

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

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

# Проект системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки

Галузь знань 14 Електрична інженерія  
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Шифр БРМА 24.00.00.000 ПЗ

Виконав студент  
3 курсу група ЕТс-21-1

  
Підпис

Янчук А.В.  
Ініціали, прізвище

Керівник

  
Підпис, дата

к.т.н., доц. Майдан П.С.  
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер

  
Підпис, дата

  
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:  
Зав. кафедри МАЕЕС

  
Підпис, дата

д.т.н., проф. Поліщук О.С.  
Ініціали, прізвище

17 06 2024 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень бакалавр

Галузь знань 14 Електрична інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Шифр і назва

Спеціалізація \_\_\_\_\_

Освітня програма Електропобутова техніка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

17.06.2024

ЗАВДАННЯ  
НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Янчук Андрій Володимирович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Проект системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки

керівник роботи Майдан Павло Сергійович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 15 02 2024 р. № 8

2. Строк подання студентом роботи на кафедру МАЕЕС

3. Вихідні дані до роботи енергетичні характеристики силового обладнання та мережі

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1 Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень. 2.

Проектування системи опалення та вентиляції приміщення на основі

біоенергетичної установки. 3. Розрахунки, що підтверджують працездатність.

Загальні висновки. Перелік джерел посилань.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

1. Особливості використання біоенергетичних установок (ДО, А1). 2.

Потенціал використання біоенергетичних установок в Україні (ДО, А1). 3.

Технологічний процес роботи біоенергетичної установки (ДТ, А1). 4.

Розроблена система опалення приміщення (Г4, А1). 5. Система опалення

приміщення (ГК, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН


Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень		
2. Проектування системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки		
3. Розрахунки, що підтверджують працездатність		
4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу		

Студент

  
Підпис

А.В. Янчук  
Ініціали, прізвище

Керівник роботи

  
Підпис

П.С. Майдан  
Ініціали, прізвище

# АНОТАЦІЯ

до бакалаврської кваліфікаційної роботи студента спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

1. Прізвище, ім'я та по батькові Янчук Андрій Володимирович

2. Тема магістерської роботи Проект системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки

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

4. Об'єм бакалаврської роботи: креслень 5 арк., сторінок записки 60

5. Основні розділи розрахунково-пояснювальної записки: Вступ. 1 Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень. 2. Проектування системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки. 3. Розрахунки, що підтверджують працездатність. Висновки.

Підпис студента А. Янчук

" 17 " 06 2024 р.

## РІШЕННЯ ЕК:

Протокол №1 від "25" 06 2024 р.

Оцінка проекту ЕК добре / С  
Рекомендації ЕК \_\_\_\_\_

Особливі відмітки \_\_\_\_\_

Технічний секретар А

" 25 " 06 2024 р.

# Зміст

	с.
Вступ	5
1 Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень	6
1.1 Проблематика використання біоенергетики	6
1.2 Короткі вихідні дані для проєкту	21
Висновки до розділу	22
2 Проєктування системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки	23
2.1 Визначення нормованих значень опору теплопередачі огорожувальних конструкцій приміщення	23
2.2 Визначення приведених значень опору теплопередачі захисних конструкцій приміщення	25
2.3 Обмеження рівня температури та конденсації вологи на внутрішній поверхні захисних конструкцій	31
Висновки до розділу	34
3 Розрахунки, що підтверджують працездатність	35
3.1 Розрахунок основних та додаткових тепловтрат через захисні конструкції приміщення	35
3.2 Розрахунок потужності та числа опалювальних приладів	43
3.3 Гідравлічний розрахунок проєктованої системи опалення	50
3.4 Розрахунок теплового навантаження проєктованої системи гарячого водопостачання	55
3.5 Розрахунок альтернативного джерела енергії для проєкту системи	57
Висновки до розділу	58
Загальні висновки	59
Перелік джерел посилань	60

					<b>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</b>		
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата	Літера	Аркуш	Аркушів
Виконав	Янчук А.В.		<i>[Підпис]</i>				
Перевір.	Майдан П.С.		<i>[Підпис]</i>		ХНУ гр. ЕТс-21-2		
Н.контр.	Пундик С.І.		<i>[Підпис]</i>				
Затвер.	Голіщук О.С.		<i>[Підпис]</i>				
Проект системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки							

## Вступ

На сучасному етапі перед вітчизняною енергетичною галуззю стоїть низка завдань, зокрема: мінімізувати витрати енергії на теплопостачання як житлових так і промислових об'єктів; зменшити нераціональне використання традиційних ресурсів; впровадити по можливості в енергосистему сучасні світові розробки, щоб вона відповідала запитам сьогодення, адже останнім часом багато вже змінилося.

У зв'язку з підвищенням вимог до теплотехнічних характеристик приміщень, жодне нове будівництво не обходиться без теплоізоляційних матеріалів, що знижують втрату теплоти до раціонального мінімуму.

На ринку з'явилася альтернатива централізованій системі теплопостачання – невеликі енергетичні установки, які обслуговують квартири чи цілі будинки.

Одним із багатообіцяючих напрямків у альтернативній енергетиці є використання поновлюваних біоресурсів для виробництва аналогів традиційних корисних копалин – нафти та газу; використання біологічних відходів виробництва енергії. Наша країна, що займає найбільшу площу у Європі та традиційно тісно пов'язана із сільським господарством, є перспективним плацдармом для впровадження подібних технологій.

Існує і безліч інших проблем енергетичного розвитку країни, але їх неможливо розглянути в рамках однієї бакалаврської роботи.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

# 1 Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень

## 1.1 Проблематика використання біоенергетики

Частка сонячної енергії, що доходить до поверхні Землі, засвоюється рослинами завдяки протіканню процесу фотосинтезу – процесу утворення органічних речовин та акумулювання хімічної енергії, що відбувається під дією сонячного випромінювання. Даний найважливіший процес у природі, пов'язаний із поновленням енергії, тому, що всі живі організми створені із матеріалу, отриманого в результаті фотосинтезу, а людська життєдіяльність базується на споживанні кисню, що утворюється в процесі засвоєння рослинами саме сонячної енергії [1, 2].

Потік енергії фотосинтезу на планету складає приблизно  $0,9 \cdot 10^{14}$  Вт (або близько 250 кВт на людину), що еквівалентно енергії, яку створюють близько ста тисяч великих АЕС. Ось таку велику частку енергії складають біоенергетичні ресурси планети, акумульовані в біомасі та біопаливі.

Біомаса [1, 2] - біологічно поновлювальна речовина лише органічного походження, що зазнає біологічного розкладу (відходи життя сільського господарства (тваринництва чи рослинництва), лісового господарства або пов'язаних з ними гілок промисловості, а також органічна частина побутових та промислових відходів).

Отримання енергії із біомаси (наприклад, соломи, сільськогосподарських відходів, деревини, деревних відходів, гною, органічної частини твердих побутових відходів) є галуззю, що достатньо стрімко розвивається в багатьох країнах. Цьому сприяють наступні властивості біомаси в якості палива:

- надійність систем енергопостачання;
- великий потенціал і можливість поновлення;
- шанс суттєво знизити викиди CO<sub>2</sub> в навколишнє середовище.

