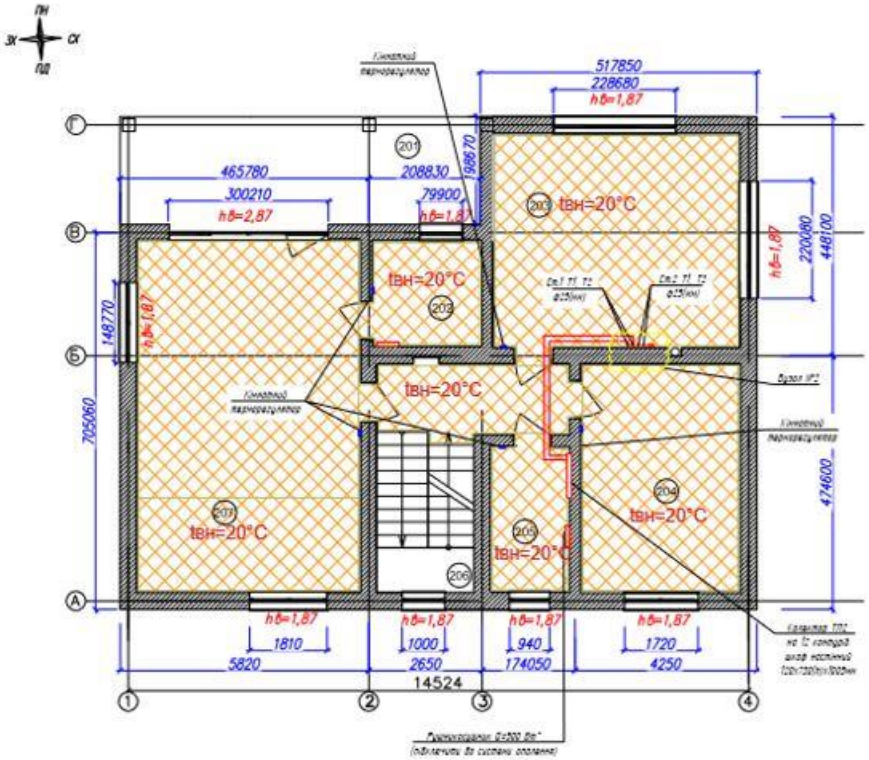
001-Котельня, 002-Гардероб, 003-Сходи, 004- Холодне зберігання.

Рисунок 1.1 – План підвалу



101 – Тераса, 102 – Хол, 103 – Гараж, 104 – Гостьова спальня 1, 105 – Гостьовий санвузол, 106 – Сходи, 107 – Вітальня-студія

Рисунок 1.2 – План першого поверху



201 – Балкон, 202 – Санвузол, 203 – Гостьова спальня 2, 204 – Гостьова спальня 3, 205- Гостьовий санвузол, 206 – Сходи, 207 – Спальня господарів.

Рисунок 1.3 – План другого поверху

1.2 Характеристика огороджувальних конструкцій

Покрівля під бітумною черепицею, присутній базальтовий утеплювач ROCKWOOL Rockmin. Стіни складаються з шлакоблоку, який виконує роль несучої конструкції і з пінополістиролу ПСБ-25, який використано в якості утеплювача, шлакоблок ізольован від парів вологи гідроізоляційною мастикою, також нанесена фасадна штукатурка та фасадна атмосферостійка фарба Baumit поверх утеплювача. Цокольний поверх виконано з шлакоблоку і оброблено цементно-піщаної штукатуркою. Тип вікна: двокамерні склопакети фірми «SLI Door» типу 4-10-4-10-4.

2 ОПИС ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ҐРУНТУ

2.1 Опис роботи теплового насоса

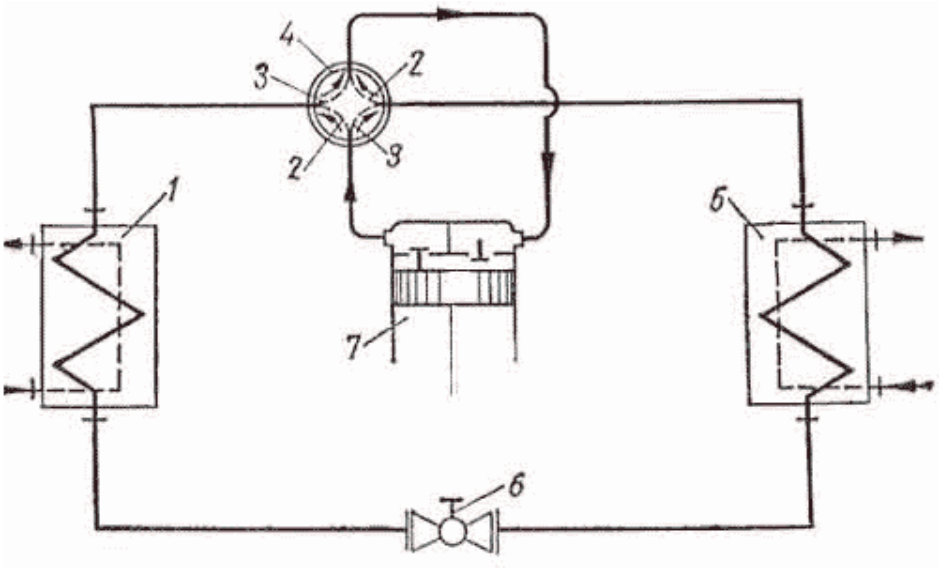
Тепловий насос - це пристрій, який працює за принципом зворотного холодильної машини, передаючи тепло від низькотемпературного джерела до середовища з більш високою температурою, наприклад системі опалення вашого будинку.

Принцип роботи теплового насоса схожий до роботи звичайного холодильника, тільки навпаки. Холодильник відбирає тепло від харчових продуктів і переносить його назовні. Тепловий насос переносить тепло, накопичене в ґрунті, землі, водоймі, підземних водах або повітрі, у Ваш будинок. Як і холодильник, цей енергоефективний теплогенератор має наступні основні елементи:

- Конденсатор (теплообмінник, в якому відбувається передача тепла від холодоагенту до елементів системи опалення приміщення: низькотемпературних радіаторів, фанкойлів, теплій підлозі);
- Дросель (пристрій, який служить для зниження тиску, температури і, як наслідок, замикання теплофікаційного циклу в тепловому насосі);
- Випарник (теплообмінник, в якому відбувається відбір тепла від низькотемпературного джерела до теплового насоса);
- Компресор (пристрій, в який підвищує тиск і температуру пари холодоагенту).

Принципова схема теплового насоса з вказівкою напрямку руху холодильного агента для опалення та охолодження будівлі наведена на рис.2.1. Зовнішній теплообмінник розташований у джерел тепла, внутрішній - в приміщенні, яке потрібно нагрівати взимку і охолоджувати влітку.

Тепловий насос облаштований таким чином, щоб змусити тепло рухатися в зворотному напрямку. Наприклад, під час нагрівання будинку, тепло відбирається від якого-небудь холодного зовнішнього джерела (землі, річки, озера, зовнішнього повітря) і передається в будинок.



1 - зовнішній теплообмінник; 2 - напрямок руху холодоагенту при охолодженні приміщення; 3 - напрямок руху холодоагенту при опаленні приміщення; 4 - чотирьохходовий кран-перемикач; 5 - внутрішній теплообмінник; 6 - регулюючий вентиль; 7 - компресор.

Рисунок 2.1 - Принципова схема теплового насоса

Для охолодження (кондиціонування) будинку тепло відбирається від більш теплого повітря в будинку і передається назовні. У цьому відношенні тепловий насос схожий на звичайний гідравлічний насос, який перекачує рідину з нижнього рівня на верхній, тоді як у звичайних умовах рідина завжди рухається з верхнього рівня на нижній.

На сьогоднішній день найбільш розповсюдженими є парокомпресійні теплові насоси. В основу принципу їх дії лежать два явища: по-перше, поглинання і виділення тепла рідиною при зміні агрегатного стану - випаровування і конденсація, відповідно; по-друге, зміна температури випаровування (і конденсації) при зміні тиску.

У випарнику теплового насоса робочим тілом є - холодоагент, який не містить хлору, - він знаходиться під низьким тиском і кипить при низькій температурі, поглинаючи тепло низькопотенційного джерела. Потім робоче тіло стискається в компресорі, який приводиться в рух за допомогою електричного або іншого двигуна, і потрапляє в конденсатор, де при високому тиску конденсується при більш високій температурі, віддаючи тепло конденсації приймачу тепла, наприклад, теплоносія системи опалення. З конденсатора робоче тіло через дросель знову потрапляє у випарник, де його тиск знижується, і процес кипіння холодоагенту починається знову.

Тепловий насос здатний відбирати тепло від декількох джерел, наприклад, повітря, води або землі. Таким же шляхом він може скидати тепло в повітря, воду або землю. Більш

тепле середовище, яка сприймає тепло, називається теплоприймачем. Залежно від типу джерела і приймача тепла, випарник і конденсатор можуть бути виконані як теплообмінники типу "повітря-рідина", так і "рідина-рідина".

Регулювання роботи системи опалення з використанням теплових насосів в більшості випадках здійснюється за допомогою його включення і виключення по сигналу датчика температури, який встановлений в приймачі (при нагріванні) або джерелі (при охолодженні) тепла. Налаштування теплового насоса зазвичай здійснюється зміною перетину дроселя (терморегулюючого вентиля).

Як і холодильна машина, тепловий насос використовує механічну (електричну або іншу) енергію для реалізації термодинамічного циклу. Ця енергія використовується на привід компресора (сучасні теплові насоси потужністю до 100 кВт комплектуються високоефективними скрол компресорами). Коефіцієнт перетворення (коефіцієнт трансформації або ефективності) теплового насоса - це співвідношення кількості теплової енергії яку виробляє тепловий насос до кількості електричної енергії, яку вона споживає. Коефіцієнт перетворення залежить від рівня температур у випарнику і конденсаторі теплового насоса. Це значення коливається для різних теплонасосних систем в діапазоні від 2,5 до 7, тобто на 1 кВт витраченої електричної енергії тепловий насос виробляє від 2,5 до 7 кВт теплової енергії, що не під силу ні конденсаційному газовому котлу, ні будь-якого іншого генератору тепла. Тому можна стверджувати, що парокомпресійні теплові насоси виробляють тепло, використовуючи мінімальну кількість дорогої електричної енергії. Температурний рівень теплопостачання від теплових насосів - 35-60 °С. Економія дорогих енергетичних ресурсів при такому температурному режимі досягає 75%.

2.2 Особливості використання теплоти ґрунту для теплонасосних систем опалення

За видом теплоносія у вхідному (ґрунтовий контур, зовнішнє повітря, водне джерело і ін.) І вихідному (система опалення, гаряче водопостачання, охолодження) контурах теплові насоси діляться на шість типів: ґрунт-вода, вода-вода, повітря-вода, ґрунт -повітря, вода-повітря, повітря-повітря.

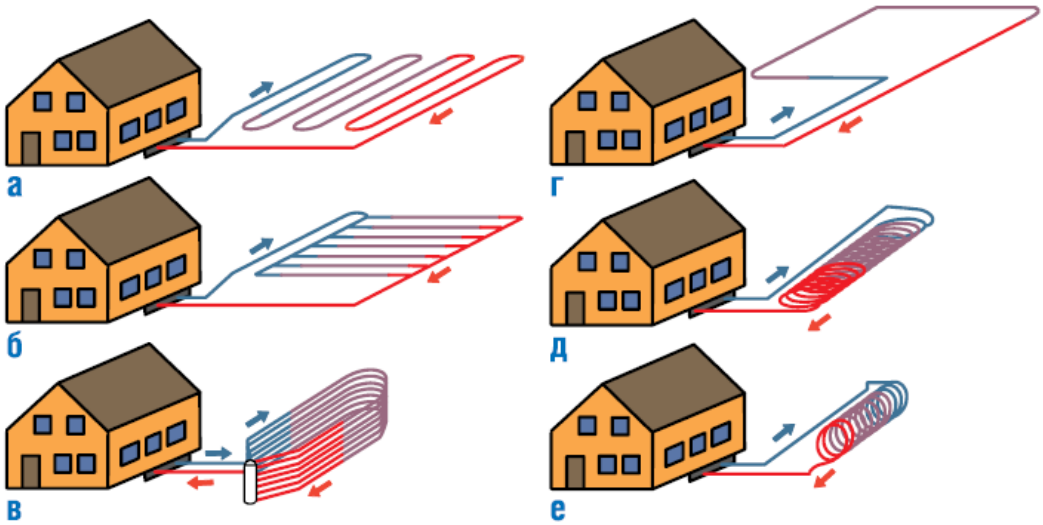
Ґрунт - це найбільш універсальне джерело розсіяного тепла. Він акумулює сонячну енергію і цілий рік підігрівається від земного ядра. При цьому він завжди "під ногами" і здатний віддавати тепло в незалежності від погоди. Бо вже на глибині 5-7 м температура практично постійна протягом усього року. Для більшої території України вона становить 8-12 ° С, що цілком достатньо для облаштування високоефективного системи опалення та охолодження. Більш того, у верхніх шарах землі мінімальне значення

температури досягається на кілька місяців пізніше від піків морозів - потреба в інтенсивному обігріві за допомогою теплового насоса ґрунт-вода до тієї пори зменшується. В цілому ж ґрунт досить надійно постачає калорії для теплового насоса. Необхідна енергія збирається ґрунтовим теплообмінником, заглибленим у землю, і акумулюється в теплоносію, який потім подається у випарник теплового насоса і повертається назад за новою порцією тепла. В якості такого носія використовується незамерзаюча, екологічно безпечна рідина (її ще також називають "розсолом" або антифризом). У більшості теплових насосів ґрунт-вода використовується розчин води і пропіленгліколю або етиленгліколю.

Є й інша схема відбору тепла, коли замість "розсолу" в контурі циркулює фреон, який перетворюється на пару безпосередньо в трубах теплосбірника. Хоч ця схема трошки підвищує ККД теплового насоса, але її експлуатація складна і небезпечна для навколишнього середовища.

Сьогодні найбільш популярний тепловий насос ґрунт-вода з "розсолом". У цих геотермальних теплових насосах використовується два види теплообмінників: ґрунтовий колектор і ґрунтовий зонд. Обидва виконуються з поліетиленових труб діаметром до 40 мм з добавками теплопровідного пластифікатора.

Ґрунтовий колектор (горизонтальний колектор) являє собою довгу трубу, горизонтально вкладену під шаром ґрунту. Головна перевага горизонтального колектора - універсальність і простота монтажу. Недолік - велика площа під ґрунтовий колектор - 25-50 м^2 на 1 кВт потужності теплового насоса (причому майданчик можна використовувати лише під газон або однорічні квіти). На рис 2.2 показано декілька схем укладання труб ґрунтового теплообмінника.



а – теплообмінник з послідовно з’єднаних труб; б - теплообмінник з паралельно з’єднаних труб; в – горизонтальний колектор, укладений в траншеї; г – теплообмінник в формі петлі; д - теплообмінник в формі спіралі, розташований горизонтально ("Slinky" колектор); е - теплообмінник в формі спіралі, розташований вертикально.

Рисунок 2.2 - Види горизонтальних ґрунтових теплообмінників

Вибір способу укладання горизонтального колектора визначається теплопровідністю ґрунту і геометрією ділянки. Продуктивність ґрунтового теплообмінника більше на зволожених суглинках і значно менше на сухих піщаних ділянках. У середньому 1 м^2 поверхні ґрунту може забезпечити "постачання" 10-35 Вт потужності. Довжину труби ґрунтового колектора геотермального теплового насоса в одній петлі, причому суцільний, без з'єднань, прагнуть обмежити (не більше 600 м), так як виросте витрата електричної енергії на циркуляційний насос і власне на тепловий насос. Якщо потрібна велика потужність теплового насоса ґрунт-вода, то петель ґрунтового колектора роблять кілька.

Вертикальні колектори (вертикальні теплообмінники) - це система довгих труб, які опущені в глибоку свердловину (40-150 м). Тепловий насос ґрунт-вода з використанням вертикального теплообмінника зображений на рис. 2.3. Він потребує лише клаптику землі, але також потрібні дорогі роботи з буріння. На глибині завжди однакова температура - близько 10 °С, тому вертикальні колектори потужніші від горизонтальних колекторів. Один метр довжини вертикального теплообмінника дає від 30 до 100 Вт теплової енергії, залежно від ґрунту.