Біопаливо [1, 2] – це рідке або газоподібне паливо на основі біомаси. До

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

біопалива відносять торф, мулисті відходи, деревні відходи і спирти, етанол, біогаз, сільськогосподарські відходи, риб'ячий та інші жири, тверді побутові та промислові відходи. Щорічно за допомогою фотосинтезу утворює більше ста млрд. тон сухих органічних матеріалів, що енергетично відповідає приблизно сорока млрд. тон нафти (це більше ніж у десятки разів перевищує світовий рівень використання нафти). Загальний вклад біомаси у світове енергоспоживання складає приблизно десять відсотків, або вісімдесят відсотків використання усіх поновлювальних енергоресурсів. Проте місце, яке насправді займає біоенергетика у виробництві електроенергії, набагато скромніше і складає близько одного відсотка виробництва.

Світова біоенергетика розвивається за наступними основними технологічними напрямками [1, 2]:

- анаеробне (без прямого доступу повітря) зброджування гною та мулистих відходів стічних вод (або отримання біогазу);
- пряме або традиційне спалювання відходів сільського господарства, торфу, лісової та деревообробної промисловості, твердих промислових та побутових відходів;
- термохімічні перетворення біомаси у рідкі або газоподібні види палива;
- використання агрокультур для отримання спиртового палива шляхом ферментації (утворення етанолу) та виробництва мастил чи замінників дизельного пального (або біодизель).

Для нашої країни біоенергетика є одним із стратегічних напрямків розвитку сектору поновлювальних або альтернативних джерел енергії, враховуючи високу залежність країни від імпортних традиційних енергоносіїв, в першу чергу, природного газу, і великий потенціал використання біомаси, доступної для виробництва електроенергії. На жаль, темпи розвитку нашої біоенергетики досі істотно відстають від світових. На сьогоднішній день частка біомаси у валовому кінцевому енергоспоживанні становить менше двох відсотків. Щорічно у нас для виробництва електроенергії використовується

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк. 7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

близько двох млн. тон у.п. на рік біомаси різних типів. На деревину припадає найвищий відсоток використання економічно доцільного потенціалу близько вісімдесяти відсотків, тоді як для інших типів біомаси (за винятком лушпиння соняшника) даний показник суттєво нижче. Найменш активно (менше одного відсотка) реалізується енергетичний потенціал використання соломи зернових культур та ріпаку.

У нас щорічно збирається більше як п'ятдесят млн. тон зернових культур. У значних обсягах це солома і рослинні відходи, в якості побічних продуктів сільськогосподарського рослинництва. Річний технічно-досяжний енергетичний потенціал твердої біомаси є еквівалентним приблизно двадцяти млн. тон у.п., а його використання надасть можливість щорічно заощаджувати більше двадцяти млрд. куб. м. природного газу. Найбільший потенціал з використання твердої біомаси зосереджений у Вінницькій, Дніпропетровській, Кіровоградській та Полтавській областях і складає понад мільйон тон н.е. на рік. Для визначення виходу рослинних залишків і соломи використовують, так звані, коефіцієнт відходів - відношення урожаю стебел рослин або соломи до всього урожаю зерна. За різними оцінками, на кожен тону зерна можна отримати приблизно дві тони соломи або рослинних залишків. Майже половина соломи ячменю, пшениці, жита використовується для утримання худоби та додаткового удобрення ґрунтів, а стебла кукурудзи чи соняшнику просто залишаються на полях після збирання врожаю. Таким чином, у нас в країні є достатній енергетичний потенціал рослинних відходів і соломи.

Значна частина отриманої соломи після збирання пресується у брикети та пелети і використовується для опалення. На вітчизняних підприємствах олійної промисловості спалюється близько пів мільйона тон лушпиння соняшнику та близько 120 тис. тон його гранулюється.

Лісистість території України складає менше 20% загальної площі. Щорічно заготовлюється понад 15 млн. м<sup>3</sup> деревини; при чому відходи переробки деревини складають до 10 млн. м<sup>3</sup>. На даний момент близько 70% відходів

										Арк.
										8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата	БРМА 24.00.00.000 ПЗ					

деревини у вигляді трісок, брикетів, тирси чи пелет використовується в якості біопалива.

Енергетичні культури - це окремі види дерев та рослин, що спеціально вирощуються для виробництва твердого біопалива. Їх класифікують на 3 групи:

- багаторічні трави (наприклад, міскантус, шавнат);
- швидкоростучі дерева;
- однорічні трави (наприклад, сорго, тритикале).

Стандартну концепцію комплексного перероблення та використання біомаси представлено на рис.1.1.

Найпростішим способом отримання теплової енергії із будь-яких видів біомаси (в тому числі й непоновлювальних – вугілля, нафти чи газу) є пряме спалювання її у різноманітних конструкціях теплогенераторів – починаючи від стандартної звичайної кухонної печі і закінчуючи сучасними котлами блоків ТЕЦ, висота яких сягає двадцятиповерхових будинків (а висота димових труб – понад 200 м) [1, 2].

Величезна різноманітність конструкцій і розмірів даних генеруючих теплову енергію установок обумовлюється типом або станом палива, організацією технологічного процесу горіння, теплоенергетичними та температурними параметрами процесу та ін. Проте всім притаманний один і той самий технологічний процес перетворення сонячної енергії з біомаси в теплову енергію.

У період свого росту рослини через використання листового апарату поглинають сонячну енергію, воду та вуглекислий газ, виділяючи при цьому кисень та вуглець в навколишнє середовище.

При спалюванні відбувається зворотний процес – відбувається поглинання кисню і виділення води і вуглекислого газу в навколишнє середовище. Даний процес супроводжується суттєвим виділенням теплоти. Саме така теплова енергія у подальшому використовується для організації опалення, теплопостачання чи отримання електричної енергії.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



більше як ста років отримують приблизно 90% усієї енергії, якою ми користуємось. Необхідно враховувати те, що процес спалювання первинних енергоресурсів буде використовуватися ще не одним поколінням.

Шкідливість технологічного процесу спалювання полягає в так званому «тепловому забрудненні» атмосфери, тому, що при згоранні палива відбувається вивільнення теплової енергії, яка є додатковою до природних теплових потоків (наприклад, сонячних, геотермальних і т.д.), до яких пристосована вся планета і всі фізичні, біологічні чи хімічні процеси. При помірних розмірах даної додаткової теплової енергії природа здатна прилаштуватися до неї, але із сьогоднішніми зростаннями розмірів природа починає не справлятися. Прояви порушення теплового балансу планети ми починаємо відчувати з кожним роком все сильніше.

Інший негативний фактор, який впливає на екологічний стан всієї планети, - хімічне забруднення навколишнього середовища викидами отруйних речовин разом із продуктами неповного та повного згорання палива такими як: сажа, зола оксид вуглецю, оксид азоту, сірчаний ангідрид та інші небезпечні чи канцерогенні речовини.

Теплове та хімічне забруднення атмосфери (в першу чергу – вуглекислим газом) разом зумовлюють виникнення парникового ефекту, який сприяє підвищенню середньорічної температури на планеті [1, 2].

Саме тому вже зараз потрібно максимально обмежувати використання технологічного процесу прямого спалювання з достатньо низьким ККД (до 40%) і переходити на технологічні процеси, які або зовсім не додають теплової енергії до природної, або мають значно нижчі теплові викиди якщо порівнювати із традиційними. І якщо такий підхід поки не можна використовувати до основних непоновлювальних енергоресурсів (типу вугілля, нафти чи газу), то, плануючи суттєве розширення використання біомаси, необхідно повністю відмовитися від технологічного процесу прямого спалювання і замінити його більш сучасними технологіями.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Піроліз [1, 2] – розклад більш складних речовин на менш складні або на хімічні елементи під дією підвищених рівнів температури та інших умов (рівень тиску, доступ кисню тощо).

Використовуються до твердопаливних або піролізних котлів, піроліз – розкладання деревини при нагріванні при обмеженому доступі повітря з утворенням газоподібних продуктів, а також отримання твердого залишку (рис.1.2). Інші найменування такого процесу – «суха перегонка деревини», «газифікація».



Рисунок 1.2 - Розкладання деревини через піроліз [1, 2]

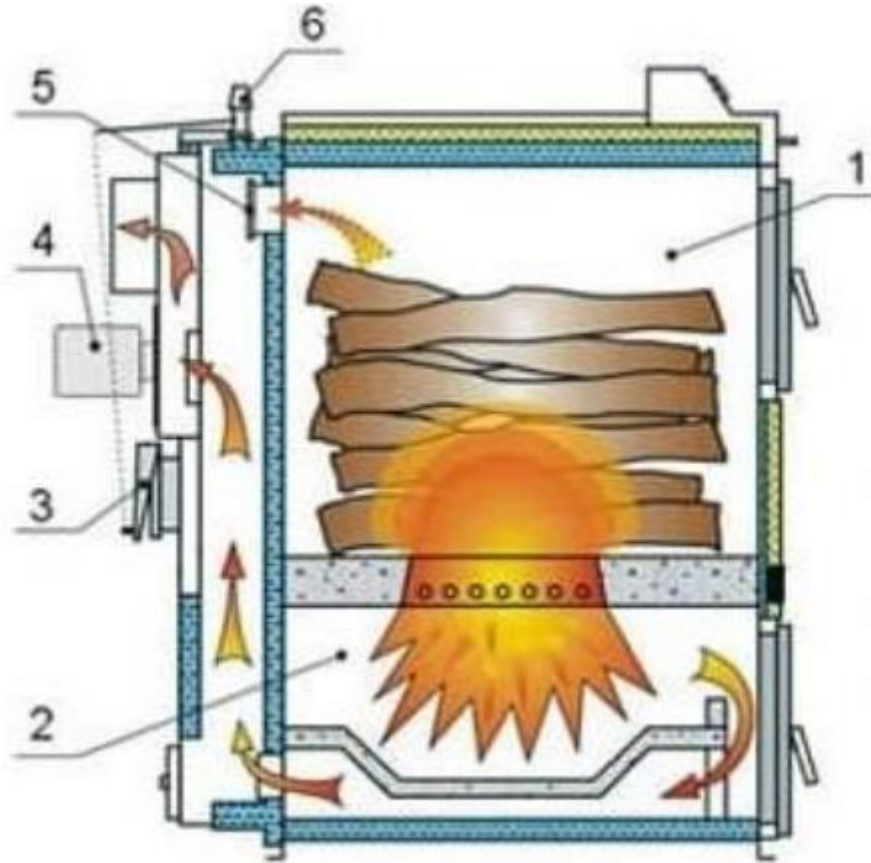
Суша перегонка деревини – одна з найстаріших хімічних технологій. Раніше широко використовували для виготовлення соснової смоли (або так зване смолокуріння). Подальшим розвитком технології є обвуглення сировини із отриманням деревного вугілля. Початок промислового використання технологічного процесу піролізу деревини відноситься до ХІХ століття. З деревини листяних порід отримували оцтову кислоту та інші допоміжні продукти.

На сучасному етапі за допомогою піролізу в спеціальних вуглевипалювальних печах отримують деревне вугілля, яке потім йде на опалення приміщень каміном, приготування їжі на мангалі, використовується в металургії.

Конструкція та призначення так званого піролізного котла.

На відміну від класичних твердопаливних агрегатів в піролізних котлах

передбачається в конструкції дві камери згоряння (рис.1.3). У першій камері виконується технологічний процес горіння деревини при недостатній кількості повітря. При цьому паливо починає виділяти так званий піролізний газ, що разом з димовими газами транспортується у вторинну камеру. У вторинній камері газогенераторного котла (інша назва піролізних котлів) подається вже достатній для горіння об'єм повітря. Газ запалюється і згорає, нагріваючи воду у стінках агрегату (див. рис. 1.3).



1 – камера газифікації (первинна); 2 – камера згоряння (вторинна);  
3 – повітряний шибер; 4 – димосос; 5 – шибер прямого ходу; 6 - терморегулятор

Рисунок 1.3 – Загальний вигляд конструкції піролізного котла [1, 2]:

Розташування двох камер може бути різним, оскільки конструкції опалювальних котлів піролізного типу бувають різні. Рідше вони працюють на природній тязі, частіше – за допомогою примусової подачі повітря спеціальним надувним вентилятором. В установках, що використовують природну тягу,

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 24.00.00.000 ПЗ

Арк.

13

вторинна камера розташована вище первинної і потік повітря проходить через паливо знизу догори. При примусовій подачі головна топка (вторинна), навпаки, знаходиться над камерою допалювання – відповідно потік повітря спрямований зверху вниз.

До розмірів димоходу (діаметра та висоти) газогенераторного котла висувають підвищені вимоги, при роботі на звичайній тязі. Тяги повинно вистачати на подолання опору газоповітряного простору обладнання і димохідної труби. В топці повинно створюватись розрідження величиною до двадцяти Па. Підібрати діаметр можна по вихідному патрубку котла, а висота повинна бути не менше шести м.

Примусова подача повітря в обидві камери може виконуватись 3 різними способами:

- виробники встановлюють на котли піролізного згоряння деревини спеціальні димососи, розташовані на виході з агрегату. Спеціальний димосос більш безпечний для людини, яка для чогось відкрила дверцята топки в робочому режимі. Димосос створює необхідне розрідження, відповідно полум'я не спалахне через відкриті дверцята людині в обличчя;

- вентилятор, який працює в режимі нагнітання. Даний пристрій має невисоку вартість, і його легше встановити як димосос;

- для теплогенераторів великої потужності монтують спеціальні вентилятори і димососи на вході та виході газоповітряного тракту.

Принцип роботи піролізного котла. Під час розпалу і зразу після нього дрова починають горіти в звичайному режимі, без газифікації (рис. 1.4). При наборі рівня температури і виході всього агрегату в робочий режим (орієнтовно до 90 °С) заслінка подачі повітря в первинну камеру газифікації майже закривається.

Дрова починають горіти при недостатньому обсязі кисню, відбувається їх газифікація. Піролізні гази потрапляють у вторинну камеру, куди подається достатній обсяг повітря для повного згоряння дров [1, 2].