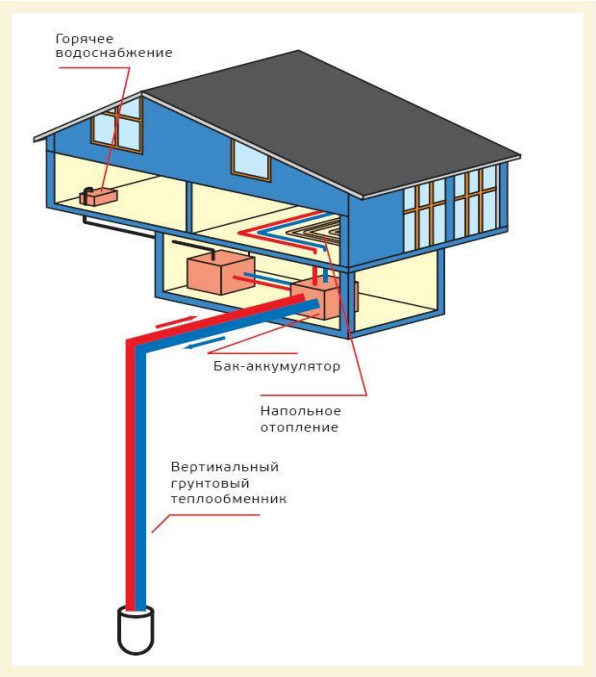


Рисунок 2.3 - Вертикальний ґрунтовий теплообмінник

Відомо близько десяти різних конструкцій вертикальних колекторів, навіть досить незвичайних (наприклад, у вигляді труб, забетонованих в палі фундаменту будинку). Але найбільш вживаними є дві: труба в трубі і U-подібна. За однією лінії "розсіл" подається циркуляційним насосом вниз, а за іншою ним же піднімається вгору, до випарника теплового насоса. У глибоких свердловинах трубопроводи вертикального теплообмінника завжди захищають обсадної трубою, в дрібних не завжди.

Для поліпшення теплопередачі і підвищення міцності вертикального колектора зазор між землею або обсадної трубою і робочими трубами заповнюється бетоніта абобетоном. Якщо потрібно отримати велику потужність, таких вертикальних теплообмінником роблять кілька. Відстані між вертикальними колекторами становить 5-7 м [4].

3 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ПРИМІЩЕНЬ

3.1 Вихідні дані

Кліматологічні дані беремо для м. Києва з таблиць:

– тривалість періоду опалювання становить $n_{оп}$ = 176 діб [5];

– середня температура найхолоднішої п'ятиденки $t_{р.о}$ = -22 °С [5].

Температура внутрішнього повітря приймається $t_{вн}$ = 20 °С [5].

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішніх поверхонь стін αв = 8,7 Вт/(м^2·К)

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни до оточуючого повітря αз = 23 Вт/(м^2·К)

Коефіцієнт теплопередачі через склопакети SLI Door 4-10- 4-10-4 (двокамерні) вікна Квік = 1,981 Вт/(м^2·К).

Коефіцієнт теплопередачі через зовнішні двері (металічні) $K_{дв.зовн}$ = 2,1 Вт/(м^2·К).

Коефіцієнт теплопередачі через ролету, яка виступає гаражними воротами (виробництва компанії «Stavny»)

$K_{вор}$ = 1,5 Вт/(м^2·К).

Висота поверху будинку H = 3,5 м, висота цокольного поверху (підвалу) = 2 м.

Кількість людей які знаходяться в будівлі n = 5, з яких 2 чоловіка и 3 жінки.

3.2 Теплове навантаження системи опалення

Теплове навантаження системи опалення має розраховуватися за формулою:

$$Q = Q_{вт} + Q_2 - Q_3 \qquad (3.1)$$

де $Q_{втр}$ – розрахункові втрати теплоти будинку, кВт;

Q_2 – втрати теплоти трубопроводами, які прокладені в неопалюваних приміщеннях,

Q_3 – тепловий потік, який поступає в приміщення через вікна та прозорі конструкції, від обладнання та людей, кВт

3.3 Теплові втрати приміщення

Для холодного періоду року теплові втрати приміщень, промислових та громадських

будівель мають розраховуватися за формулою, кВт,:

$$Q_{втр} = \Sigma Q_{обг.i} + Q_{інф}, \qquad (3.2)$$

де $\Sigma Q_{обг.i}$ – сумарні втрати теплоти на нагрів через зовнішні огороджувальні конструкції такі як зовнішні стіни, вікна, металеві двері, перекриття суміжне з горищем, підвал, кВт;

$Q_{інф}$– витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке надходить до приміщень, кВт.

3.4 Втрати теплоти через огороджувальні конструкції

Втрати теплоти через зовнішні огороджувальні конструкції визначаються для кожного

елемента огороджувальної конструкції окремо, складаються з основних втрат та додаткових і розраховуються за формулою:

$$Q_{обг.i} = (1/r_i)\, F_i \Delta t_i (1 + \Sigma\beta)_i n_i \cdot 10^{-3} \qquad (3.3)$$

де r_i – питомий термічний опір теплопередачі елемента огороджувальної конструкції, (м2·К)/Вт;

F_i – площа елемента огороджувальної конструкції, що використовується в теплопередачі, м2;

Δt_i –різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям,оС;

n_i – поправковий коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення елемента огороджувальної конструкцій або його типу (згідно СНиП II-3-79*, n =1для всіх зовнішніх стін даного будинку);

Σβ – додаткові втрати теплоти в частках до основних;

K_i – коефіцієнт теплопередачі елемента огороджувальної конструкції, Вт/(м^2·К).

Термічний опір теплопередачі

$$r_i = \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_з}, \qquad (3.4)$$

де $\alpha_{вн}$ та $\alpha_з$ – коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, Вт/(м^2·К), беру $\alpha_{вн}$ = 8,7 Вт/(м^2·К) і $\alpha_з$ = 23 Вт/(м^2·К) [5];

δ_i та λ_i – теплопровідність (Вт/(м·К)) та товщина (м) деяких матеріалів окремих шарів огороджень.

Поверхні F_i зовнішних стін визначаються за зовнішніми розмірами, поверхні вікон, дверей, підвалу та поверхні перекриття суміжним з горищем – за внутрішніми розмірами.

Різниця температур Δt_i визначається за рекомендаціями при висоті приміщень Hп=4м. Якщо висота приміщення $H_п \leq 4$ м (наприклад, житлові будівлі), то величина

$$\Delta t = t_{вн} - t_{р.о}, \qquad (3.5)$$

де $t_{вн}$ – розрахункова температура повітря усередині приміщень;

$t_{р.о}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення 5].

Різниця температур для приміщень, суміжних із навколишнім середовищем, розраховується за формулою:

$$\Delta t = t_{вн} - t_{р.о} = 20\text{-}(\text{-}22) = 42°C,$$

Додаткові втрати теплоти у частках до основних беруть наступними[5]:

– для зовнішніх вертикальних і нахилених огороджень, що розташовані за напрямком, де вітер у січні має швидкість більше 4,5 м/с з повторюваністю не менше як 15 % – 0,05, при швидкості вітру до 5 м/с і 0,10 – при швидкості 5 м/с і більше;

При типовому розрахунку теплових втрат приміщень рекомендовано брати додаткові втрати теплоти 0,05 для всіх приміщень;

–для зовнішніх вертикальних і нахилених огороджень багатоповерхових будівель з кількістю поверхів 16 і більше – 0,20 для першого та другого поверхів, 0,15 – для третього і 0,10 для четвертого поверхів; для 10…15 –поверхових будинків – 0,10 для першого і другого поверхів і 0,15 – для третього поверху.

Згідно з таблиці для вертикальних та похилих огороджувальних конструкцій при дійсній розрахунковій швидкості зовнішнього повітря беремо коефіцієнт (в січні) $\Sigma\beta = 0,05$.

3.5 Визначення коефіцієнтів теплопередачі огороджувальних конструкцій

-Підвал

Поділ площі підвалу на зони, подано на рисунку 3.1 (Висота підвалу 2 м)

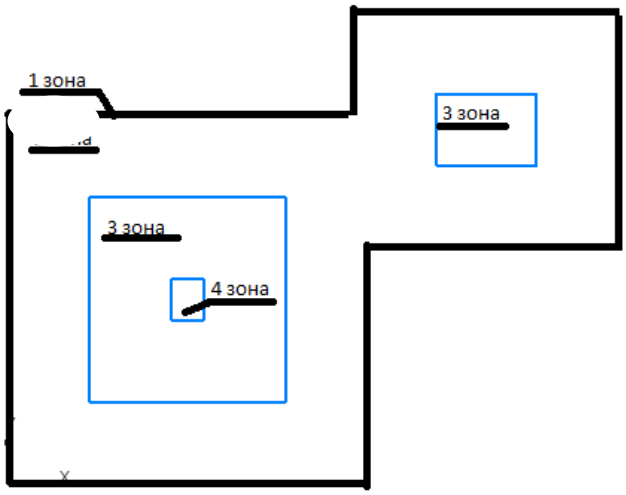


Рисунок 3.1 – Поділ площі підлоги на зони

Відповідно площі зон складають:

$$F_1 = 2\cdot 9,03 + 2\cdot 8,69 + 2\cdot 8,38 + 2\cdot 2,5 + 2\cdot 6,48 + 2\cdot 5,78 + 2\cdot 6,16 + 2\cdot 5,78 = 105,6$$

(м^2) –перша зона;

$F_2 = 33,05 + 18,06 + 13,38 + 8,76 + 7,56 + 5,46 = 86,27$ (м^2) – друга зона;

$F_3 = 24,16 + 4,4 - 0,82 = 27,74$ (м^2) – третя зона.

$F_4 = 0,82$ четверта зона

Термічні опори теплопередачі окремих зон становлять:

- для першої зони - r_1 =2,15 (м^2·К)/Вт;
- для другої зони - r_2 = 4,3 (м^2·К)/Вт;
- для третьої зони - r_3 = 8,6 (м^2·К)/Вт;
- для четвертої зони r_4= 14,2 (м^2·К)/Вт;

– Навколишні стіни будинку

З конструкційного креслення визначимо матеріали з яких виконані стіни та знайдемо з таблиць їх теплофізичні характеристики. Наведемо в таблицю 3.1.

Стіни займають велику площу, але побудовані з використанням утеплювача – тому втрати через них будуть мінімальні. В основі будівлі покладено шлакоблок і зовні використано пінополістирол.

Таблиця 3.1 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів для стін будинку

Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
	λ Вт/(м·К)	δ мм
Фасадна атмосферостійка краска Baumit	0,7	5
Фасадна штукатурка	1,2	20
Поліуретановий клей для пінополістиролу CT84 Cerasit	0,04	5
Пінополістирол ПСБ-25	0,041	100
Гідроізоляційна мастика	1,05	5
Шлакоблок	0,64	200
Гідроізоляційна мастика	1,05	5
Цементно-піщана штукатурка	1,2	20

Термічний опір стін дорівнює:

$$r = \frac{1}{8,7} + \frac{0,005}{0,7} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{0,005}{0,04} + 2\frac{0,005}{1,05} + \frac{0,1}{0,041} + \frac{0,2}{004} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{1}{23} = 3,085$$

(м^2·К)/Вт.

Коефіцієнт теплопередачі для стін

$$K_i = 1/r_i. \quad (3.6)$$

$$K_{ст} = 1/3{,}085=0{,}324 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

–Розрахунок перекриття, яке суміжне з покрівлею

Визначимо коефіцієнти теплопередачі будівельних матеріалів огороджувальних конструкцій, наведемо в [5]. Згідно з [5] встановимо, що термічний опір повітряного прошарку горища буде складати $r_п$ = 0,28 (м^2·К)/Вт. Для перекриття було використане такі матеріали, як лист ДСП та утеплення фірми ROCKWOOL типу Rockmin, товщина і теплопровідність яких, відповідно, дорівнюють $\delta_{дсп}$ = 0,025 м, $\delta_{ут}$ = 0,2 м та $\lambda_{дсп}$ = 0,2 Вт/(м·К), $\lambda_{ут}$ = 0,039 Вт/(м·К). За отриманої інформації визначимо термічний опір перекриття за формулою:

:

$$r_i = \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_з}, \quad (3.7)$$

де $\alpha_в$ =8,7 Вт/(м^2·К)., $\alpha_з$ =8,7 Вт/(м^2·К)

$$r_i = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,2} + \frac{0,25}{0,039} + \frac{1}{8,7} = 5,483 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт.}$$

Коефіцієнт теплопередачі для перекриття, буде складати

:

$$K_{гор} = 1/5{,}483=0{,}182 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

3.6. Визначення площ огороджувальних конструкцій

-Площа вікон:

$S_{в_1} = 3,74 \cdot 2,85 = 10,65$ (м^2);

$S_{в2} = 1,87 \cdot 1,496 = 2,79$ (м^2);

$S_{в3} = 1,87 \cdot 1,491 = 2,78$ (м^2);

$S_{в4} = 1,87 \cdot 1,448 = 2,7$ (м^2);

$S_{в5} = 1,87 \cdot 1 = 1,87$ (м^2);

$S_{в6} = 0,9 \cdot 1,87 = 1,757$ (м^2);

$S_{в7} = 1,87 \cdot 1,71 = 3,19$ (м^2);

$S_{в8} = 1,87 \cdot 2,2 = 4,11$ (м^2);

$S_{в9} = 1,87 \cdot 0,8 = 1,49$ (м^2);

$S_{в10} = 2,87 \cdot 3 = 8,66$ (м^2);

$S_{11} = 1,87 \cdot 1,487 = 2,78$ (м^2);

$S_{12} = 1,81 \cdot 1,87 = 3,38$ (м^2);

$S_{13} = 1,87 \cdot 1 = 1,87$ (м^2);

$S_{в14} = 0,94 \cdot 1,87 = 1,757$ (м^2);

$S_{в15} = 1,87 \cdot 1,72 = 3,21$ (м^2);

$S_{в16} = 1,87 \cdot 2,2 = 4,114$ (м^2);

$S_{в17} = 1,87 \cdot 2,286 = 4,27$ (м^2);

Загальна площа вікон: $F_в$= 61,87 м^2

- Площа металевих дверей та гаражних воріт типу «ролета»:

Розміри металевих дверей: $F_{мет.двер1} = 2,4 \cdot 0,905 = 2,172$ м^2

$F_{мет.двер2} = 2,2 \cdot 0,83 = 1,826$ м^2

Розміри секційних гаражних воріт: $F_{вор} = 2,55 \cdot 2,798 = 7,13$ м^2

-Площа зовнішніх стін:

$F_{ст} = P \cdot H - F_{вор} - F_{мет.двер} - F_{вік} = 333,9 - 61,378 - 7,13 - 3,998 = 261,39$ м^2

де P – зовнішній периметр будинку, м. P = 47,7 м (визначено з плану будинку); H – висота поверхів, м.

3.7 Визначення втрат теплоти через огороджувальні конструкції

Втрати теплоти через склопакети, кВт, розрахуємо за формулою:

$$Q_{от} = К_{от} \cdot F_в \cdot \Delta t \cdot 1 \cdot 10^{-3}, \text{ кВт} \quad (3.8)$$

$$Q_{от} = 1,981 \cdot 61,878 \cdot 42 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 5,106 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти через металеві двері та гаражні ворота типу «ролета», кВт

$$Q_{дв.вор} = (К_{дв} \cdot F_{дв} + К_{вор} \cdot F_{вор}) \cdot \Delta t \cdot 1 \cdot 10^{-3}, \quad (3.9)$$

$$Q_{дв.вор} = (2,1 \cdot 3,998 + 7,13 \cdot 1,5) \cdot 42 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,8 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти через цокольний поверх(підвал):

Теплові втрати для підвалу розраховуються за такою ж методикою як і підлоги, окремо для кожної визначеної зони, використаємо формулу:

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_1, \quad (3.10)$$

$$Q_I = \frac{105,6}{2,15 \cdot 1000} \cdot 42 = 2,06 \text{ кВт – перша зона;}$$

$$Q_{II} = \frac{86,27}{4,3 \cdot 1000} \cdot 42 = 0,84 \text{ кВт – друга зона;}$$

$$Q_{III} = \frac{27,74}{8,6 \cdot 1000} \cdot 42 = 0,12 \text{ кВт – третя зона;}$$

$$Q_{III} = \frac{0,82}{14,2 \cdot 1000} \cdot 42 = 0,002 \text{ кВт – четверта зона;}$$

$\sum Q = 2,06 + 0,84 + 0,12 + 0,002 = 3,02$ кВт - сумарні теплові втрати через підлогу.

Втрати теплоти через перекриття-горище, кВт

$$Q_{гор} = К_{гор} \cdot F_{гор} \cdot \Delta t \cdot 0,9 \cdot 10^{-3}, \quad (3.11)$$

$$Q_{гор} = 0,182 \cdot 143,4 \cdot 8 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} = 0,187 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти через зовнішні стіни, кВт

$$Q_{ст} = К_{ст} \cdot F_{ст} \cdot \Delta t \cdot (1 + \Delta_{дод}) \cdot 1 \cdot 10^{-3}, \quad (3.12)$$

$$Q_{ст} = 0,324 \cdot 261,39 \cdot 42 \cdot (1 + 0,05) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 3,73 \text{ кВт}$$

Загальні втрати теплоти через огороджувальні конструкції, кВт:

$$Q_{заг} = Q_{ст} + Q_{гор} + Q_{вік} + Q_{підв} + Q_{дв.вор}; \quad (3.13)$$

$$Q_{заг} = 5,106 + 0,8 + 0,187 + 3,73 + 3,02 = 12,84; \text{ кВт}$$

3.8 Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

$$Q_{інф} = (1/3600)\, c_{пов} \rho_{пов} F_п h\, (t_{вн} - t_{р.о}), \quad (3.14)$$

де $c_{пов}$– питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг·К), яку можна взяти стандартну як 1,005 кДж/(кг·К);

$\rho_{пов}$– густина повітря, кг/м^3, яка розраховується за точною формулою, але для типового розрахунку її можна наближено обрати 1,2 кг/м^3;

$F_п$– площа підлоги приміщення за внутрішніми розмірами, м^2;

h – висота приміщення, м, але не більше як 3,5 м.