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

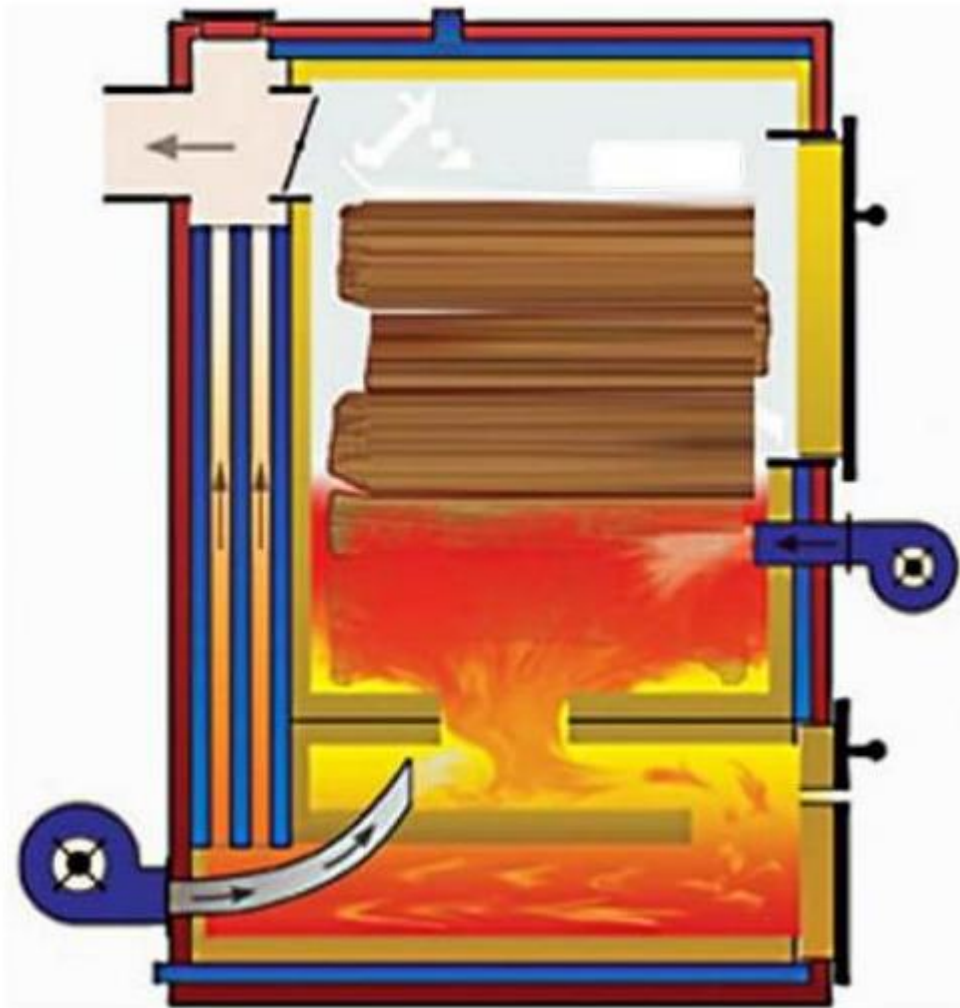


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд принципу роботи піролізного котла

Тепло, яке виділяється нагріває водяний контур по якому рухається теплоносії. Нагрітий теплоносії транспортується в радіатори опалення чи в теплоаккумулятор згідно схеми опалення приміщення.

Переваги та недоліки. В піролізних котлах відбувається технологічний процес згорання палива при високих рівнях температури з функцією генераторного газоутворення. З одного боку це призводить до економії палива і екологічно чисту роботу. Піролізні котли мають попередньо нагріте до високого рівня температури первинне та вторинне повітря тобто, вони відрізняються теплим і стабільним полум'ям з постійною якістю горіння.

В порівнянні із використанням традиційних твердопаливних котлів, газогенераторні мають ряд переваг [1, 2]:

- вищий ККД - 89-95%;
- більш повне використання палива;
- збільшення проміжку часу між закладкою палива;
- нижче вивільнення шкідливих газів в атмосферу;
- можливість отримати компенсацію при встановленні високоефективного обладнання.

Як і традиційні котли, піролізні можуть оснащуватись автоматичною системою керування, яка буде контролювати всю роботу, економити паливо та забезпечувати безпечність роботи.

Головний недолік – висока ціна, яка приблизно в два рази вище, традиційного котла аналогічного по потужності.

При використанні необхідно також врахувати, що всі переваги газогенераторів проявляються тільки при використанні деревини вологістю не вище 20%. При спалюванні свіжо спиленої деревини котел буде працювати в стандартному режимі. Загально відомо, деревина із вологістю до 20% володіє тепловою цінністю 4 кВт/год на 1 кг, а з вологістю більше 60% теплова цінність - 1,5 кВт/год на 1 кг.

На рис. 1.5 представлено основні види біомаси, що використовується в якості палива у піролізних котлах.

Анаеробна біотехнологія. На сучасному етапі розвитку біомасу все ширше використовують для вироблення біогазу та подальшого перетворення з метою отримання електричної чи теплової енергії, добрив [1, 2].

Виробництво біогазу проводиться за так званою анаеробною технологією, яка базується на ферментації органічних речовин в умовах повної відсутності кисню.

Газ, який носить назву біогаз, є аналогічним природному за вмістом, але отриманий методом метанового або водневого бродіння сировини, яка має органічне походження.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		16



Рисунок 1.5 - Види біомаси, що використовується в якості палива у піролізних котлах [1, 2]

До складу газу входять - вуглекислий газ, метан, водяна пара, також вкраплення кисню, азоту, сірководню та аміаку. Процентний вміст різних компонентів біогазу залежить від складу сировини і умов протікання хімічної реакції (рівня температури, час перебування вихідної сировини в реакторі, рівномірність складу сировини за обсягом, тощо).

Схема отримання біогазу представлена на рисунку 1.6.

Установки для отримання біогазу та газові генератори на біогазі особливо актуальні для використання в домоволодіннях, які мають постійне джерело органічних відходів (рис. 1.7). Це може бути тваринницька ферма – в такому випадку забезпечується практично безвідходне виробництво, коли навіть відходи, які зазвичай підлягають утилізації, використовуються для отримання електричної або теплової енергії [1, 2].

Можна також організувати біогазові постачання енергією там, де є можливість регулярно купувати потрібну сировину (наприклад, поблизу фермерського господарства, чи садово-городнього господарства).

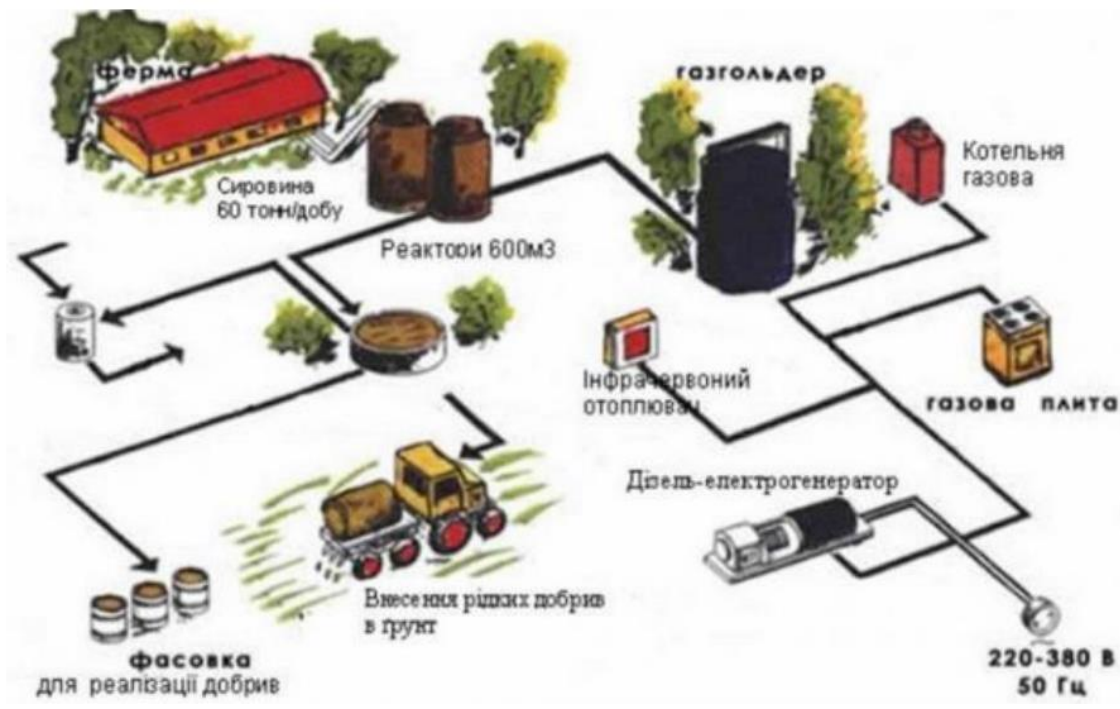


Рисунок 1.6 – Загальна схема отримання біогазу



Рисунок 1.7 – Вигляд установки для отримання біогазу

Для отримання газу годиться як суха, так і волога (вміст сухої сировини нижче 15%) біомаса. У фермерських господарствах найбільшого поширення набули пристрої, що використовують саме вологу біомасу: дані біореактори простіше у виготовленні, експлуатації, ціна на них суттєво нижче, а сировина буквально валяється під ногами (харчові відходи чи гній).

Процес виробництва досить простий. На першому етапі зброджування складні органічні речовини будуть розкладатись на більш прості органічні гази та сполуки, а на другому етапі бактерії, що відповідають за формування метану, сприяють перетворенню отриманих простих сполук в метан, вуглекислий газ та воду.

Біогазовіні установки не лише виробляють необхідний для енергетики газ, але і переробляють відходи таким чином, що в залишку зберігається достатня кількість поживних речовин, тому залишок можливо застосувати в якості добрив. Іншими словами, біогазова установка дозволяє організувати безвідходне виробництво, у якому навіть залишки служать сировиною для отримання потрібних в господарстві ресурсів: електричної та теплової енергії, добрив (рис. 1.8) [1, 2].

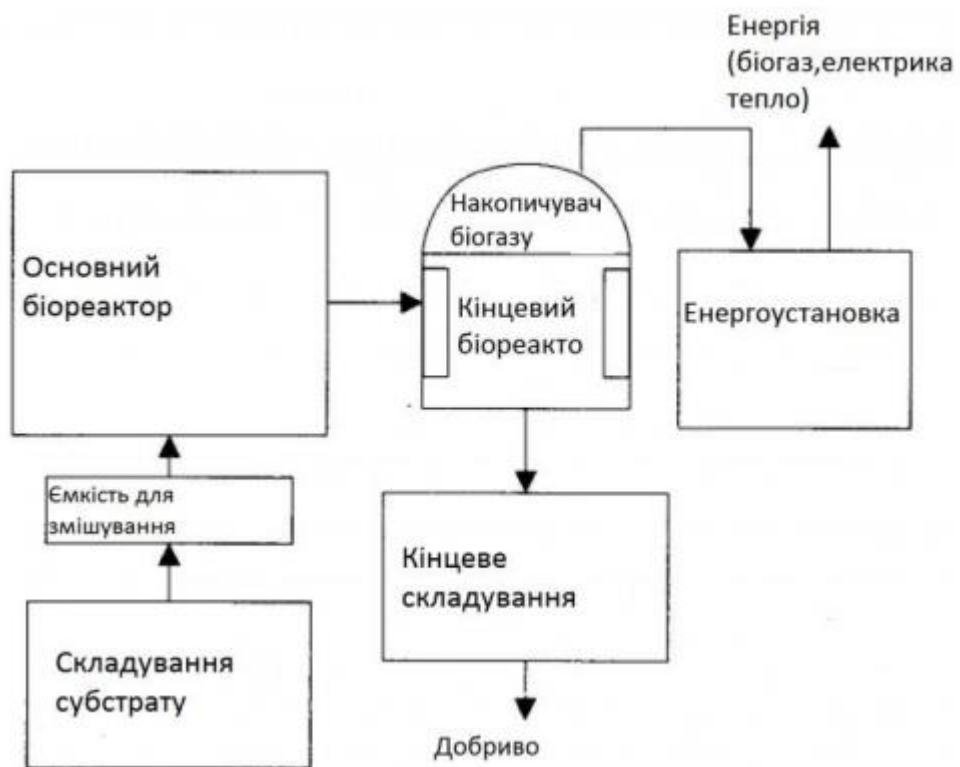


Рисунок 1.8 – Технологічний процес виробництва біогазу

Біогазовий генератор, нічим за конструкцією не відрізняється від звичайного газового генератора, адже у біогазу і природного газу склад аналогічний. Різниця лише в тому, що біогазова установка дозволяє заміському

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

домоволодінню отримати повну автономію, так як вихідна сировина для отримання електричної або теплової енергії (тобто газ) виробляється прямо в господарстві, а не купується і доставляється з-за-меж домоволодіння.

Безсумнівною перевагою біогазу є те, що завдяки використанню біогазу можна забезпечити не тільки наявність електроенергії, але і тепlopостачання, а також паливо для кухонної плити (рис. 1.9).

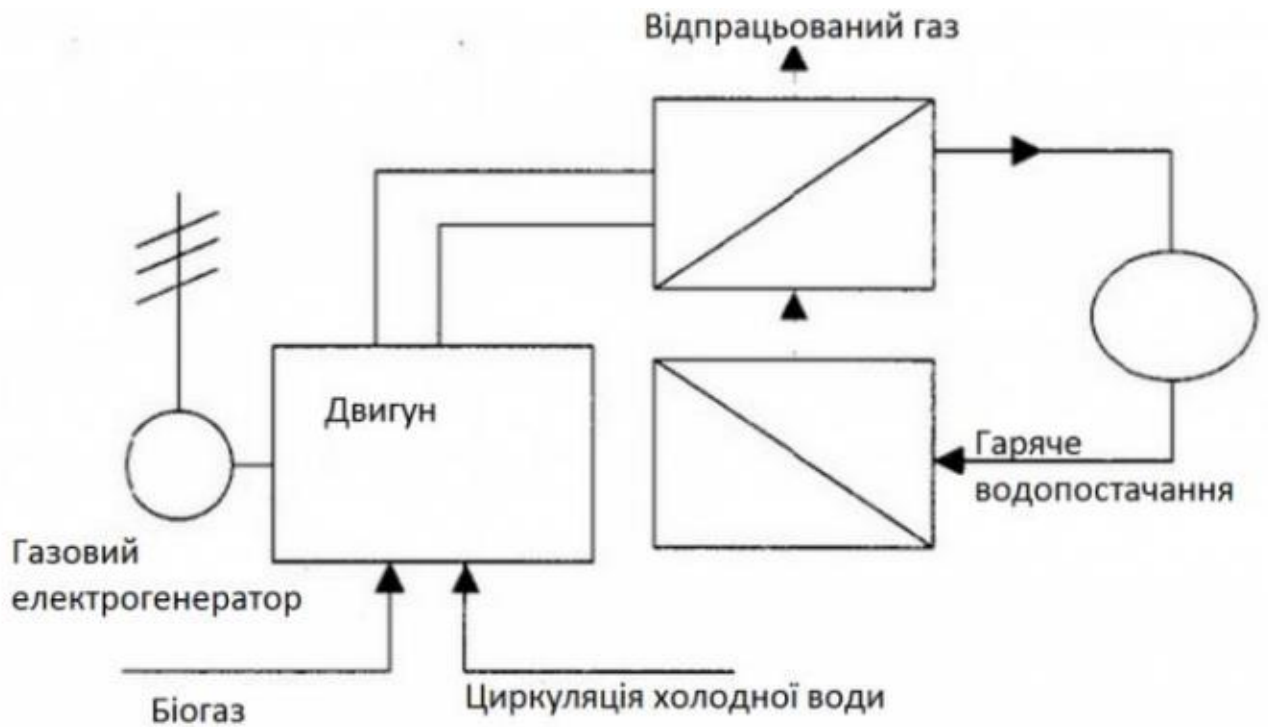


Рисунок 1.9 – Технологічний процес виробництва електричної і теплової енергії з біогазу

Якщо використовувати газ за комбінованою схемою (отримання теплової та електричної енергій), то загальний ККД такої системи буде досягати 90%. При цьому для вироблення теплової енергії використовується відпрацьований гарячий газ, який і служить для підігріву води в опалювальній системі і системі гарячого водопостачання.