Висота поверхів в даному будинку складає h = 3,5 м. Площа кімнат становить $F_{п.кім}$ = 197,14 м^2. Площа санвузлів становить $F_{п.сан}$= 19,23 м^2. Площі приміщень визначено з плану будинку.

Для кімнат:

$$Q_{інф} = (1/3600) \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot 197,14 \cdot 3,5 \cdot (20 - (-22) \cdot 0,3 = 2,912 \text{ кВт}$$

Для санвузлів:

$$Q_{інф} = (1/3600) \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot 19,23 \cdot 3,5 \cdot (20 - (-22) \cdot 1 = 0,946 \text{ кВт}$$

Загальні витрати теплоти на нагрів інфільтраційного повітря складають:

$$Q_{інф} = Q_{інф.кім} + Q_{інф.кух} \quad (3.15)$$

$$Q_{інф} = 2912 + 946 = 3862 \text{ Вт}$$

Теплові втрати будинку становлять:

$$Q_{заг} = Q_{інф} + Q_{оп} = 12,84 + 3,86 = 16,7 \text{ кВт}$$

3.9 Середня витрата теплоти на опалення

Середня витрата теплоти на опалення розраховується за формулою:

$$Q_o^{ср} = Q\frac{t_{вн} - t_{ср.о}}{t_{вн} - t_{р.о}}, \qquad (3.16)$$

де $t_{ср.о}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період.

Для міста Києва $t_{ср.о}$ = - 0,1°С

Тоді:

$$Q_o^{ср} = 16,7\frac{20-(-0,1)}{20-(-22)} = 8,39 \text{ кВт}$$

3.10 Річна витрата теплоти на опалення

Річна витрата теплоти на опалення розраховується за формулою:

$$Q_o^{річ} = Q_o^{ср} n_o \cdot 24, \qquad (3.17)$$

де $n_{оп}$ - тривалість опалювального періоду. діб

$Q_o^{ср} = 8,39$ - середня витрати теплоти на опалення, кВт.

За [4] для м. Києва $n_{оп}$=176, діб. Тоді:

$$Q_o^{річ} = 8,39 \cdot 176 \cdot 24 = 37653 \text{ кВт·год / рік}$$

4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Середні витрати теплоти на гаряче водопостачання, кВт, за опалювальний період розраховуються за формулою:

$$Q_{ГВП}^{ср} = M_{ГВП} \cdot k_{вт} \cdot c_{в}(t_{г.в} - t_{х.з}) \quad (4.1)$$

де $c_{в}$ - теплоємність води, $c_{в} = 4,187$ кДж·(кг·К)

$k_{вт}$ - коефіцієнт, що враховує втрати тепла від трубопроводів $k_{вт} = 1,2$;

$t_{г.в}$ - температура гарячої води у споживача $t_{г.в} = 55°C$;

$t_{х.з}$ - температура води в зимній період $t_{х.з} = 5°C$;

$M_{ГВП}$ - масова витрата води на ГВП

$$Q_{ГВП}^{ср} = 0,0052 \cdot 1,2 \cdot 4,187 \cdot 10^{3} \cdot (55-5) = 1,308 \text{ кВт}$$

Величина масової витрати гарячої води, кг/с, визначається за формулою:

$$M_{ГВП} = \frac{m \cdot a}{24 \cdot 3600} \text{ кг/с} \quad (4.2)$$

де m – кількість людей, які проживають у будинку користуючись гарячою водою, за проектом m = 5 чоловік ;

а – норма витрати гарячої води на одну людину за добу, складає а = 90 кг/добу.

$$M_{ГВП} = \frac{90 \cdot 5}{24 \cdot 3600} = 0,0052 \text{ (кг/с)}$$

Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання для житлових та громадських будівель за опалювальний період складають

$$Q_{ГВП}^{макс} = (2...2,4) \cdot Q_{ГВП}^{ср}, \quad (4.3)$$

$$Q_{ГВП}^{макс} = 2 \cdot 1,308 = 2,616 \text{ кВт}$$

Результати теплового розрахунку та розрахунку системи гарячого водопостачання наведені в таблиці. 4.1.

Таблиця 4.1 – Витрати теплоти на систему опалення та ГВП

Вид витрати	Позначення	Величина, кВт
1. Витрати теплоти на опалення	$Q_{оп}$	16,7
2. Витрати теплоти на вентиляцію	$Q_{вент}$	Відсутні
3. Витрати теплоти на ГВП	$Q_{гв}^{макс}$	2,616
Загальні витрати теплоти	$\sum Q$	19,3

5 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

5.1 Розрахунок теплої підлоги

5.1.1 Необхідність використання ізоляції по периметру (компенсаційного шва)

По периметру бічних стін наносять компенсацій шов (ізоляцію) для зменшення теплових втрат та для утримання бетону від теплового розширення. За будівельними стандартами товщина шову має не перевищувати 5 мм, а її висота повинна дорівнювати висоті заливки бетону. Шов виконується з вологостійких матеріалів, в нашому проекті була використана спінений поліуретан. Поверх компенсаційного шва наноситься ізоляція для захисту. Попередня ізоляція відрізняється необходімістю приварення поліуретанової плівки, яка має водостійку характеристику. Ізоляційний шов завжди використовуються при будівлі житлових будівель, а наявність компенсаційного шва обмежується площею приміщення, яка повинна бути більше 40 м2.У цьому випадку приміщення підлягає додатково розбити на окремі ділянки і нанести на них компенсаційні шви. При проектуванні труб теплої підлоги, вони не повинні торкатись компенсаційних швів, окрім падаючої та зворотної труби. Треба звернути на саму прокладку труби через щов. Основним критерієм прокладки є проход труби в гофри з невеликим вигином і з свободним місцем для руху.

5.1.2 Методика роботи теплої підлоги

Нагрівання приміщення протікає за допомоги віддачі теплоти від змійовиків, в яких протікає гаряча вода, прокладених під керамічною плиткою. Потік теплоти до потрапляння в кімнату повинен пройти шар бетону, в якому залиті труби, та декоративне покриття підлоги, яке являє собою гріючу поверхню. Компоновка теплої підлоги доставляє деякі складності в ремонті гріючого бетону, тому вибір труб повинен робитись відповідально. За технічним завданням для даного проекту була обрана труба «Аква Рекс». Її характеристики відповідають усім нормам, а саме виконане із корозійностійкого матеріалу як в середині так і зовні, також має електрохімічну стійкість від води в конурі та блукаючих токів в приміщенні. Абсолютно гладка поверхня труби зменшує гідравлічний опір до мінімального значення. Поверх труби накладен шар із алюмінією, який підвищує не тільки характеристику міцності, але й зменшує теплове розширення труби.

5.1.3 Шар бетону та декоративне покриття підлоги

В основному змійовики (нагрівальний контур) заливається шаром бетону, який приймає на себе не тільки силове навантаження, а рівняє температуру по всій гріючої поверхні. В житловому будівництві використовують стандартний цементний шар, який має розрахункове навантаження до 2 кН/м2.

За будівельними нормами шар бетону повинен становити 5-6 см від площі ізоляції та 3-4 см від розташованих труб. Іноді в бетон добавляють такі домішки як пластифікатори для системи «теплої підлоги». Поверх бетону настеляється декоративне покриття. Зазвичай використовуються таке покриття:

• ламінат;

• керамічна плитка;

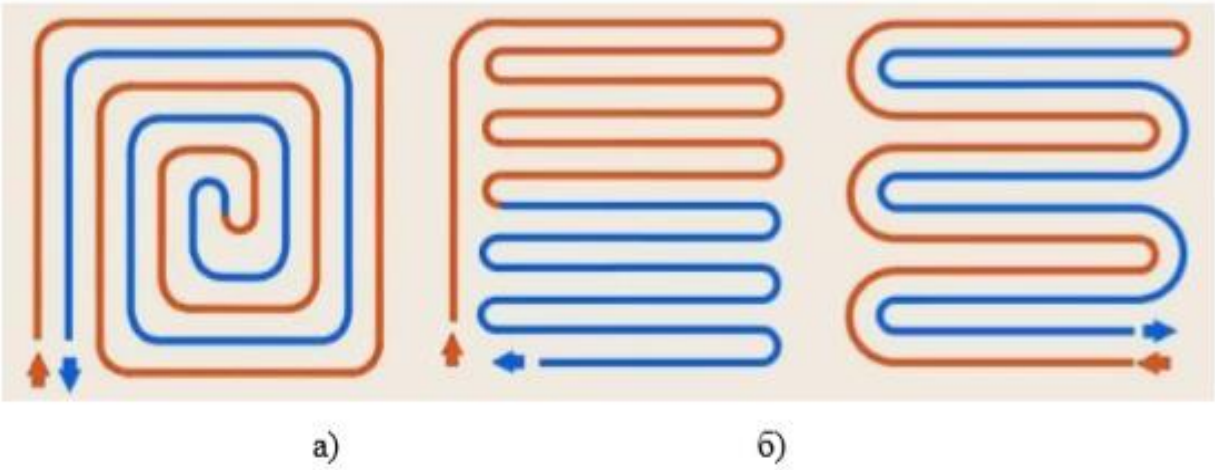
• пластмасова плитка;

• паркет;

• мрамурова плитка.

Матеріали використанні в процесі прокладання системи «теплої підлоги» повинні мати стійкість до тривалого теплового нагрівання до 50С, яке повинно підтверджуватись спеціальними сертифікатами перевірки, затверджуючи стійкість до зміни фізичних властивостей та відсутності шкідливих домішок, які можуть потрапити в повітря.

Компоновки труб в системі «тепла підлога» наведені на рисунку 5.1:



а) компоновка труб равликом; б) компоновка труб змійкою

Рисунок 5.1 – Компоновка труб

5.1.4 Визначення площ теплої підлоги

За проектом «тепла підлога» встановлена в таких приміщеннях:

На першому поверсі:

- Хол $F_{п}$ = 15,47 м^2

- Гостьова спальня 1 $F_{п}$ =20,12 м^2

- Гостьовий санвузол $F_{п}$ =6,25 м^2

- Вітальня студія $F_{п}$ = 43,55 м^2

На другому поверсі:

- Санвузол $F_{п}$ = 6,52 м^2

- Гостьова спальня 2 $F_{п}$ = 29,3 м^2

- Гостьова спальня 3 $F_{п}$ = 20,19 м^2

- Гостьовий санвузол $F_{п}$ = 6,46 м^2

- Спальня господарів $F_{п}$ = 43,5 м^2

Загальна площа приміщень становить $F_{п.заг}$ 191,36 м^2

Розрахуємо теплові втрати, кВт, які повинна забезпечити система «теплої підлоги»

$$Q_{вт} = Q_{втр} - Q_{г} - Q_{під}, \quad (5.1)$$

де $Q_{втр}$ – загальні теплові втрати будинку;

$Q_{г}$ та $Q_{під}$ – теплові втрати в гаражі та підвалі, які опалюється радіаторами;

$$Q_{вт} = 16,7 - 0,983 - 3,02 = 12,7 \text{ кВт}$$

За визначеною загальною площею $F_{т.п}$ (м^2) і поперднбо знайденими тепловими втратами $Q_{т.п}$ (Вт) приміщень знайдемо потік теплоти з одного квадратного метра площі q за формулою:

$$q = Q_{тп} / F_{тп} \quad (5.2)$$

$$q = \frac{12700}{191,36} = 66,35 \text{ Вт/м}^2$$

З таблиць виробника за заданою температури теплоносія і внутрішньої температури приміщення знайдемо потрібні коефіцієнти: – керамічна плитка: $q_{к.п}$ = 68 Вт/м^2, $b_{к.п}$ = 0,3 м крок труби, середня температура теплоносія $t_{ср} = 37,5C$:

$$t_{під} = (q / 11,2) + t_{прім} \quad (5.3)$$

Температура підлоги дорівнює:

$t_{під.к}$ = (68/11,2) + 20 = 26,1°С.

Отримана температура менше ніж $t_{під.макс} = 29C$, що задовольняє стандарту .

В довжину нагрівальногоконтуру входять довжина труби з колектору та змійовик, який знаходиться в приміщенні для обігріву. Відповідно будівельних норм довжина не може перевищувати 100 метрів та необхідне використання суцільної труби, тому що заливання шаром бетону фітінгів недопустимо. За відповідною формулою (5.4) розрахуємо довжини контурів і внесемо до таблиць:

$$L = F_{прим} / b \qquad (5.4)$$

За планом будинку маємо два гідравлічних колекторів один для обігріву першого поверху та відповідно другий колектор обігріває другий поверх.

Перший гідравлічний колектор включає 8 контурів, які розташовані: 1 в санвузлі,4 в вітальні-студії, 1 в холі, 2 в гостьовій спальні.

На другому гідравлічному колекторі маємо 12 контурів, а саме 5 в спальні господарів, 2 в гостьовій спальні 3, 3 в гостьовій спальні 2, 1 в гостьовому санвузлі, 1 в господарському санвузлі.

Більше детальне розміщення колекторів можна побачити на рис 5.2. та 5.3.