Однак перш, ніж організувати на власній ділянці виробництво біологічного газу, потрібно підрахувати: який обсяг біогазу потрібно для вашого господарства, якою має бути потужність біогазової установки і скільки буде потрібно сировини, щоб забезпечити необхідну кількість біогазу [1, 2].

Плануючи використовувати біогаз для організації автономного енергопостачання заміського будинку, необхідно пам'ятати, що:

- для опалення одного квадратного метру житлових приміщень потрібно приблизно  $45 \text{ м}^3$  газу;

- для отримання  $1 \text{ кВт/год}$  електроенергії потрібно менше  $1,0 \text{ м}^3$  газу.

Пристрої для отримання біогазу можна умовно класифікувати на чотири типи:

- з перемішуванням біомаси, але без додаткового підігріву;

- що працюють в «природному» режимі – без підігріву та додаткового перемішування біомаси в реакторі;

- з перемішуванням та додатковим підігрівом біомаси;

- з перемішуванням та додатковим підігрівом біомаси, оснащені засобами контролю та приладами для керування процесом бродіння.

При цьому для отримання біогазу необхідна наявність біореактора (ємність, в якій проводиться анаеробне зброджування біомаси) і газгольдера (пристрій для збирання отриманого біогазу) [1, 2].

## 1.2 Короткі вихідні дані для проєкту

Район будівництва: м. Хмельницький, Хмельницька область.

Рівень температури повітря найхолоднішої п'ятиденки - мінус  $26^\circ\text{C}$ ;

Середній рівень температура періоду із середньою добовою температурою навколишнього повітря нижче або дорівнює  $8^\circ\text{C}$  - мінус  $2,3^\circ\text{C}$ ;

Тривалість періоду із середнім рівнем добової температури навколишнього повітря нижче або дорівнює  $8^\circ\text{C}$  - 205 діб;

Орієнтація фасаду приміщення - південний-схід;

Система опалення приміщення - центральна водяна, однотрубна, з верхнім розведенням труб,  $t_1 = 80^\circ\text{C}$ ,  $t_0 = 65^\circ\text{C}$ , насосна або безнасосна;

Нагрівальні прилади - змійовики з гладких труб діаметром 32 мм, кількість

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

перегинів -  $Z=4$ , загальна довжина -  $l=2,5$  м.

Габаритні розміри приміщення -  $a = 1770$  мм;  $b = 8490$  мм;

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики приміщення

Елемент	Зображення	Матеріал	Розміри, мм
Зовнішні стіни		Штукатурка вапняно-цементна	10
		Силікатна цегла згідно ДСТУ 530-2007	480
		Штукатурка вапняна	8
Покриття		Перекриття	
		Мінеральна повсть	180
		Будівельний папір	2
		Щит із дошок	21
		Суха штукатурка	14
		Покрівля	
		Асбоцементні волокнисті плити	12
		Обрешітка	50
		Крокви	100
Підлога		Цементна стяжка	18
		Бетон В 7,5	100
		Ґрунт	-
Вікна із подвійним склопакетом	Ширина - 1770		
	Висота - 1760		
Двері дерев'яні	Ширина - 1800		
	Висота - 2100		
	Товщина - 60		

### Висновки до розділу

Проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень використання біоенергетики, а саме пряме спалювання біоресурсів, піроліз біомаси (або суху перегонку) та анаеробну біотехнологію.

## 2 Проектування системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки

### 2.1 Визначення нормованих значень опору теплопередачі огорожувальних конструкцій приміщення

Відповідно до [3-6], нормами встановлено наступні показники теплового захисту приміщення:

- санітарно-гігієнічний, що включає перепад рівнів температур між температурами внутрішнього повітря і на поверхні огорожувальних конструкцій, і рівень температури на внутрішній поверхні вище рівня температури точки роси;
- наведений опір теплопередачі окремих елементів огорожувальних конструкцій приміщення.

Наведений опір теплопередачі,  $R_0$ ,  $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$ , огорожувальних конструкцій приміщення слід приймати не нижче нормованих значень  $R_{req}$ ,  $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$ , що визначаються згідно довідникової літератури [3 -6] залежно від градусо-добу району будівництва приміщення  $D_d$ ,  $\text{°C}$  добу.

Градусо-добу опалювального періоду визначимо за наступною формулою:

$$D_d = (t_{int} - t_{ht}) \cdot Z_{ht}, \quad (2.1)$$

де  $t_{int}$  – розрахунковий середній рівень температури внутрішнього повітря приміщення, прийmemo  $t_{int} = 22^\circ \text{C}$  ;

$t_{ht}, Z_{ht}$  - середній рівень температури зовнішнього повітря та тривалість опалювального періоду, що приймаються згідно довідникової літератури [3-6]  
 $t_{ht} = -2^\circ \text{C}, Z_{ht} = 205 \text{ дiб}$ .

Таким чином, згідно формули (2.1):

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$D_d = (22 - (-2,3)) \cdot 205 = 4982^\circ C \cdot \text{добу}.$$

З метою підвищення комфортності прийmemo для приміщення наступні параметри захисних конструкцій як для житлового будинку. Відповідно до довідникової літератури [3-6], для житлових будинків використовується наступна формула:

$$R_{req} = a \cdot D_d + b, \quad (2.2)$$

з наступними коефіцієнтами:

- для стін:  $a = 0,00035, b = 1,4$ ;
- для вікон:  $a = 0,00075, b = 0,15$ ;
- для перекриттів горищних:  $a = 0,00045, b = 1,9$ .

Таким чином, для зовнішніх стін нормоване значення опору теплопередачі буде рівним [3-6]:

$$R_{req} = 0,00035 \cdot 4982 + 1,4 = 3,14;$$

- для перекриттів горищних:

$$R_{req} = 0,00045 \cdot 4982 + 1,9 = 4,14;$$

- для вікон:

$$R_{req} = 0,00075 \cdot 4982 + 0,15 = 0,52;$$

для дверей [3-6]:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		24

$$R_{req}^{ed} = 0,6 \cdot R_{req}^w = 0,6 \cdot 3,14 = 1,88.$$

Визначимо умови експлуатації захисних конструкцій.

Відповідно до [5] відносна вологість у приміщенні, що є громадською будівлею, не повинна перевищувати 60%. Отже, згідно із [4] приймаємо сухий режим приміщень, за таблицею додатка 2 [4] приймаємо умови експлуатації захисних конструкцій на рівні «А».

## 2.2 Визначення приведених значень опору теплопередачі захисних конструкцій приміщення

Відповідно до довідникової літератури [3-6], опір теплопередачі захисних конструкцій слід визначати за наступною формулою:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_K + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (2.3)$$

де  $R_K$  - термічний опір захисної конструкції,  $\text{m}^2\text{C}/\text{Вт}$ , що визначається: однорідною (одношаровою) - згідно формули (2.4);

$\alpha_B$  - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні захисних конструкцій, що приймається з довідникової літератури [3, 4],  $\text{Вт}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ;

$\alpha_3$  - коефіцієнт тепловіддачі (для зимових умов) зовнішньої поверхні захисних конструкцій, що приймається з довідникової літератури [3, 4],  $\text{Вт}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ .

Термічний опір  $R_K$ , шару багатошарової захисної конструкції із послідовно розташованими однорідними шарами, а також однорідної (одношарової) захисної конструкції слід визначати за наступною формулою:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$R_k = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (2.4)$$

де  $\delta_i$  - товщина  $i$ -го шару захисної конструкції, м;

$\lambda_i$  - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу  $i$ -го шару захисної конструкції, Вт/(м<sup>2</sup> °С).

Знайдемо наведене значення опору теплопередачі зовнішніх стін приміщення.

Згідно завдання коефіцієнти теплопровідності та товщина елементів, що входять до конструкції зовнішніх стін наступні [3, 4, 7]:

- цегла силікатна  $\lambda_2^w = 0,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}; \delta_2^w = 0,48 \text{ м};$

- штукатурка вапняно-цементна  $\lambda_1^w = 0,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}; \delta_1^w = 0,01 \text{ м};$

- штукатурка вапняна  $\lambda_3^w = 0,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}; \delta_3^w = 0,008 \text{ м};$

- для стін:  $\alpha_B^w = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}; \alpha_3^w = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}.$

Тоді, виконавши підстановку (2.3) та (2.4), отримаємо:

$$R_0^w = \frac{1}{8,7} + \frac{0,01}{0,7} + \frac{0,48}{0,76} + \frac{0,008}{0,7} + \frac{1}{23} = 0,82.$$

Знайдемо наведене значення опору теплопередачі підлоги приміщення.

Згідно із завданням коефіцієнти теплопровідності та товщина елементів, що входять до конструкції підлоги наступні [3, 4, 6]:

- цементна стяжка  $\lambda_1^f = 0,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}; \delta_1^f = 0,018 \text{ м};$

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		26

- бетон В 7,5  $\lambda_2^f = 1,74 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$ ;  $\delta_2^f = 0,1 \text{ м}$ .

Тоді, наведений термічний опір конструкції підлоги визначимо, виконавши підстановку (2.3) та (2.4):

$$R_K^f = \frac{0,018}{0,76} + \frac{0,1}{1,74} = 0,08.$$

Наведений термічний опір підлоги приміщення визначимо за формулами та рекомендаціями згідно довідкової літератури [7-12].

Для розрахунку опору теплопередачі конструкцій, розташованих на ґрунті, зазвичай використовують спрощену методику. Поверхня підлоги та стін (при цьому підлога розглядається як продовження стіни) по ґрунту поділяється на довгі смуги шириною до двох метрів, паралельні стику зовнішньої стіни та поверхні землі. Відлік зон починається по стіні від рівня землі, а якщо стін по ґрунту немає, то зоною I стане смуга підлоги приміщення, найближча до зовнішньої стіни. Наступні дві смуги матимуть, відповідно, номери II та III, а решта підлоги приміщення становитиме зону IV. Звичайно для кожної зони неутепленої підлоги передбачено нормативні значення опору теплопередачі:

$$R_{H.II} = 2,1 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}};$$

$$R_{H.II} = 4,3 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}};$$

$$R_{H.III} = 8,6 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}};$$

$$R_{H.IV} = 14,2 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}.$$

Тоді, наведений термічний опір підлоги приміщення по ґрунту визначається за наступною формулою:

$$R_{0.i}^f = R_{H.II.i} + R_K^f, \quad (2.5)$$

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

де  $R_{0,i}^f$  - наведений термічний опір підлоги приміщення на лагах і-ої зони;

$R_{H.П.і}$  - опір теплопередачі неутепленої і-ої зони підлоги;

$R_K^f$  - наведений термічний опір конструкції підлоги приміщення по ґрунту.

Підставимо довідкові значення у формулу (2.5). Для зони I [7-12]:

$$R_{0,1}^f = 2,1 + 0,08 = 2,18.$$

для зони II:

$$R_{0,2}^f = 4,3 + 0,08 = 4,38.$$

для зони III:

$$R_{0,3}^f = 8,6 + 0,08 = 8,68.$$

для зони IV:

$$R_{0,4}^f = 14,2 + 0,08 = 14,28.$$

Знайдемо середній наведений термічний опір підлоги на лагах (всіх зон відповідно до площі, яку займає кожна зона) за наступною формулою:

$$R_0^f = \frac{F_I \cdot R_{0,1}^f + F_{II} \cdot R_{0,2}^f + F_{III} \cdot R_{0,3}^f + F_{IV} \cdot R_{0,4}^f}{F_I + F_{II} + F_{III} + F_{IV}}, \quad (2.6)$$

де  $F_I, F_{II}, F_{III}, F_{IV}$  - площі відповідних зон підлоги; виходячи з плану приміщення рівні, м<sup>2</sup>:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		28

$$F_I = 80,68;$$

$$F_{II} = 32,21;$$

$$F_{III} = 0;$$

$$F_{IV} = 0.$$

Знайдемо середній наведений термічний опір підлоги приміщення по ґрунту згідно формули (2.6), °C/Вт [7-12]:

$$R_0^f = \frac{80,68 \cdot 2,18 + 32,21 \cdot 4,38 + 0 \cdot 8,68 + 0 \cdot 14,28}{80,68 + 32,21 + 0 + 0} = 2,81.$$

Визначимо приведені значення опору теплопередачі горищного перекриття [7-12].

Напишемо коефіцієнти теплопровідності та товщини елементів, що входять до конструкції горищного перекриття:

- будівельний папір  $\lambda_2^c = 0,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \delta_2^c = 0,002 \text{ м};$

- мінеральна повсть  $\lambda_1^c = 0,046 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \delta_1^c = 0,18 \text{ м};$

- щит із дошок  $\lambda_3^c = 0,14 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \delta_3^c = 0,021 \text{ м};$

- суха штукатурка  $\lambda_4^c = 0,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \delta_4^c = 0,014 \text{ м}.$

Тоді, для горищного перекриття [7-12]:

$$\alpha_B^c = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \alpha_3^c = 12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Тоді, підставивши формули (2.3) і (2.4), отримаємо наступний вираз, °C/Вт:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$R_0^c = \frac{1}{8,7} + \frac{0,18}{0,064} + \frac{0,002}{0,15} + \frac{0,021}{0,14} + \frac{0,014}{0,7} + \frac{1}{12} = 3,19.$$

Знайдемо приведені значення опору теплопередачі вікон [7-12].

Для вікон з подвійним склінням по [3-6] приведений опір теплопередачі знайдемо із виразу, °C/Вт:

$$R_0^F = 0,44.$$

Знайдемо приведені значення опору теплопередачі зовнішніх дверей [7-12].