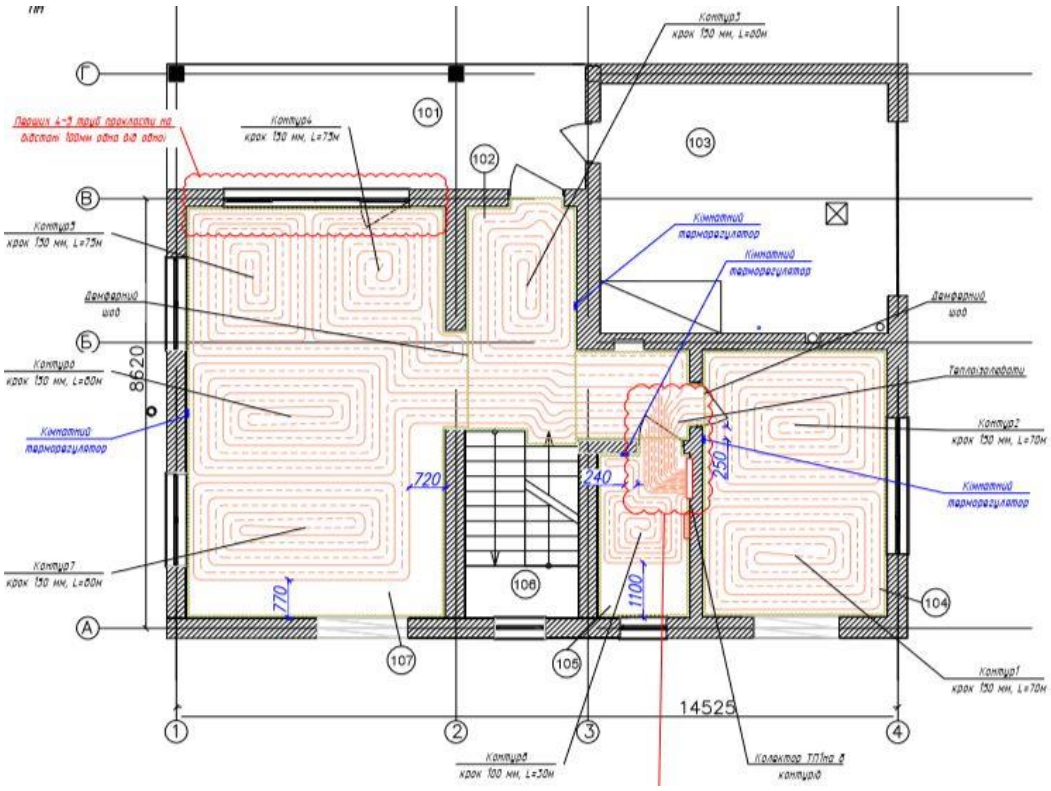


Рисунок 5.2 – Розміщення колекторів першого гідравлічного колектора

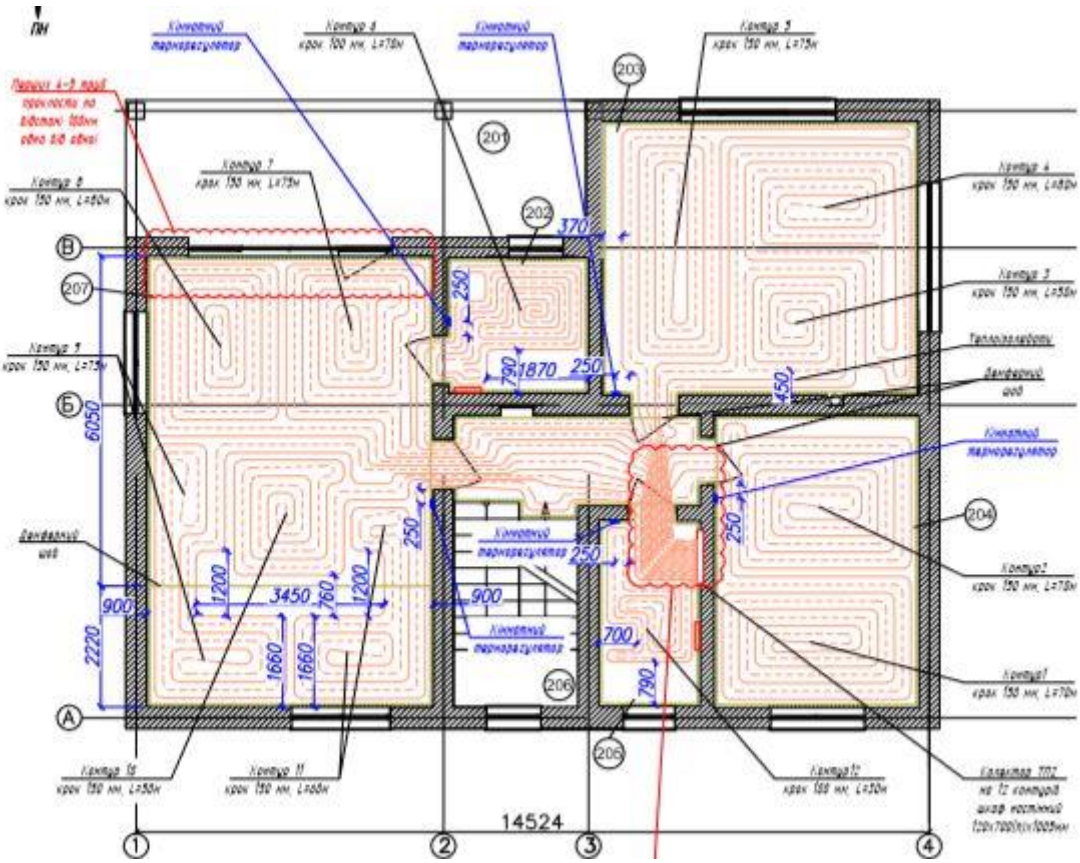


Рисунок 5.3 – Розміщення контурів другого гідравлічного колектора

В даному проекті існує паралельне з’єднання кілець для паралельної подачі, що збільшує гідравлічний опір. Для запобігання цього потрібно вирівнювати гідравлічний опір декількох кілець. Зазвичай обирається ділянка з найбільшими втратами тиску (найбільш проблемний контур). Після регулювання опорів різниця між паралельними кільцями повинна бути у межах 20-30%. Також повинно враховуватись максимальний опір ділянки, який допустим 20-25кПа та мінімальна швидкість води в контурі, яка складає 0,15-0,2 м/с. Саме при цієї швидкості повітряні бульбашки за допомогою сил видавлюється з труби, які можуть утворити пробки в контурі. За цими даними вище було побудовані гріючи контури в приміщеннях.

Розрахуємо для кожного контуру його теплове навантаження і масову витрату теплоносія.

Масова витрата теплоносія, кг/с, розраховується за формулою

$$m = \frac{1{,}1 \cdot Q_{тп}}{4190(t_{под} - t_{зв})} \qquad (5.5)$$

де $t_{под}$ = 40С – температура гарячої води на вході; $t_{зв}$ = 35С – температура охолодженої води на виході

Таблиця 5.1 – Довжина контурів, площі, теплові наватаження та витрати теплоносія для першого колектора

Налаштування контурів теплих підлог КОЛЕКТОРА ТП1				
№ контура	Довжина контура, м	Площа контура, м2	Потужність контура*, Вт	Витрата теплоносія в контурі, л/хв
1	70	11	844	2,4
2	70	11	844	2,4
3	60	10	724	2,1
4	75	12	904	2,6
5	75	12	904	2,6
6	80	13	965	2,8
7	80	13	965	2,8
8	30	5	362	1,0
Разом	**510**	**82**	**6150**	**18,7**

Таблиця 5.2 – Довжина контурів, площі, теплові наватаження та витрати теплоносія для другого колектора

Налаштування контурів теплих підлог КОЛЕКТОРА ТП2				
№ контура	Довжина контура, м	Площа контура, м2	Потужність контура*, Вт	Витрата теплоносія в контурі, л/хв
1	70	10	736	2,1
2	70	10	736	2,1
3	50	7	525	1,5
4	80	11	841	2,4
5	75	11	788	2,3
6	70	10	736	2,1
7	75	11	788	2,3
8	80	11	841	2,4
9	75	11	788	2,3
10	50	7	525	1,5
11	60	8	631	1,8
12	30	4	315	0,9
Разом	**785**	**110**	**8250**	**23,6**

Загальна сума: Q_w = 14400 Вт; m_w = 42,3 кг/хв; m_w, = 2538 кг/год.

За витрати води обираєм трубу 18×2,5 мм з модельного ряду фірми Kahnterm

Розрахуємо та співставим швидкості води за формулою:

$$\omega = \frac{m}{\rho \cdot f} \qquad (5.6)$$

де ρ, кг/ м^3 – густина теплоносія (для води приймаю ρ = 992,2 кг/ м^3);

f, м^2 – площа поперечного перерізу трубопроводу.

Для труби 18×2,5 мм площа поперечного перерізу становить:

$$f = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \qquad (5.7)$$

$$f = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} = 1,32 \cdot 10^{-4} м^2$$

Отже, за формулою (5.6) уточнені значення швидкостей становлять для першого колектора:

$$\omega_1 = 0,305 м/с \qquad \omega_5 = 0,33 м/с$$

$$\omega_2 = 0,305 м/с \qquad \omega_6 = 0,356 м/с$$

$$\omega_3 = 0,267 м/с \qquad \omega_7 = 0,356 м/с$$

$$\omega_4 = 0,336 м/с \qquad \omega_8 = 0,127 м/с$$

Уточнені значення швидкостей для другого колектора становлять:

$$\omega_1 = 0,267 м/с \qquad \omega_7 = 0,292 м/с$$

$$\omega_2 = 0,267 м/с \qquad \omega_8 = 0,305 м/с$$

$$\omega_3 = 0,19 м/с \qquad \omega_9 = 0,292 м/с$$

$$\omega_4 = 0,305 м/с \qquad \omega_{10} = 0,19 м/с$$

$$\omega_5 = 0,292 м/с \qquad \omega_{11} = 0,229 м/с$$

$$\omega_6 = 0,267 м/с \qquad \omega_{12} = 0,114 м/с$$

Уточнені швидкості підходять до норм, тому що перевищують 0,15 м/с.

Розрахуємо гідравлічні втрати на опір в системі труб «теплої підлоги»

$$\Delta p = L_w \cdot R` \qquad (5.8)$$

де R – одиничний гідравлічний опір потоку (R=648 Па/м);

L_w – довжина контуру, м.

За формулою (5.8) гідравлічні втрати відповідно дорівнюють для першого колектору:

$$\Delta p = 510 \cdot 648 = 330484 \text{ Па}$$

Гідравлічні втрати тиску на другий колектор складаєть:

$$\Delta p = 785 \cdot 648 = 508680 \text{ Па}$$

На рис. 5.4 зображено, як розміщають розпаралелені гідравлічні контури. Контури відповідають системі опалення «тепла підлога», також на рисунку можна бачити регулюючи клапана біля кожного гріючого контуру, для зменшення або збільшення витрати води.

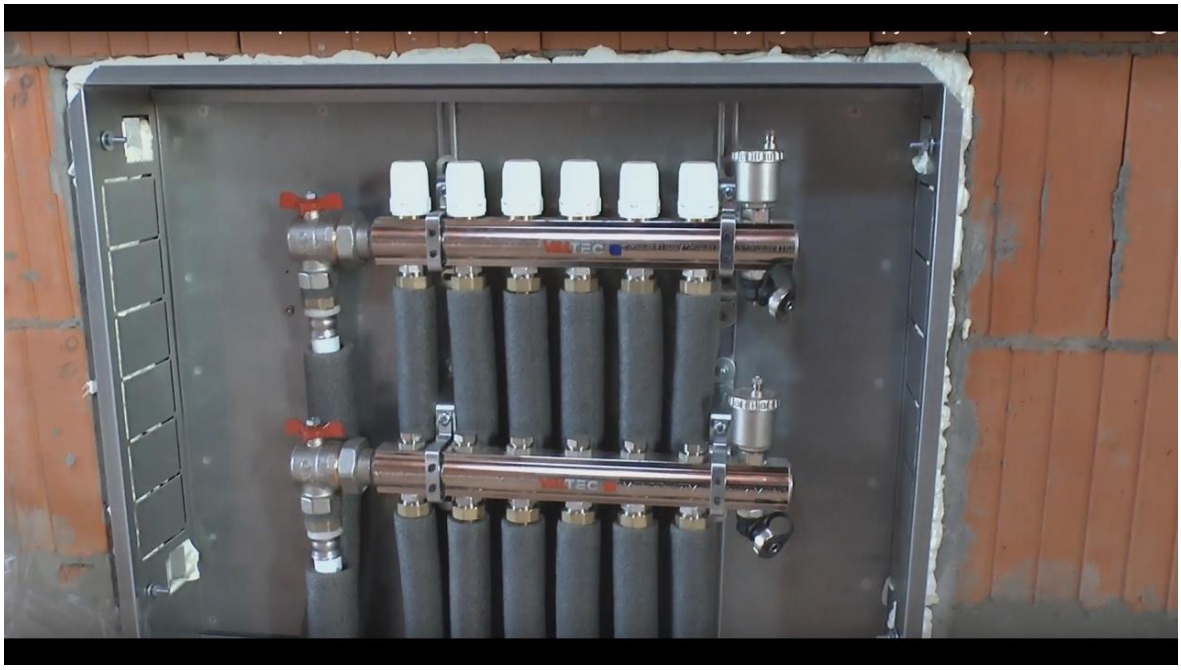


Рисунок 5.4 – Компоновка колекторів для системи «тепла підлога»

5.2 Розрахунок панельних радіаторів

5.2.1 Опис конструкції панельних радіаторів

Панельні радіатори були придумані на заміну старих чавунних батареї, являють собою альтернативу і мають популярність серед сучасних забудовників та власників індивідуальних житлових будинків. Мають ряд переваг, саме значиме більший коефіцієнт тепловіддачі, який на порядок більший ніж у секційних батарей. Їх велика варіативність дозволяє встановлювати їх в будь-яких місцях приміщень.

Ознайомитися з виглядом сталевого панельного радіатора можна на рис. 5.5.

Рисунок 5.5 – Сталевий панельний радіатор

Компоновка панельних радіаторів складажться з кількох панелей, які є двома листами металу зварені між собою. Після зварки, конструкція підвергається штамповки, яка утворює вертикальні жолоба, по яким буде циркулювати рідина. А для підвищення ефективності конвекції повітря, на стороні з меншим коефіцієнтом тепловіддачі встановлюють оребрення Радіатори поділяються на різні типу за кількістю панелей:

- тип 10 – батарея з однієї панелі, не оснащена конвектором;
- тип 11 – батарея з однієї панелі, оснащена одним конвектором, не має верхньої решітки;
- тип 20 – батарея з двох панелей, має сітку для випуску повітря, не оснащена конвектором;
- тип 21 – батарея з двох панелей, має один конвектор, зовні закрита кожухом;
- тип 22 – батарея з двох панелей, має два конвектори, кожух;
- тип 30 – батарея з трьох панелей, без конвектора, закрита решіткою зверху;
- тип 33 – батарея з трьох панелей, з трьома конвекторами, закритий кожухом.

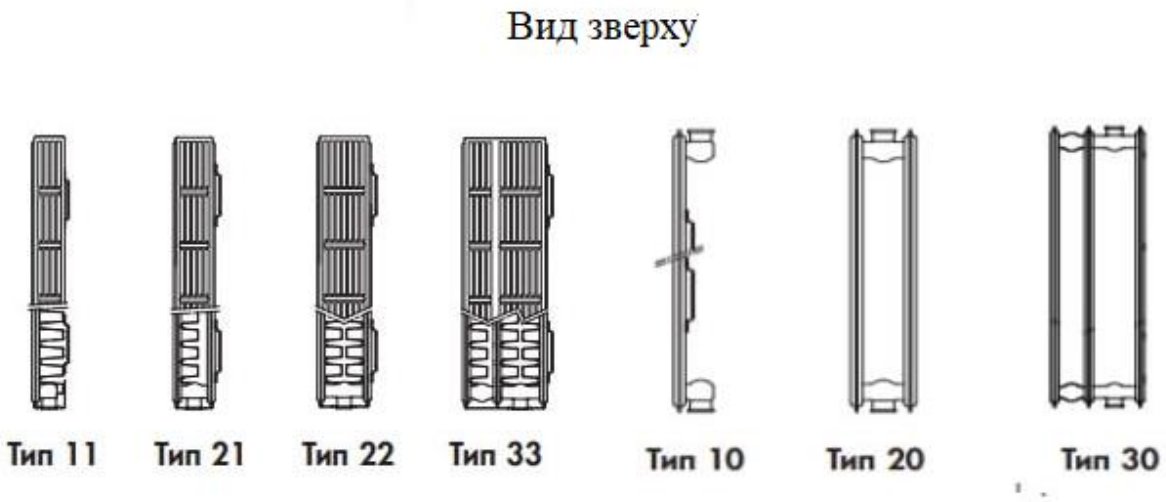


Рисунок 5.6 – Типові конструкції сталевих панельних батарей

За місцем розташування батарей у приміщенні можна обрати різні види підключень до системи теплопостачання, а саме нижню чи бокову. Радіатори з нижнім підключенням труб мають більш привабливий вид, що робить їх дорожче ніж з боковим підключенням, труби виходять під плінтусом або полом, коли для бокового підключення труби ідуть по стіні порушає вид приміщення.

Переваги та недоліки панельних радіаторів, наведемо у вигляді тез:

- Проста конструкція
- Висока тепловіддача.
- Економічність.

Серед недоліків варто виділити наступні:

- Слабкість проти гідроударів.
- Крихкість.
- Неприпустимість контакту внутрішніх поверхонь з киснем.

Для даного проекту я обрав радіатору даного типу, бо вони ідеально підходять під коттедж.

Середні характеристики панельних радіаторів наведені нижче:

- робочий тиск не перевищує 10 бар;
- максимальний тиск в системі 13 бар;
- температура води не перевищує 110 градусів;
- показник тепловіддачі змінюється від 1200 до 1800, але може досягти більших значень;
- розміри бувають до трьох метрів в довжину, та від 20см до одного метра у висоту

5.2.2 Тип та конструктивні розміри обраних панельних радіаторів

Сталеві панельні радіатори в будинку влаштовуються у наступних приміщеннях:

- гараж (F=29,85м2)

Загальна площа приміщень становить $F_{п.р}$ = 23,85 м2

$$Q_{пр} = Q_{гар} = 1,085\,кВт$$

За формулою (5.2) визначимо необхідний потік теплоти з одного квадратного метра площі q, Вт/м^2:

$$q = \frac{1085}{29,85} = 36,64\,м^2$$

Знайдемо втрати теплоти в кожному приміщенні, яке опалюється панельними радіаторами, за формулою (5.3). Витрати теплоти в гаражі становлять $Q_{гар}$=1085 Вт

Система опалення панельними радіаторами прийнята двохтрубна тупикова з прокладкою підвідних труб у підготовці підлоги в теплоізоляції товщиною 6 мм. Трубопроводи виконані з поліпропіленових труб ППР PN20 та PN25. Розведення виконується від колекторів, розташованих у котельному приміщенні. Система опалення містить «теплу підлогу» з температурою гарячого теплоносія 40°С. Підвищення температури води на виході з ТН до 55°С і вище, що має місце в системах опалення тільки за допомогою радіаторів, призведе до зниження ефективності роботи ТН [3]. При цьому буде втрачатись зміст використання «теплої підлоги». Тільки комбінація з панельними радіаторами при тій самій температурі, що і для «теплої підлоги», збереже позитивний ефект використання останньої. Обираємо радіатори фірми KERMI [8]. Дане виконання дає можливість лівого або правого бокового підключення до системи опалення. За своєю конструкцією радіатор призначений для систем опалення з вимушеною або природною циркуляцією. На задній стороні має приварені дві верхні та дві нижні кріпильні скоби. З наведеного модельного ряду вибираємо радіатор KERMI V22 500 800.

5.3 Вибір теплового насоса

Сума опалювальних навантажень для опалення та приготування гарячої витратної води складає ΣQ = 19,3 кВт .

Для обліку планових періодів відключення подачі електроенергії місцевими підприємствами енергопостачання застосовується коефіцієнт проектування, який підвищує потужність приблизно на 10% [3]. Тоді сумарна потужність, яку необхідно розвивати ТН, складе:

$$Q_{тн} = 1,1 \cdot \sum Q \qquad (5.9)$$

$$Q_{тн} = 1{,}1 \cdot 19{,}3 = 21{,}23 \text{ кВт}$$

У нашому випадку, для забезпечення максимального теплопостачання від поновлювальних джерел прийнято обладнання: «Геотермальний тепловий насос Viessmann Vitocal 300-G » типу BW/BWS 301.A21 у кількості 1 комплекту.

Обладнання відповідає вимогам:

- ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. “Шум. Общие требования безопасности.”;

- ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. “Вибрационная безопасность. Общие требования”;

Теплові насоси Viessmann дозволяють опалювати і кондиціонувати будівлі, вбудований веб-сервер дозволить контролювати роботу теплових насосів через Інтернет, а компресор нового покоління створить високу продуктивність і суттєву економію в порівнянні з будь-якої іншої опалювальною системою [10].

5.3.2 Розрахунок вертикального ґрунтового теплообмінника

Загальна довжина ВГТО може бути визначена за формулою [3]:

$$L_c = \frac{10^3 \cdot Q_{тн}}{q_c} \cdot \frac{\varphi - 1}{\varphi} \qquad (5.10)$$

де qc-питомий тепловий потік, віднесуний до 1 м свердловини, Вт/м; QTH- теплова потужність теплового насоса, кВт; - коефіцієнт перетворення ТН. [10]

Величину qc визначити аналітичним методом дуже складно в зв’зку з нестаціонарними процесами тепломасообміну в неоднорідних грунтах. Тому для розрахунків у проектувані приймають значення qc=50 Вт/м.

$$L_c = \frac{10^3 \cdot 21{,}2}{50} \cdot \frac{4{,}73 - 1}{4{,}73} = 334{,}5 \text{ м}$$

Кількість зондів вибрано *n*=5. Отже довжина одного зонду *L*=70 м. Для отриманих параметрів знаходимо за допомогою рис 3.8б гідравлічні втрати тиску 50 кПа

5.4 Вибір буферної ємності системи опалення

Теплоаккумулятор (бак акумулятор тепла) - це теплоізольована ємність, призначена для накопичення і акумулювання тепла в гарячій воді. В основі принципу роботи теплоаккумулятора лежить використання високої теплоємності води.

Так наприклад, щоб нагріти один кубічний метр повітря на 4 ° С досить охолодити 1 літр води всього на 1 ° С.

Висока теплоакумулююча здатність води дозволяє накопичити тепло під час його вироблення, а використовувати за потреби. Теплоаккумулятори встановлюють в схемах систем з не співпадаючими піками вироблення і споживання тепла, для оптимізації роботи: У схемах обв'язки теплових насосів теплоакумулятори застосовуються для оптимізації режиму роботи, можливості регулювання теплоспоживання та знивитрат на електроенергію при роботі за нічним тарифом. Конструкція теплоаккумулятора - сталевий герметичний теплоізольований бак з патрубком для приєднання джерела і споживача теплаження.

$$V_{TA} = (20...25) \cdot Q_{тн} \qquad (5.11)$$

де: $Q_{тн}$ = номинальна потужнічть теплового насоса;

$V_{та}$ = об’єм теплоакумулятора гріючого контура, л.

Рисунок 5.9 – Буферна ємність

5.4.1 Розрахунок буферної ємності системи опалення

Отже, за формулою (5.17) мінімально необхідний об’єм буферної ємності становить:

$$V = 21{,}2 \cdot 20 = 424 \text{ л.}$$

Обираємо буферну ємність для системи опалення виробника Viessmann (Німетчина). Наші умови задовольняє наступна модель: буферна ємність Vitocell 100-E SVP 400 ємністю 400 л [10]

Таблиця 5.4 - Технічні характеристики буферної ємності

Марка	*V*,л	*h*,мм	*d*,мм	*m*,кг	*PN*,бар	*q*,кВт
Vitocell 100-E SVP 400	400	1630	850	122	3	0,10

5.5 Розрахунок системи ГВП

У даному проекті для нагріваня води для потреб ГВП установлено сонячні колектори.

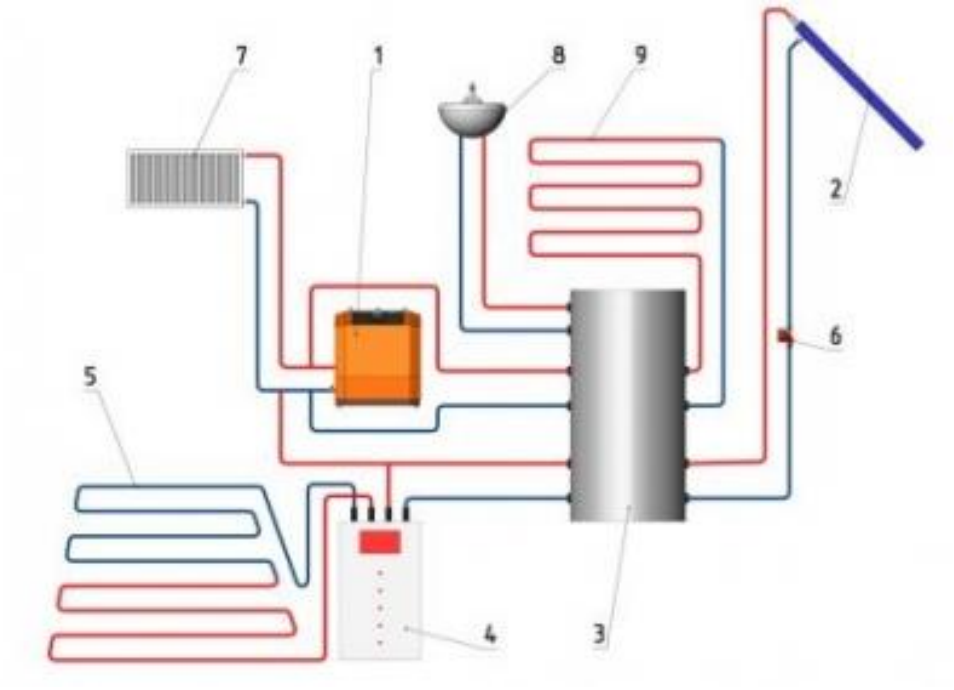


Рисунок 5.10 - Принципова схема комбінованої системи геліосистема + ТН

Теплові насоси в комбінації з сонячними системами для гарячого водопостачання Чим менше різниця температур між температурою джерела теплоти і температурою в системі теплопостачання, тим вище ефективніть роботи теплового насоса. Тому для нагріву води в системі ГВП температура в подавальному трубопроводі повинна підтримуватися на мінімально можливому рівні за рахунок збільшення площі поверхні теплообмінника. Для підключення сонячної системи разом з тепловим насосом Viessmann пропонує спеціальний бівалентний водонагрівач для теплового насоса.

5.5.1 Плоскі сонячні колектори

В даний час в Німеччині на частку плоских колекторів припадає понад 90 відсотків ринку. У плоских колекторах абсорбер, як правило, захищений корпусом з високоякісної листової сталі або алюмінію, а з фронтальної поверхні закритий геліосклом з низьким вмістом заліза, яке забезпечує довготривалий захист від несприятливих погодних умов. Антивідбиваюче покриття скла додатково зменшує відображення. теплова ізоляція корпусу знижує теплові втрати. Корпус плоских колекторів Viessmann виконаний з алюмінієвої рами без косих розрізів і гострих кромок. Завдяки безшовному, стійкого до впливу погодних умов і ультрафіолетового випромінювання ущільнення скла і міцної задній стінці корпусу забезпечується довгий термін експлуатації і висока ефективність колектора. Плоскі колектори просто і надійно монтуються на плоскій або скатної даху, а також можуть вбудовуватися в покрівлю. Крім того, колектори можуть монтуватися на фасади будівель або встановлюватися в довільному місці. Плоскі колектори дешевше, ніж трубчасті вакуумовані, і використовуються для установок гарячого водопостачання, підігріву води в плавальних басейнах і для покриття частини навантаження на опалення приміщень.

5.5.2 Розрахунок накопичувального баку

Головним призначенням накопичувального водонагрівача є підготовлення та накопичення запасу гарячої води в об’ємі, якого буде достатньо, щоб покрити потреби мешканців в період пікового водорозбору. Отже, розраховувати необхідний об’єм слід з урахуванням потреб мешканців будинку. Основними параметрами, за якими виконується підбір водонагрівача, є його об’єм і потужність теплообмінника (для бойлерів непрямого нагріву). Але, зазвичай, розраховується тільки об’єм бойлера, оскільки виробники ув’язують потужність теплообмінника водонагрівача з його об’ємом.

Для початку необхідно розрахувати витрату води в різних точках водорозбору в період максимального їх використання. Максимальні періоди водорозбору – ранок та вечір. Між цими періодами достатньо часу для повного нагріву води в бойлері.

Температуру нагріву гарячої води в бойлері приймаємо 60°С, температура теплої води, яка використовується мешканцями, 40°С, температура холодної води 10°С.

Приймаємо, що середня витрата води в душових $V_{сер.душ}$ = 12 л/хв [11]. У середньому мешканці будинку приймають душ τ = 5 хв. Всього в будинку проживає n = 5 особи. Тоді об’єм води буде складати:

$$V_{душ} = V_{сер.душ} \cdot \tau \cdot n \qquad (5.12)$$

$$V_{душ} = 10 \cdot 5 \cdot 5 = 250 \text{ л}$$

Приймаємо середню витрату води на миття посуду $V_{сер.пос}$ = 5 л/хв [11]. Час для миття приймаємо τ = 5 хв. Тоді об'єм води буде складати:

$$V_{мойк} = V_{сер.мойк} \cdot \tau, \quad (5.13)$$

$$V_{мойк} = 5 \cdot 5 = 25 \text{ л}$$

Загальний об'єм використаної теплої води з температурою 40°С становить:

$$V_{т.в} = V_{душ} + V_{мойк}, \quad (5.14)$$

$$V_{т.в} = 250 + 25 = 275 \text{ л}$$

За знайденим обємом вибираєми бак фірми Viessmann Vitocell 100-B CVB 300 технічні характеристики наведено в табл.5.3

Таблиця 5.5 - Технічні характеристики обраного бойлера

Марка	*V*л	*h*,мм	*d*,мм	*m*,кг	*PN*,бар	*q*,кВт
Vitocell 100-B CVB 300	300	1746	663	160	10	0,04

5.5.3 Вибір колекторів.

Для підбору колектора скористаємося програмою підбору від виробника Viessmann дані підбору. По результатам даного підбору вибираєми 2 панелі Vitosol 200-FM SV (5,02 м^2) характеристики наведено в табл.5.6, на рис.5.12. зображено частину покритя витрат на ГВП за рохунок сонячної енергіїї у різні місяці року.

Рисунок 5.11 – Плоский колектор Vitosol 200-FM SV

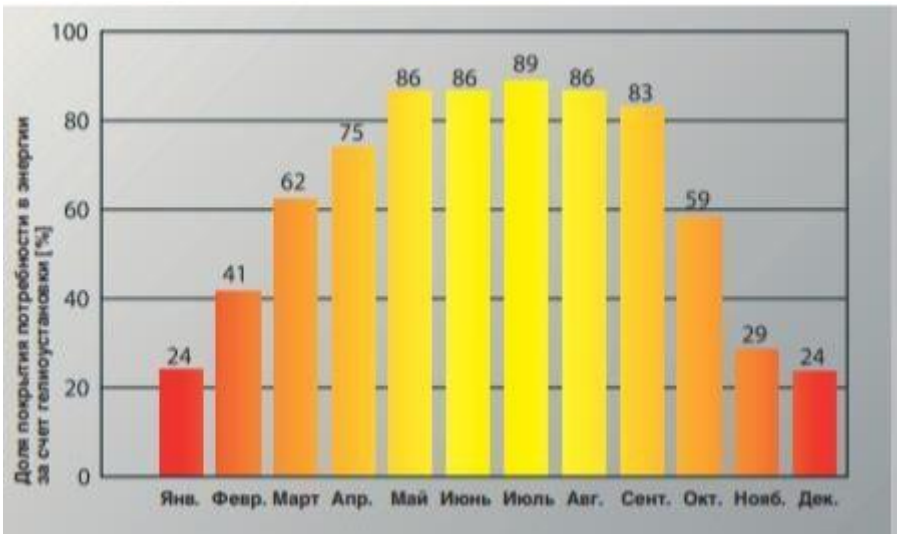


Рисунок 5.12 - Частина покритя витрат на ГВП за рахунок геліосистеми

Таблиця 5.6 - Характеристики колектора

Тип колектора	Оптичний ККД,%	Коефіцієнт теплових втрат, Вт/(м^{2}К)	Відносна теплоємність, кДж/(м^{2}К)	Максимальна температура, С
Vitosol 200-F Тип SV2/SH2	79,1	3,94	5,35	202

5.6 Вибір розширювальних баків

Розширювальний бак є невід'ємним елементом систем опалення та водопостачання. Оскільки вода під час нагрівання збільшується в об'ємі, головною задачею розширювального бака є приймання надлишку води, що виникає в системі опалення або в бойлері системи ГВП. У результаті цього вирівнюються тиски в системі опалення та в бойлері, знижується ризик виникнення гідравлічних ударів в трубах, їх з'єднаннях та у водорозподільчих пристроях під час вмикання циркуляційних насосів [22].

Існують два типи розширювальних баків: відкритий та закритий. Відкритий тип сьогодні майже не використовується через ряд недоліків. При нагріванні води її надлишок поступає у відкритий резервуар, що міститься на горищі будинку, а при охолодженні повертається назад у трубопроводи. Через це дана конструкція є доволі громіздкою, також існує ризик заливання нижніх приміщень будинку. Крім цього, постійний контакт води з повітрям є причиною корозії труб та батарей, виникнення повітряних пробок і порушення циркуляції теплоносія в системі.

Дані недоліки усунені в закритих розширювальних баках з мембраною. Бак всередині розділений резиновою мембраною на дві камери різного розміру: в одну на заводі-виробнику накачують повітря, друга залишається порожньою. Саме в неї після завершення монтажу і запуску систем водопостачання та опалення під час нагрівання буде поступати вода. Стиснене повітря в баці прагне відновити свій початковий об'єм, тому при охолодженні рідина буде витіснятись назад до системи. Так в трубах встановлюється постійний напір, система працює стабільно, без перевантажень та стрибків тиску.

5.6.1 Вибір розширювального бака системи опалення

Обираємо розширювальний баки виробництва Reflex (Німеччина).

Щоб виконати розрахунок робочого об'єму мембранного розширювального бака, необхідно знати загальний об'єм системи опалення. Об'єм розширювального бака розраховується за формулою [12]:

$$V_{бак} = \frac{V_{сист} \cdot E}{D}, \qquad (5.15)$$

де $V_{сист}$ – сумарний об'єм системи опалення, м^3;

E – коефіцієнт розширення рідини, %;

D – ефективність мембранного розширювального бака.

За [12] приймаємо, що для системи опалення «теплою підлогою» об'єм води в системі буде становити 23,6 л/кВт; для системи опалення з радіаторами – 10,5 л/кВт. Потужності систем опалення з використанням «теплої підлоги» та панельних радіаторів становлять відповідно 14,4 кВт та 1,085 кВт. Тоді сумарний об'єм системи опалення становить:

$$V_{сист} = 23,6 \cdot 14,4 + 10,5 \cdot 1,085 = 350 \text{ л}$$

Значення коефіцієнта розширення води знаходимо з [13] для температури 40°С.

Коефіцієнт E = 0,01 або 1%.

Значення ефективності мембранного розширювального бака розраховується за формулою:

$$D = \frac{P_{макс} \cdot P_{стат}}{P_{макс} + 1}, \qquad (5.16)$$

де $P_{макс}$ – максимальний робочий тиск. Для котеджів прийнято брати тиск 3 бар;

$P_{стат}$ – тиск зарядження мембранного розширювального бака.

$P_{стат}$ дорівнює статичному тиску системи опалення. Ця величина рівна 1,5 бар

Значення ефективності розширювального бака складає:

$$D = \frac{3 \cdot 1,5}{3 + 1} = 0,375$$

Тоді за формулою (5.15) об'єм необхідного розширювального бака:

$$V_{бак} = \frac{350 \cdot 0,01}{0,375} = 9,3 \text{ л}$$

З модельного ряду, який зображено на рис. 5.13 обираємо розширювальний бак Reflex NG 12 номінальним об'ємом 12 л. Технічні характеристики та габаритні розміри вказано на табл. 5.7 [14].

Таблиця 5.7 – Модельний ряд розширювальних баків компанії Reflex

6 бар	Тип 6 бар / 120°C	№ артикула сірий	№ артикула білий	Номінальний об'єм, л	Вага кг	Ø D мм	H мм	h мм	A	Початк. тиск, бар
	NG 8	8230100	7230107	8	1.7	206	305	-	R ¾	1.5
	NG 12	8240100	7240107	12	2.4	280	275	-	R ¾	1.5
	NG 18	8250100	7250107	18	2,9	280	380	-	R ¾	1.5
	NG 25	8260100	7260107	25	3,7	280	490	130	R ¾	1.5
	NG 35	8270100	7270107	35	4.8	354	460	175	R ¾	1.5
	NG 50	8001011	7001100	50	5.7	409	493	175	R ¾	1.5
	NG 80	8001211	7001300	80	9.2	480	565	166	R 1	1.5
	NG 100	8001411	7001500	100	11.5	480	670	166	R 1	1.5
	NG 140	8001611	7001700	140	13.1	480	912	175	R 1	1.5

5.6.2 Вибір розширювального бака системи ГВП

Для розрахунку розширювального бака використаємо програму «Reflex Pro Win» від виробника Reflex [14]. Вихідні дані для програми:

– теплова потужність теплогенератора: Q = 2,8 кВт (потужність ТЕНу в бойлері ГВП);

– об’єм бойлера ГВП: $V_{бойл}$ = 300 л;

– пікова витрата води: $V_{пік}$ = 3,25 м^3/год;

– максимальна температура води в бойлері: $t_{макс}$ = 60°С;

– мінімальна температура води в бойлері: $t_{мін}$ = 5°С;

– статичний тиск: $P_{стат}$ = 3 бар;

– тиск спрацювання запобіжного клапана: $P_{макс}$ = 6 бар.

У результаті розрахунку, який зображено на рис. 5.14, було обрано мембранний розширювальний бак Refix DD 18 номінальним об’ємом 18 л та розрахунковим тиском 10 бар.

Чертёж

CAD - Online catalog

Refix DD 18, проточный мембр. бак, 10 бар, зелёный

Арт.№ 7308300

Цена 122,50 €

Тендерный документ | План | Монтаж (пример)

-контактирующие с водой части защищены от коррозии;
-подсоед. патрубок из нержавеющей стали;
-мембрана соответствует KTW-C, W 270;
-снаружи и изнутри нанесено полимерное покрытие, изнутри соответствует KTW-A;
-возможно применение баков с проточной арматурой reflex 'flowjet';
-'Refix DD 33' имеет крепежные ушки.

Тип	:	DD 18
Номинальный объём	:	18 литр
Макс. полезный объём	:	14 литр
Доп. рабочая температура	:	70 °C
Доп. избыт. раб. давление	:	10 бар
Давл. воздуха с завода	:	4,0 бар
Задаваемое давл. воздуха	:	2,8 бар
Диаметр	:	280 мм
Высота	:	418 мм
Вес без воды	:	2,8 кг
Подключение к системе	:	G 3/4
Номинальный объёмный поток	:	- м3/ч
Цвет	:	зелёный

Рисунок 5.14 – Результат розрахунку розширювального бака системи ГВП

6 СИСТЕМА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Система кондиціювання повинна забезпечувати комфортні умови мікроклімату в приміщенні. Для забезпечення комфортних умов у літній період ТН працює у режимі кондиціювання для подачі холодного повітря використовуются фанкойли. На першому поверсі охолоджуєтся вітальня-студія. На другому поверсі охолодження проводиться в гостьвій спальні та господарській спальні.

Таблиця 6.1 – Перелік приміщень, що потребують передбачення місцевих систем кондиціювання

Відмітка	Найменування приміщення	Находження теплоти , кВт
0,000	Вітальня-студія	3,22
3,500	Господарьска спальня	3,2
3,500	Гостьова спальня	2,143

6.1. Вибір фанкойлів

Фанкойли - це прилади, які можуть, як охолоджувати, так і нагрівати повітря в приміщенні. Вони дуже точно дотримуються задану користувачем температуру, і здатні швидко охолодити / опалити середні або великі приміщення. Конструкція таких приладів досить проста. Важливу роль відіграє теплообмінник, який можна характеризувати як радіатор. У нього надходить вода, і він випромінює потрібну температуру в повітря, щоб охолодити його. Продуктивність по холоду регулюється за допомогою вентилятора і електричного двигуна. Так само невід'ємною частиною є повітряний фільтр, який очищає повітря від забруднень. Піддон для конденсату збирає вологу з повітря. На додаток до системи вбудовані електронагрівач і система управління

По надходженнях теплоти до приміщення за допомогою програми від виробника підбираємо в вітальню-студію та господарську спальні такі фанкойли від компанії Mitsubishi на рисунках 6.1 та 6.2 наведена інформація та характеристика обраного фанкойла.

MXZ-2D33VA-ER4

Описание:

- Любое конструктивное исполнение внутренних блоков (MSZ-FH/FD/EF/GE/SF, MFZ-KA, MLZ-KA, SEZ-KD, SLZ-KA).
- Инверторное регулирование производительности.
- Низкий уровень шума и вибраций.
- Охлаждение при низкой температуре наружного воздуха.
- Высокая сезонная энергоэффективность (А класс).
- Предусмотрена автоматическая проверка правильности соединения фреонопроводов и сигнальных линий, а также автоматическая коррекция при неправильном соединении.

Рисунок 6.1 – Фанкйол потужністю 3.3 кВт

Характеристики

Параметр	Значення
Холодопродуктивність	3.30 кВт
Потужність (охолодженя)	0.900 кВт
Сезона енергоефективнивність	5.50 (A)
Рівень звукової потужності	63 дБ(А)
Теплопродуктивність	4.00 кВт
Споживана потужність (нагрів)	0.960 кВт
Сезона енергоефективність (SCOP)	4.10 (A+)
Рівень шуму (нагрів)	49 дБ(А)

Риунок.6.2. Характеристики вибраного фанкойла

По надходженнях теплоти до приміщення за допомогою програми від виробника підбираємо в гостьову спальну фанкойл від компанії Mitsubishi на рисунках 6.3 та 6.4 наведена інформація та характеристика обраних фанкойлів.

MSZ-EF22VE3W-ER2

Описание:

Серия Design создана по запросу итальянского отделения Mitsubishi Electric, где дизайн изделия является необходимым условием его успеха на рынке. Но яркий дизайн не отменил высочайших требований к эффективности и уровню шума, по которым Design Inverter ос

Рисунок 6.3 – Фанкйол потужністю 2.2 кВт

Характеристики

Параметр	Значення
Холодопродуктивність	2.20 кВт
Споживана потужність (охолодження)	0.027 кВт
Рівень шуму (охолодження)	21-23-29-36-42 дБ(А)
Рівень звукової потужності	60 дБ(А)
Теплопродуктивність	2.50 кВт

Риунок.6.4. Характеристики вибраного фанкойла

6.2 Вибір буферної ємності системи охолодження

Вибір буферної ємності для системи охолодження проводиться аналогічно вибору ємності для системи опалення таким чином вибираємо таку саму ємність а саме Vitocell 100-E SVP 400 ємністю 400 л [10].

7 ТРУБОПРОВОДИ

7.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи опалення

Гідравлічний розрахунок системи опалення проводиться з метою знаходження необхідної масової витрати теплоносія та перепаду тисків. Результатом розрахунку є вибір циркуляційного насоса, що призначений виключно для переміщення води по замкненому контуру трубопроводів місцевої системи опалення [10].

Загальна масова витрата води в системі розраховується з рівняння теплового балансу:

$$m = \frac{Q}{c_p \cdot (t_{под} - t_{пов})}, \tag{7.1}$$

де Q – теплове навантаження на систему опалення, кВт;

$c_р$ – питома масова теплоємність. Приймаємо $c_р$ = 4,187 кДж/(кг·К).

Масова витрата води складає:

$$m = \frac{21,23}{4,187 \cdot (40 - 35)} = 1,014 \text{ кг/с}$$

Згідно зі СНиП 2.04.05-91*У та ДБН В.2.5-67: 2013 допустима швидкість води в трубопроводах системи опалення знаходиться в діапазоні 0,25 – 1,5 м/с. Приймаємо швидкість води 1 м/с. За середньої температури теплоносія 37,5°С з таблиць теплофізичних властивостей для води визначаємо наступні величини [15]:

ρ = 990 кг/м^3; ν = 0,696·10-6 м^2/с.

Визначимо внутрішній діаметр трубопроводу від буферної ємності до колекторного блока системи опалення з рівняння нерозривності:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \omega \cdot \pi}}, \tag{7.2}$$

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,014}{990 \cdot 1 \cdot \pi}} = 0,036 \text{ м}$$

Зі стандартного ряду сталевих труб фірми Hansa Flex обираємо трубу 36×2 мм [16]. Уточнюємо швидкість води за рівнянням нерозривності:

$$\omega = \frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot d_{вн}^2}, \tag{7.3}$$

$$\omega = \frac{4 \cdot 1,014}{990 \cdot \pi \cdot 0,036^2} = 1 \text{м/с}$$

Циркуляційний насос переміщує воду від буферної ємності до колекторного блока системи опалення в котельному приміщенні. Далі потік ділиться на три паралельні контури.

Перший і другий контур поступає до першого колекторного блока «теплої підлоги» та другого колекторного блока «теплої підлоги» Ця група колекторів оснащена власним насосом, який забезпечує циркуляцію теплоносія в контурах «теплої підлоги». До третього контуру виконується підключення панельних радіаторів і тераси.

Знайдемо масові витрати, діаметри труб та швидкості теплоносія в першому, другому та третьому контурах.

Перший контур (до колектора «теплої підлоги» де є 8 контурів) Скориставшись табл. 5.7 візьмемо розрахована раніше масову витрату гарячої води на «теплу підлогу» складає m_1 = 0,311 кг/с.

Приймаємо швидкість води 1 м/с.

Внутрішній діаметр труби за формулою (7.2) складає:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,311}{990 \cdot 1 \cdot \pi}} = 0,02 \text{ м}$$

Зі стандартного ряду поліпропіленових труб фірми Kantherm обираємо трубу 20×2,8 мм

Уточнюємо швидкість води за формулою (7.3):

$$\omega_1 = \frac{4 \cdot 0,311}{990 \cdot \pi \cdot 0,02^2} = 1,034 \text{ м/с}$$

Другий до колектора теплої підлоги де є 12 контурів.

Скориставшись табл. 5.7 візьмемо розраховане раніше масову витрату гарячої води на «теплу підлогу» складає m_2 = 0,393 кг/с

$$d_{вн2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,393}{990 \cdot 1 \cdot \pi}} = 0,022 м$$

Зі стандартного ряду поліпропіленових труб фірми Kantherm обираємо для другого контуру трубу 25×3,5 мм, [16].

Уточнюємо швидкості води за формулою (7.3):

$$\omega_2 = \frac{4 \cdot 0,393}{990 \cdot \pi \cdot 0,025^2} = 0,8 \text{ м/с}$$

З розрахованими раніше втратами теплоти для гаража, визначимо теплові навантаження на третій контур.

За формулою (7.1) масові витрати для третього контуру складають:

$$m = \frac{1,085}{4,187 \cdot (45 - 40)} = 0,05 \text{ кг/с}$$

Внутрішній діаметр труби за формулою (7.2) складає:

$$d_{вн3} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{990 \cdot 1 \cdot \pi}} = 0,008 \text{ м}$$

Зі стандартного ряду поліпропіленових труб фірми Hansa Flex обираємо для другого контуру трубу 10×2 мм, [16].

Уточнюємо швидкості води за формулою (7.3):

$$\omega_3 = \frac{4 \cdot 0,05}{990 \cdot \pi \cdot 0,008^2} = 0,8 \text{ м/с}$$

Визначимо гідравлічний опір трубопроводів системи опалення. Для цього розіб'ємо трубопроводи на чотири ділянки.

1 – перша ділянка: від буферної ємності до колекторів системи опалення; 2 – друга ділянка: від колекторів системи опалення до колекторів «теплої підлоги» (перший колектор, де 8 контурів); 3 – третя ділянка: : від колекторів системи опалення до колекторів «теплої підлоги» (перший колектор, де 12 контурів); 4 – четверта ділянка: від колекторів до панельного радіатора в гаражі.

7.2 Розрахунок гідравлічного опору

Сумарний гідравлічний опір складає:

$$\sum \Delta p_1 = \Delta p_{лін} + \Delta p_{міс} + \Delta p_{ф} \quad (7.4)$$

де $\Delta p_ф$ – гідравлічний опір фільтра IVR, визначається за рекомендаціями виробника $\Delta p_ф$ = 165 Па.

Лінійні гідравлічні втрати тиску визначаються за формулою:

$$\Delta p_{лін} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (7.5)$$

Визначимо режим течії за фомулою:

$$\text{Re} = \frac{d \cdot \omega}{\nu} \quad (7.6)$$

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{1,034 \cdot 0,036}{0,696 \cdot 10^{-6}} = 51724 > 2320$$

Оскільки режим течії розвинений турбулентний, коефіцієнт лінійних втрат тиску розраховується за формулою Альтшуля:

$$\lambda_1 = 0,11(\frac{k_e}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}})^{0,25} \qquad (7.7)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труби, для поліпропіленових труб k_e = 0,01 мм

$$\lambda_1 = 0,11(\frac{0,01}{36} + \frac{68}{51724})^{0,25} = 0,0219$$

Для першої ділянки довжина кільцевого контуру рівна 2 м.

За формулою (7.5) лінійні гідравлічні втрати тиску становлять:

$$\Delta p_{лін} = 0,0219 \cdot \frac{2}{0,036} \cdot \frac{990 \cdot 1^2}{2} = 603,5\,\text{Па}$$

Місцеві гідравлічні втрати тиску визначаються за формулою:

$$\Delta p_{міс} = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \qquad (7.8)$$

Коефіцієнти місцевих втрат тиску :

- згини труб – радіус згину приймаємо 120 мм, тоді = $\frac{120}{36}$ = 3,33 > 3 , маємо ξ =0,3;

- колекторний блок, за рекомендаціями виробника VALTEC ξ = 9,5 [28].

Місцеві гідравлічні втрати тиску становлять:

$$\Delta p_{міс} = (3 \cdot 0,3 + 9,5) \cdot \frac{990 \cdot 1^2}{2} = 2571\,\text{Па}$$

За формулою (7.4) сумарний опір першої ділянки складає:

$$\sum \Delta p_1 = 2571 + 603,5 + 165 = 3339,5\,\text{Па}$$

Підставивши значення для усіх інших трубопроводів було отримано такий ряд значень:

$$\sum \Delta p_2 = 3175\,\text{Па}, \sum \Delta p_3 = 3274\,\text{Па}, \sum \Delta p_4 = 2869\,\text{Па}$$

7.3 Вибір насосів системи опалення

Обираємо виробника насосного обладнання Grundfos (Німеччина) [17]. Для вибору насосів скористаємось програмою підбору від виробника

7.3.1 Вибір насоса системи опалення тепла підлога

У програмі використовуються наступні вихідні дані: – продуктивність Q = 1,893 м^3/год; – напір H = 6,4 м. За результатами програми обрано насос ALPHA2 25-40 180

Технічні характеристики насоса наведені на рисунку 7.1 та в таблиці 7.2:

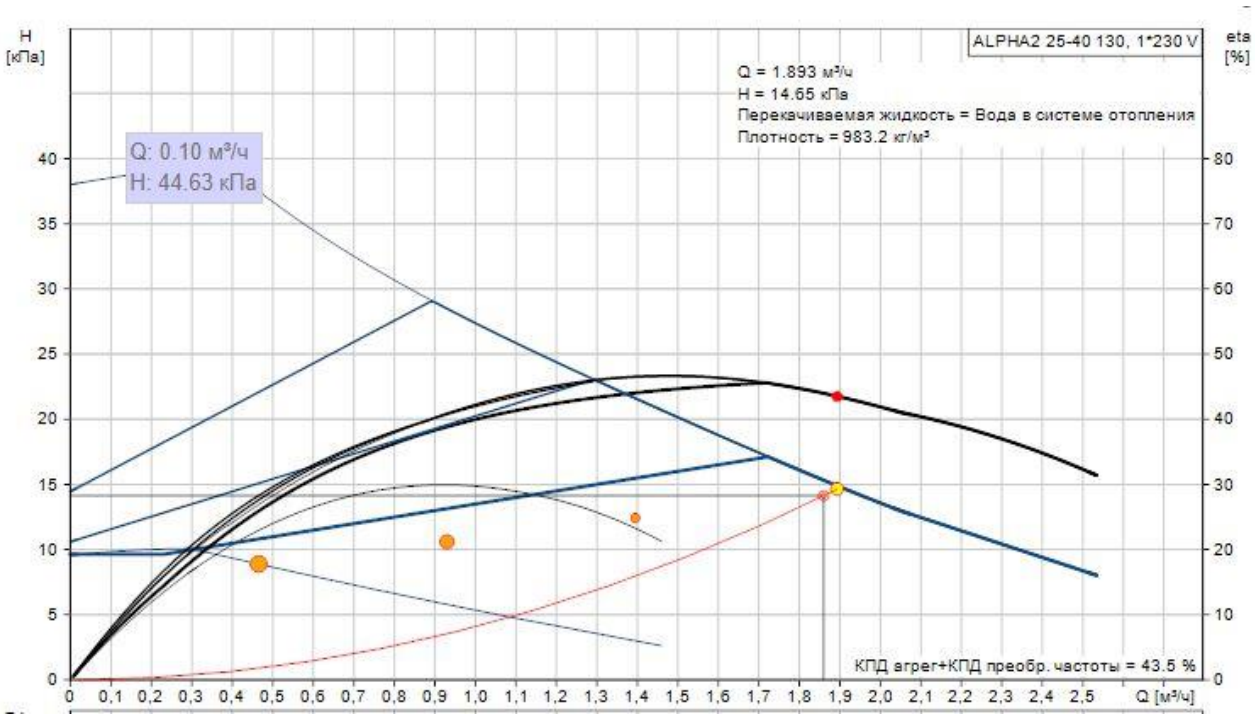


Рисунок 7.1 – Робочі характеристики насоса ALPHA2 25-40 130

Таблиця 7.2 - Технічні характеристики насоса для теплої підлоги

Результат подбора

Тип	ALPHA2 25-40 130
Кол-во	1

Расход	1.893	м³/ч (+2%)
Напор	14.9	кПа (+4%)
Мин давл. на входе	0.2	бар (60 °C, выше атмосферного)
Мощн. P1	0.018	кВт
КПД агрегата	43.5	% =КПД нас.*КПД эл.двиг
Общий КПД	43.5	% =КПД относит. рабочей точки
Потребл. энергии	58	кВт-ч/Год
Выброс CO2	33	кг/Год

Рисунок 7.3 – 3Д зображення насоса ALPHA2 25-40 130

7.3.2 Вибір насоса для радіаторної системи опалення

Під час розрахунків конструктивних розмірів «теплої підлоги» було отримано гідравлічні втрати тиску для кожного контуру. Насос вибираємо за четвертим контуром Δp_{w4} = 1962 Па. Загальна витрата теплоносія на систему опалення типу «тепла підлога» становить Q = 0,98м3/год. За даними параметрами було обрано насос ТР32-60/2 [28]. Технічні характеристики насоса наведені в таблиці 7.3 та на рисунку 7.3.

Таблиця 7.3 - Технічні характеристики насоса для теплої підлоги

Расход	0.98	м³/ч
Напор	6.304	кПа
Мин давл. на входе	-0.77	бар (60 °C, выше атмосферного)
Мощн. P1	0.018	кВт
Мощн. P2 для раб.точки	0.005	кВт
КПД нас.	34.4	%
КПД двиг.	33.2	%
КПД агрегата	9.3	% =КПД нас.*КПД эл.двиг
Общий КПД	9.3	% =КПД относит. рабочей точки
Потребл. энергии	80	кВт-ч/Год
Выброс CO2	46	кг/Год

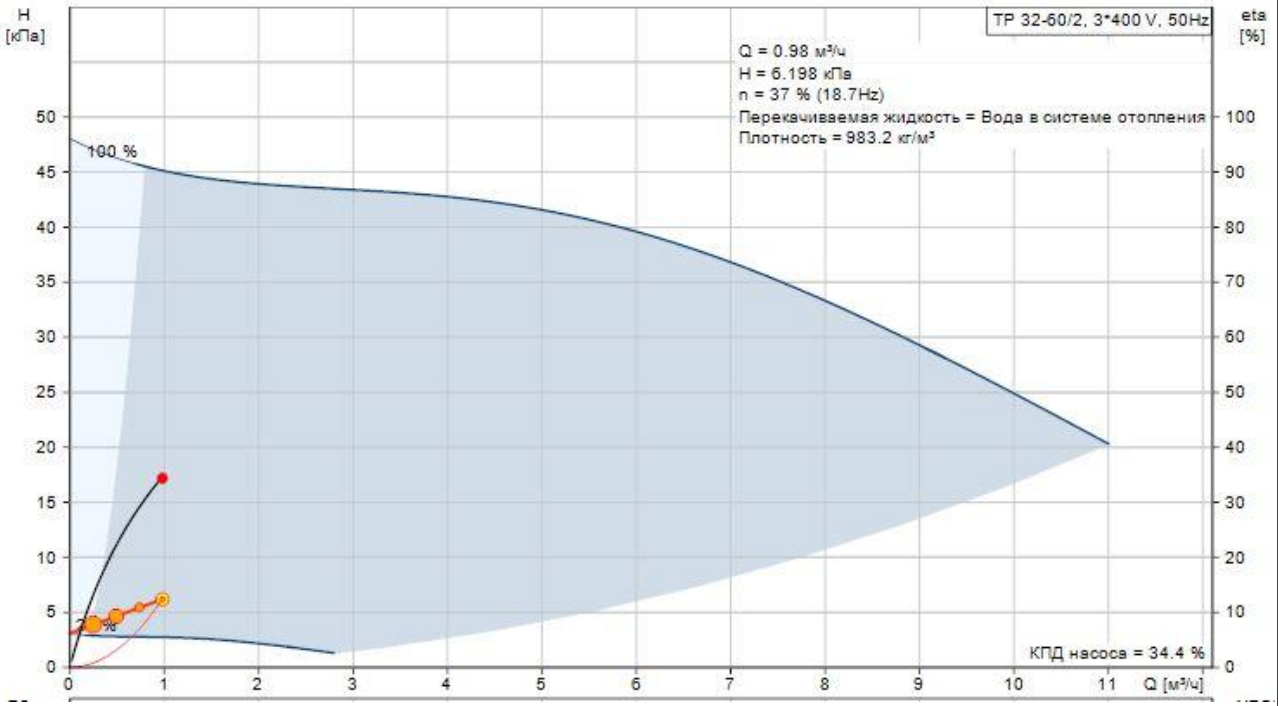


Рисунок 7.3 – Робочі характеристики насоса TP32-60/2

Рисунок 7.4 - 3Д зображення насоса TP32-60/2

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

В даному дипломному проєкту розробляється індивідуальна система теплопостачання житлового будинку. Система теплопостачання побудовано для забезпечення будинка гарячою водою для системи опалення та підігріву води в басейні. У даній дипломній роботі запроектовано основне обладнання для теплопостачання:

- тепловий насос;
- циркуляційні та подаючі насоси системи опалення;
- трубопроводи, арматура покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат(в проекті не наводяться).

Проект виконано з урахуванням вимог охорони праці та пожежної безпеки. В даному розділі розроблено заходи, спрямовані на створення здорових і безпечних умов праці та забезпечення пожежної безпеки на проектованому об'єкті.

8.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці.

8.1.1 Повітря робочої зони

Мікрокліматичні умови виробничих приміщень характеризуються наступними показниками: температурою повітря, відносною вологістю повітря, швидкістю руху повітря та інтенсивністю теплового (інфрачервоного) опромінення, температурою поверхні.

Згідно ДСН 3.3.6.042-99, роботи за важкістю у даному приміщенні можуть бути віднесені до категорії легкої тяжкості (І б).

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99, норми мікроклімату виробничих приміщень наведено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 - Параметри мікроклімату виробничого приміщення

Період року	Категорія робіт	Температура, ^{0}C					Віднос на вологість %		Швидкість руху, м/с	
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш	Оптимальна, не більш ніж	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не
			Верхня межа		Нижня межа					
			На робочих місцях							
			Постійних	Непостійних	Постійних	Непостійних				
Холодний	Легкої тяжкості – I б-	21-23	24	25	30	17	0-60	75	0,1	До 0,2
Теплий		22-24	28	30	31	19	0-60	60 при 27^{0}C)	0,2	0,1-0,3

Джерелами додаткового підвищення температури повітря є: технологічне устаткування, яке має високі температури нагріву; нагріті до високих температур деталі і розплавлені матеріали. Для підтримання нормативних параметрів мікроклімату в обчислювальному комплексі додатково впроваджено систему вентиляції та кондиціонування повітря.

Для вимірювання параметрів мікроклімату використовуються наступні прилади: ртутні та спиртові термометри (для вимірювання температури), психрометри (для визначення відносної вологості повітря), анемометри й кататермометри (для встановлення швидкості руху повітря).

Також проектом передбачено наступні заходи, згідно з ДСН 3.3.6.042-99:

- теплообмінне обладнання оснащується місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.;

- від перегрівання при попаданні прямих сонячних променів в теплий період року - встановлення жалюзі та ін., від радіаційного охолодження в зимовий період року - екранування робочих місць.

Розрахунок габаритів витяжного зонта

Припливні відсмоки активуються плоскими і компактними припливними струменями, які захоплюють навколишнє повітря і направляють його до місцевого відсмоку. Припливний потік повинен проходити в зоні шкідливих виділень і направлятися до центру всмоктуючого отвору, до того ж кількість відсмоктуючого повітря повинна перевищувати кількість повітря, що поступає з припливним потоком.

Зонти активуються піддувом по периметру, як показано на рисунку 8.1.

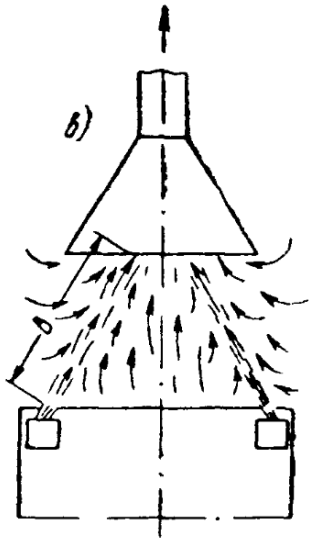


Рисунок 8.1 - Зображення витяжного зонта

Стійкість системи «припливний потік - місцеве відсмоктування» відносно неорганізованих потоків повітря, що виникають в приміщенні, визначається величиною швидкості на осі повітряного потоку в «критичному перерізі», в якому вплив припливного потоку вже послаблений, а дія місцевого відсмоктування ще не значна. Ця швидкість становить 1-2 м/с. Швидкість виходу припливного повітря - не більше 10 м/с.

За [18] виконаємо наступні розрахунки.

Вважаємо відсмоктування круглого перерізу.

Відстань від припливного отвору до критичного перерізу:

$$x_{кр} = 0{,}848 \cdot B, \qquad (8.1)$$

де В - довжина потоку. Приймемо 1,5 м.

$$x_{кр} = 0{,}848 \cdot 1{,}5 = 1{,}272 \text{ м.}$$

Осьову швидкість припливного потоку в критичному перерізі приймаємо $v_{мін} = 2$ м/с.

Середню швидкість в п припливному отворі приймаємо $v_1 = 6$ м/с. Швидкість всмоктування:

$$v_2 = 2{,}5 \cdot v_{кр} = 5 \text{ м/с.}$$

Звідси, діаметр припливного отвору

$$d_1 = 0{,}138 \cdot B \cdot v_{мін}/v_1, \quad (8.2)$$

$$d_1 = 0{,}138 \cdot 1{,}5 \cdot 2/6 = 0{,}069 \text{ м.}$$

Діаметр всмоктуючого отвору

$$d_1 = 0{,}196 \cdot B \cdot (v_{мін}/v_2)^{1/2}, \quad (8.3)$$

$$d_1 = 0{,}196 \cdot 1{,}5 \cdot (2/5)^{1/2} = 0{,}186 \text{ м.}$$

Об'єм припливного повітря

$$L_1 = 55 \cdot B^2 \cdot v^2_{мін}/v_1, \quad (8.4)$$

$$L_1 = 55 \cdot 1{,}5^2 \cdot 2^2/6 = 81{,}5 \text{ м}^3\text{/год.}$$

Об'єм всмоктуючого повітря

$$L_2 = 100 \cdot B^2 \cdot v_{мін}, \quad (8.5)$$

$$L_2 = 100 \cdot 1{,}5^2 \cdot 2 = 450 \text{ м}^3\text{/год.}$$

Виходячи з вище зроблених розрахунків, підбираємо кругий витяжний зонт компанії STARVENT типу острівного нестандартного моделі ЗВО - 4.

8.1.2 Виробниче освітлення

Для нормальної зорової роботи з обчислювальним комплексом створюються умови, за яких не виникають професійні захворювання або виробничий травматизм. Освітлення має відповідати встановленим нормативам та характеру зорової виробничої діяльності. Для нормальної роботи оператора комп'ютерної установки забезпечується відповідне освітлення приміщення. Для цього визначаємо вид зорових робіт які будуть виконуватися при нормальній роботі обладнання, ремонті та аварійному режимі. Норми освітленості і КПО цеху, відповідно до ДБН В.2.5.28:2018 занесемо до таблиці 7.2.

Таблиця 8.2 - Норми освітленості і КПО цеху, згідно ДБН В.2.5-28:2018

Розряд і підрозряд зорової роботи	Освітленість, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Суміщене
	Комбіноване	Загальне	Верхнє і бічне	Верхнє і бічне
IVв	400	200	4 і 1,5	2,4 і 0,9

Для освітлення виробничого приміщення використовуються люмінесцентні лампи з денним світлом типу ЛД – 40(G13) та світильники з світлодіодними лампами LED з потужністю 20 Вт в холодильній камері. В овочесховищі передбачено пристрій аварійного евакуаційного освітлення - мінімальна освітленість 1 лк на вулиці і 2 лк в приміщенні.

Для контролю освітленості передбачено люксметр типу Ю-117.

8.1.3 Виробничий шум і вібрація

Одним з головних умов організації роботи промислового підприємства є контроль рівня шуму і вібрацій, які негативно впливають на здоров'я обслуговуючого персоналу. Безперервний шум від працюючих компресорів, охолоджувачів повітря і інших пристроїв можуть викликати порушення в організмі людини: психічні проблеми; зниження працездатності і продуктивності праці персоналу; погіршення слуху і виникнення головного болю; підняття артеріального тиску; нервова і фізична перевтома.

Крім шуму, велику небезпеку несе вібрація, що виникає від обертових механізмів, рідини в трубах і при роботі компресорів, яка передається на будівельні конструкції, викликаючи загрозу їх руйнування.

Рівень шуму на виробництві залежить від одночасної роботи всього обладнання і не повинен перевищувати 80 дБА, згідно ДСН 3.3.6.037–99. Фактичне значення складає78 дБА, що відповідає вимогам.

Відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 нормуються допустимі величини віброшвидкості (Дб, м/с) або віброприскорення (Дб, м/с^2) відбовідно:

- трубопроводи з середньогеометричною частотою смуг 31,5 Гц відповідно для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 57 Дб або 0,224 м/с^2; для 1/1 окт: 92 Дб або 0,2 м/с, 62 Дб або 0,4 м/с^2;
- компресори з середньогеометричною частотою смуг 40 Гц для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 59 Дб або 0,29 м/с^2.

Заходи щодо віброізоляції знижуюють коливання від працюючого устаткування, сприяють зменшенню шуму і збільшують надійність будівельних конструкцій.

Віброізолюючі елементи:

а) у вигляді окремих опор:

- пружинні віброізолятори, основним робочим елементом яких є одна або кілька сталевих гвинтових пружин;

- пружні прокладки, нерідко мають складну форму;

б) у вигляді шару пружного матеріалу, що укладається між машиною і фундаментом;

в) у вигляді плаваючої підлоги на пружній основі. Підлога на пружній основі являє собою залізобетонну стяжку, влаштовану на пружній основі поверх несучої плити перекриття будівлі.

Також при установці надпотужних промислових компресорів обов'язковою умовою є організація для них локальних фундаментів, відокремлених від конструкції будівель.

Для поглинання шуму від роботи конденсатора використовується пористий акустичний поролон, який розсіює звукову енергію і перетворює її в теплову. Для

збільшення звукоізоляції працюючих компресорів використовується непориста, еластична самоклеюча звукоізоляція на кам'яній основі.

Для контролю шуму і вібрації використовується шумомір і вібратомір **АСВШ-МГ4.**

Якщо в робочій зоні рівень перевищує нормативні значення і заходи щодо віброізоляції і поглинання шуму не знижують його рівень, додатково застосовують індивідуальні засоби захисту від шуму, відповідно до ДСТУ ГОСТ 26568:2009.

8.1.4 Випромінювання

В процесі роботи обчислювальних комплексів робочий персонал піддається інфрачервоному випромінюванню від теплообмінного обладнання, освітлювання та додаткового устаткування.

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99, інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь нагріву технологічного обладнання, освітлюючих приладів, інсоляції від засклених огороджень не повинна перевищувати: 35 Вт/м^2 при опроміненні 50 % поверхні тіла і більше; 70 Вт/м^2 - при величині опромінення поверхні тіла 25-50 %; 100 Вт/м^2 - при опроміненні не більше 25 % поверхні тіла працюючого.

При наявності відкритих джерел випромінювання (нагрітий метал, скло, відкрите полум'я) допускається інтенсивність опромінення до 140,0 Вт/м^2. Розмір опромінюючої площі не повинен перевищувати 25% поверхні тіла працюючого при обов'язковому використанні засобів індивідуального захисту (спецодяг, окуляри, спецвзуття)

Заходи захисту від інфрачервоного випромінювання, передбачені проектом:

- теплоізоляція гарячих поверхонь;
- охолодження тепловипромінюючих поверхонь (фреоном, водою);
- видалення робочих від місця випромінювання (захист відстанню);
- автоматизація (механізація) виробничих процесів (щит управління);
- екранування джерела випромінювання;
- застосування засобів індивідуального захисту (використання спецодягу з бавовняної тканини з вогнестійкою просоченням, спецвзуття, окуляри зі світлофільтрами з жовто-зеленого або синього скла, рукавичок, рукавиць, захисних масок).

8.1.5 Електробезпека

У робочому приміщенні живлення електроустановок здійснюється від 3-х фазної чотирьохпровідної електричної мережі змінного струму промислової частоти з глухозаземленою нейтраллю напругою 380/220 В.

Згідно ПУЕ - 17 гранично допустимі напруги дотику наведено в таблиці 8.3.

Таблиця 8.3 - Гранично допустима напруга дотику

Тривалість дії, с	до 0,1	0,2	0,5	0,7	0.9	Понад 1 сек. до 5 сек.
Напруга дотику, В	500	400	200	130	100	65

Технічні засоби для безпеки працюючого персоналу на комп'ютерній установці, передбачені проектом:

- ізоляція струмопровідних частин;
- мала напруга, вирівнювання потенціалів;
- запобіжна сигналізація, блокування, знаки безпеки;
- засоби індивідуального захисту;
- маркування струмоведучих частин електроустаткування, усі струмоведучі частини пофарбовані в яскраво червоний колір;
- недосяжність підвісу живлячого провідника.

Захист людини від ураження електричним струмом в мережі із зануленням здійснюється завдяки тому, що при замиканні однієї з фаз на занулений корпус в ланцюзі цієї фази виникає струм короткого замикання, який впливає на струмовий захист, внаслідок чого відбувається відключення аварійної ділянки від мережі. Крім того, ще до спрацьовування захисту струм короткого замикання викликає перерозподіл напруги в мережі, напругу корпусу, що призводить до зниження, щодо землі. Таким чином, занулення зменшує напругу дотику і обмежує час, протягом якого людина, що доторкнулася до корпусу, може потрапити під дію напруги.

Для захисту від удару струму в випадку пошкодження ізоляції використовується автоматичне відключення живлення.

Організаційний засіб електробезпеки: дотримання правил улаштування електроустановок і правил техніки безпеки при експлуатації обладнання.

Основні заходи електробезпеки, передбачені проектом:

- Ізоляція струмопровідних частин, які знаходяться під напругою.
- Мала напруга в електричних ланцюгах змінного струму, що не перевищує 40 В, і постійного струму - не вище 110 В.
- Елементи для захисного заземлення металевих, неструмоведучих частин, які випадково можуть потрапити під напругу (при порушенні ізоляції, режиму робот і т.п.).

- Автоматичні пристрої, які відключають електроспоживачів від мережі, якщо доступні для людського дотику здебільшого потрапляють під напругу.

- Засоби контролю ізоляції та сигналізації про їх ушкодженнях, а також для відключення установки при зменшенні опору ізоляції нижче припустимого рівня.

- Попереджувальні написи, знаки, фарбування струмопровідних частин у сигнальні кольори та інші засоби сигналізації про небезпеку.

- Використовується знижена напруга (аварійне освітлення 220 В, система місцевого освітлення 42 В, переносне освітлення 12В).

- Світильники розташовуються на висоті не менш 2,5 м над робочими місцями.

Біля вимикачів, контакторів, магнітних пускачів, рубильників та інших пускових пристосувань, а також запобіжників, змонтованих на групових щитах, повинна бути напис і покажчик, до якого двигуну вони належать.

Для захисту електричних ланцюгів від струмів перевантаження та від короткого замикання застосовують запобіжники. Залежно від типу електроспоживача, запобіжники можуть бути пробкових, трубкові, пластинчасті і інших видів.

8.2 Пожежна безпека

У складському приміщенні небезпека виникнення пожежі пов'язана з наявністю великих запасів дерев’яної тари, утворенням вибухонебезпечної суміші при витоку аміаку з киснем, великої кількості споживачів електроенергії різної потужності і т.п. Однією з причин виникнення пожежі в холодильній установці може бути займання матеріалів (контейнери) і речовин, аварія обладнання в одному з цехів або удар блискавки. Будівлю холодильної установки виконано, згідно ДБН В.1.1-7-2016.

За пожежною небезпекою, згідно ДСТУ Б В.1.1-36:2016, приміщення овочесховища відноситься до категорії "В".

Будівля та приміщення забезпечуються необхідною кількістю вогнегасників, згідно з вимогами загальнодержавних Правил пожежної безпеки в Україні, які встановлюються в легкодоступних та помітних місцях (коридорах, біля входів або виходів з приміщень) таким чином, щоб вони не заважали під час евакуації.

Відстань від можливого осередку пожежі (найбільш віддаленого місця у приміщенні) до місця розташування вогнегасника не повинна перевищувати 20 м. Місця знаходження вогнегасників позначаються вказівними знаками, згідно з чинними державними стандартами.

Впроваджено наступні засоби пожежогасіння (згідно з ДСТУ 3675-98):

- пінні вогнегасники типу ОХП-10, повітряно-пінні вогнегасники типу ОВП-10;
- порошкові ОП-2, ОП-5;

- пісок.

Встановлюється охоронно–пожежна сигналізація автономного типу.

В овочесховищах застосовується розпилена вода як один із способів пожежогасіння. Відповідно до ДБН В.2.5-56-2014, в компресорному цеху встановлюється автоматичне водяне пожежогасіння.

Склад захищено від прямого удару блискавки (відповідно до ДСТУ Б В.2.5-38:2008) за допомогою блискавковідводу, що складається з блискавкоприймача (що приймає на себе розряд блискавки), заземлювача і струмопровідника. Тип одиночний стрижньовий: h = 100м, висота його зони захисту під землею h_0 = 0,87 · 100 = 87 м. Радіус зони захисту на рівні землі r_0= 1,5·100= 150 м.

Показники пожежонебезпечності речовин та матеріалів.занесено до таблиці 8.4.

Таблиця 8.4 - Показники пожежонебезпечності речовин та матеріалів.

Назва дільниці	Речовини, що можуть обіг у виробництві ГОСТ	Агрегатний стан речовини в нормальних умовах	Горючість, займистість	Показники пожежо- та вибухонебезпечності			Межа запалення		Вибухонебезпечні суміші з повітрям		Вогнегасні засоби	Категорія приміщення за	Клас приміщення і зовнішніх установок згідно з ПУЕ	Влаштуванню блискавкозахисту згідно з ДСТУ Б В.2.5-38:2008
				Температура спалаху, °С	Температура займання, °С	Температура °С	% об. одиниць	мг/м³	Категорія	Група				
Трубопровід	Аміак	Газ	Горюча	172	172	651	16-27	-	2с	Т1	Вогнегасники, пісок, вода	В	2	Стержньовий одиночний
Випарник	Масло	Рід.	Горюча	260	260	350	-	-	-	-			П-Ца	

Джерелами локальних викидів аміаку можуть служити процеси стиснення газоподібного і нагнітання рідкого аміаку, а також зливно-наливні операції. При викиді газоподібного та протіканні рідкого аміаку формується токсична газова хвиля, потужність якої визначається масою викиду. Швидкість руху газової хвилі і міграція токсичної хмари, яка утворюється, залежать від кліматичних умов, в основному від стану атмосфери. Протікання рідкого аміаку набагато більш небезпечні, ніж викиди газоподібного, оскільки при протіканні рідкого аміаку джерело утворення газової хвилі існує тривалий час.

ВИСНОВКИ

Даний дипломний проект бакалавра являє собою реальний проект систем опалення та кондиціонування повітря індивідуального житлового будинку з використанням грунтового теплового насосу у селі Лютіж Київської області, і складається з низки теплотехнічних розрахунків і технічних рішень, направлених на реалізацію інженерних систем будівлі, що розглядається. Система опалення відповідає всім сучасним нормам з енергозбереження, автоматизації роботи інженерних систем та охорони праці експлуатації інженерних систем.

У даній дипломному проекті було виконано наступний обсяг робіт:

1. Розраховано теплові втрати приміщення;
2. Розраховано надходження теплоти до приміщень об’єкта проектування;
3. Розраховано вертикальний ґрунтовий теплообмінник;
4. Виконано розрахунок опалення і кондиціонування будинку;
5. Вибрано обладнання системи опалення;
6. У розділі з охорони праці розглянуті питання по забезпеченню безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Технічні рішення, прийняті в роботі, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей, експлуатацію будівлі. Для отриманих теплових втрат приміщення, враховуючи оптимальні умови роботи ґрунтових теплообмінників, було розраховано вертикальний теплообмінник для теплонасосної системи опалення. При розробці проекту були витримані вимоги таких керівних та нормативних документів:

СНиП 2.04.05-91*У «Отопление, вентиляция и кондиционирование»;

ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об’єктів будівництва»;

СНиП II - 3 - 79*. «Строительная теплотехника».

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року [Електронний ресурс]. – Режим доступу : zakon1.rada.gov.ua/signal/kr06145.
2. Дані з Інтернет ресурсу: http://old.niss.gov.ua/Monitor/november08/2.htm
3. Безродний М.К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М.К. Безродний, Н.О. Притула. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.
4. ДСТУ Б В.2.5-44:2010 Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами [Текст]. – Чинний від 2010-09-01. – К.: Мінрегіонбуд України, 2010. – IV, 51 с.
5. Краснощеков Е.А Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов. / Е.А Краснощеков, А. С. Сукомел – Москва: «Энергия», 1980. – 288 с.;
6. Безродний М.К. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання / М.К. Безродний, Н.О. Притула. – К.: НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с.
7. Пуховий І.І. Теплонасосне та безпосереднє використання теплової енергії довкілля і її потенціал в Україні / І.І. Пуховий // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2005. – № 1. – 92–97 с.
8. Безродний М.К. Теплові насоси та їх використання. [Текст]: посіб. / М.К. Безродний, І.І. Пуховий, Д.С. Кутра. – К.: НТУУ «КПІ», 2013. – 289 с.
9. ДБН В. 2.5 – 67: 2013 Опалення, вентиляція та кондиціювання. – Чинні від 2013 – 09 – 01. – Київ: Міненергобуд України, 2013. – 167 с.
10. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ Вид-во «Політехніка», 2004. – 192 с.
11. ДБН В. 2.6.-31: 2006 зі зміною №1 від 1 липня 2013 року. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. – Чинні від 2007-04-01 – К.: Мінрегіонбуд України, 2006. – 70 с.
12. СНиП 2.04.05-91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное. – К.: КиевЗНИИЭП, 1996. – 89 с.
13. Гершкович В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович. – К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. – 60 с.
14. Офіційний веб-сайт підприємства: http://www.vaillant.ua/dlia-klientiv/

Додаток А

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ І ТВОРЧИХ ДОСЯГНЕНЬ

Антоненко Богдана Миколайовича

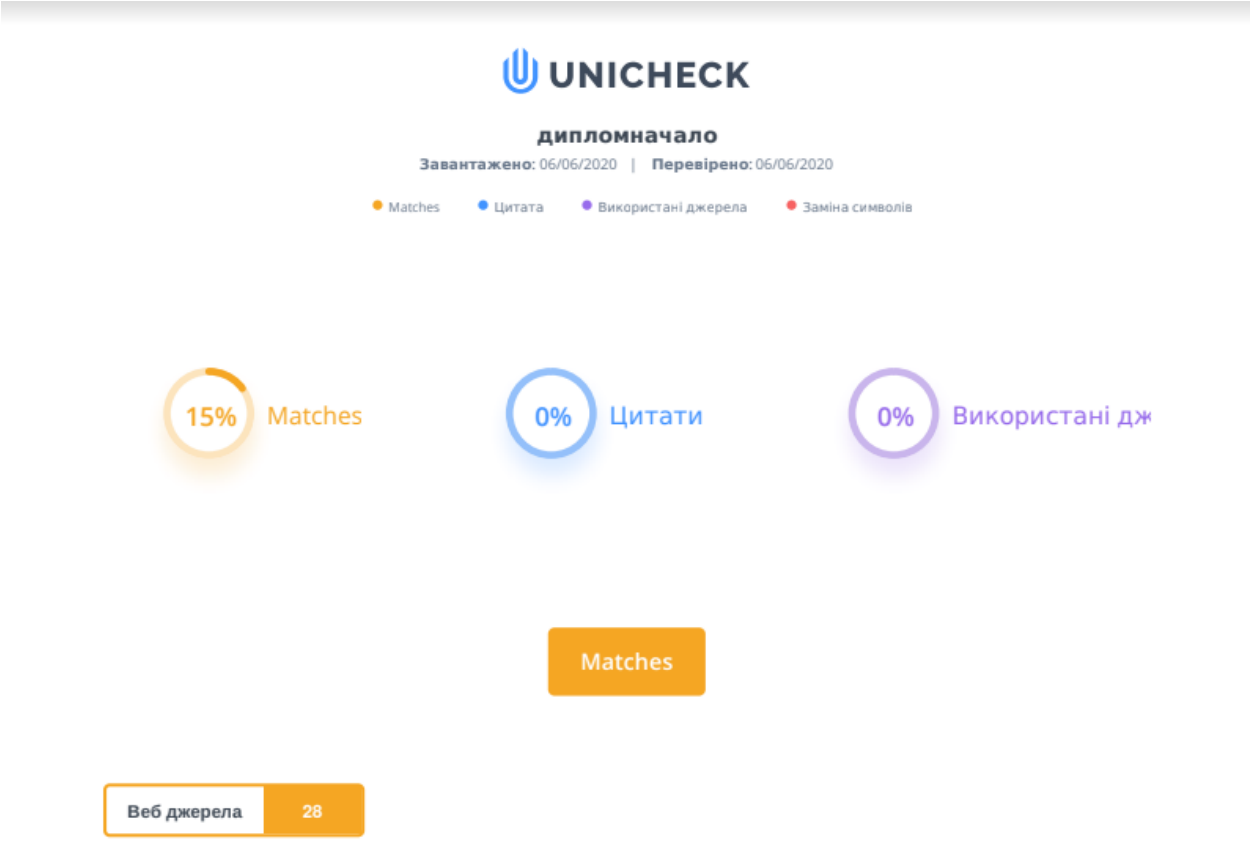
(прізвище, ім'я, по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журнала (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер дипломного на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Переривчаста вентиляція громадських будівель	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів, м. Київ, 23– 26 квітня 2019 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – Т. 1. – 313 с. ISBN 978-966-622-	1 стор.	Боженко М. Ф.

Автор Богдан АНТОНЕНКО

Додаток Б

Перевірка дипломного проєкту на академічну доброчесність



ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	А4		Завдання на дипломний проект	2	
2	А4	ТП 61 01 001 ПЗ	Пояснювальна записка	75	
3	А1	ТП 61 01 001 001 ОВ	Схема системи	1	
4	А2	ТП 61 01 001 002 ОВ1	Розміщення обладнання радіаторного опалення на першому поверху	1	
5	А1	ТП 61 01 001 001 ОВ1	Схема контурів теплої підлоги	1	
6	А1	ТП 61 01 001 001 ТМК	Розміщення обладнання в котельній	1	
7	А3	ТП 61 01 001 ОВ	Специфікація	1	

<table>
<tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td colspan="3" rowspan="2">ТП 61 01 001</td></tr>
<tr><td></td><td>ПІБ</td><td>Підп.</td><td>Дата</td></tr>
<tr><td>Студента</td><td>Антоненко</td><td></td><td></td><td rowspan="5">Відомість дипломного проекту</td><td>Аркуш</td><td>Аркушів</td></tr>
<tr><td>Керівн.</td><td>Назарова</td><td></td><td></td><td></td><td>1</td></tr>
<tr><td>Консульт.</td><td>-</td><td></td><td></td><td colspan="2" rowspan="3">КПІ ім. Ігоря Сікорського, Каф. ТПТ, Гр. ТП – 61</td></tr>
<tr><td>Н.контр.</td><td>Боженко</td><td></td><td></td></tr>
<tr><td>Зав.каф.</td><td>Варламов</td><td></td><td></td></tr>
</table>

Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Маса одиниці, кг	Примітка
		Документація			
	ТП6101001ОВ	Компоновка обладнання	3		
		Обладнання			
К1		Тепловий насос	1		Q=21,3кВт
К2		Буферна ємність	1		V=300л
К3		Буферна ємність	1		V=300л
К4		Ємність накопичення гарячого водопостачання	1		V=310л
К5		Розподільчий колектор ГВП	1		
К6		Геліоколектор	1		Q=5,2кВт
К7		Мембранний розширювальний бак	1		V=12л
К8		Мембранний розширювальний бак	1		V=18л
К9		Мембранний розширювальний бак	1		V=18л
К10		Розподільчий колектор системи опалення	1		V=1л
Н1		Відцентровий насос	1		Н=8м.в.ст
Н2		Відцентровий насос	1		Н=8м.в.ст.
Н3		Відцентровий насос	1		Н=8м.в.ст.
Н4		Відцентровий насос	1		Н=8м.в.ст.
Н5		Відцентровий насос	1		Н=5м.в.ст.
Н6		Відцентровий насос	1		Н=3м.в.ст.
Н7		Відцентровий насос	1		Н=8м.в.ст
Н8		Відцентровий насос	1		Н=8м.в.ст

					ТП 61 01 001 ОВ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Антоненко			Система теплопостачання	Стадія	Арк.	Аркушів
Керівник		Назарова				Д П Б		1
Н.контр		Боженко				КПІ ім. Ігоря Сікорського ТЕФ,кафедра ТПТ		
Зав. Каф.		Варламов						