Вкажемо коефіцієнти теплопровідності та товщини елементів, що входять до конструкції зовнішніх дверей:

$$\text{Сосна та ялина поперек волокон } \lambda_1^{ed} = 0,14 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}; \delta_1^{ed} = 0,6 \text{ м};$$

для дверей:

$$\alpha_B^{ed} = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}; \alpha_3^{ed} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}.$$

Тоді, підставивши значення у формули (2.3) і (2.4), отримаємо наступний вираз, °C/Вт:

$$R_0^{ed} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,6}{0,14} + \frac{1}{23} = 4,44.$$

### 2.3 Обмеження рівня температури та конденсації вологи на внутрішній поверхні захисних конструкцій

Відповідно до довідникової літератури [3, 4, 6], розрахунковий температурний перепад між рівнем температури внутрішнього повітря та рівнем температури внутрішньої поверхні захисної конструкції не повинен перевищувати нормованих величин і визначається за наступною формулою:

$$\Delta t_0 = \frac{n \cdot (t_{\text{int}} - t_{\text{ext}})}{R_0 \cdot \alpha_B}, \quad (2.7)$$

де  $n$  - коефіцієнт, що враховує залежність положення захисної конструкції по відношенню до навколишнього повітря;

$t_{\text{int}}$  - розрахунковий рівень температури внутрішнього повітря, приймаємо  $t_{\text{int}} = 22^\circ\text{C}$  ;

$t_{\text{ext}}$  - розрахунковий рівень температури навколишнього повітря, приймаємо  $t_{\text{ext}} = 26^\circ\text{C}$  ;

$R_0$  - приведений опір теплопередачі конкретної захисної конструкції,  $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ .

Крім того, рівень температури внутрішньої поверхні захисної конструкції (за винятком вертикальних світлопрозорих конструкцій) повинен бути не нижчим за рівень температури точки роси внутрішнього повітря при розрахунковому рівні температури навколишнього повітря в холодну пору року, а рівень температури внутрішньої поверхні конструктивних елементів скління вікон приміщень повинен бути не нижче  $+3^\circ\text{C}$  .

Для громадських будівель перепади рівнів температури, є нормованими, для зовнішніх стін вони дорівнюють [7-12]:

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t_0^w = 4,5^\circ\text{C};$$

для горищних перекриттів та покриттів:

$$\Delta t_0^c = 4^\circ\text{C};$$

для підлоги на ґрунті – не нормується;

для вікон:

$$\Delta t_0^F = 19^\circ\text{C}.$$

За довідковими даними рівень температури точки роси при заданих параметрах мікроклімату в проєктованому приміщенні становить  $+6^\circ\text{C}$ , отже, даний параметр ніяк не вплине на подальші теплові розрахунки.

Виконаємо перетворення формули (2.7) і визначимо необхідний опір теплопередачі захисних конструкцій, виходячи з умов обмеження рівня температури та конденсації вологи на внутрішній поверхні конструкцій. Для зовнішніх стін [7-12]:

$$R_{req2}^w = \frac{1 \cdot (22 - (-26))}{4,5 \cdot 8,7} = 1,23;$$

для горищних перекриттів та покриттів:

$$R_{req2}^c = \frac{1 \cdot (22 - (-26))}{4 \cdot 8,7} = 1,38;$$

для вікон:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		32

$$R_{req2}^F = \frac{1 \cdot (22 - (-26))}{19 \cdot 8,7} = 0,29.$$

Виконаємо перевірку параметрів захисних конструкцій приміщень.

Представимо отримані дані у табличному вигляді.

Таблиця 2.1 - Нормовані та приведені значення опорів теплопередачі захисних конструкцій [7-12]

Захисна конструкція	$R_0$	$R_{req2}$	$R_{req}$
Підлогове покриття	2,81	-	-
Перекриття	3,19	1,38	4,14
Зовнішня стіна	0,82	1,23	3,14
Вікно	0,44	0,29	0,52
Двері	4,44	-	1,88

Як видно з табличних даних, зовнішні стіни та покриття не відповідають умовам енергоефективності.

Включимо до конструкції зовнішніх стін додатково матеріал, наприклад, мінераловатний з наступними параметрами [7-12]:

$$\lambda_{\text{дод}}^w = 0,064 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \delta_{\text{дод}}^w = 0,15 \text{ м}$$

Тоді знайдемо уточнене приведені значення опору теплопередачі стін,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ :

$$R_0^w = 0,82 + \frac{0,15}{0,064} = 3,16,$$

що повністю відповідає встановленим умовам енергоефективності.

Включимо до конструкції перекриття горища додатково матеріал, наприклад, мінераловатний з наступними параметрами:

$$\lambda_{\text{доо}}^c = 0,064 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \delta_{\text{доо}}^c = 0,07 \text{ м.}$$

Тоді уточнене приведенне значення опору теплопередачі перекриття знайдемо з наступної формули,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ :

$$R_0^c = 3,19 + \frac{0,07}{0,064} = 4,29,$$

що повністю відповідає встановленим умовам енергоефективності.

В якості скління вікон приймемо, що встановлено двокамерний склопакет зі скла з твердим селективним покриттям із опором теплопередачі [3, 4, 6],  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ :

$$R_0^f = 0,58,$$

що повністю відповідає встановленим умовам енергоефективності.

#### Висновки до розділу

Створено проєкт системи опалення та вентиляції приміщення на основі біоенергетичної установки, для чого розраховано значення нормованих значень опору теплопередачі огорожувальних конструкцій приміщення та приведених значень опору теплопередачі захисних конструкцій приміщення. Визначено обмеження рівня температури та конденсації вологи на внутрішній поверхні захисних конструкцій.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

### 3 Розрахунки, що підтверджують працездатність

#### 3.1 Розрахунок основних та додаткових тепловтрат через захисні конструкції приміщення

Відповідно до довідникової літератури [13-15], основні та додаткові втрати теплоти слід визначати, підсумовуючи втрати теплоти через окремі захисні конструкції за наступною формулою:

$$Q_T = A_i \cdot (t_{\text{int}} - t_{\text{ext}}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot \frac{n}{R_0}, \quad (3.1)$$

де  $R_0$  - опір теплопередачі захисної конструкції,  $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ ;

$A_i$  - розрахункова площа  $i$ -ої захисної конструкції,  $\text{m}^2$ ;

$t_{\text{int}}$  - розрахунковий рівень температури внутрішнього повітря,  $^\circ\text{C}$ ;

прийmemo  $t_{\text{int}} = 22^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{ext}}$  - розрахунковий рівень температури навколишнього повітря,  $^\circ\text{C}$ ;

$n$  - коефіцієнт, що приймається в залежності від положення зовнішньої поверхні конструкцій по відношенню до навколишнього повітря;

$\beta$  – додаткові втрати теплоти у частках від основних втрат.

Додаткові втрати теплоти через захисні конструкції слід приймати наступними:

- для приміщень будь-якого призначення через зовнішні вертикальні та похилі стіни, двері та вікна, звернені на північ, схід, півн.-схід півн.-зх - 0,1.

- на півд.-сх. та захід – 0,05.

- для кутових приміщень додатково по 0,05 на кожен стіну, вікно чи двері.

- для зовнішніх дверей, які не обладнані повітряно-тепловими завісами, при висоті від середньої планувальної позначки землі до верху будівлі розміром 0,34 Н – для подвійних дверей без тамбуру.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Для зручності розрахунків захисних конструкцій на теплові втрати за формулою (3.1) наведемо в табличному вигляді (див. Додатки).

Знайдемо необхідний опір повітропроникнення захисних конструкцій.

Необхідний опір повітропроникненню захисних конструкцій визначимо відповідно до довідникової літератури [13] та [15] за формулами:

- для зовнішніх стін:

$$R_{inf req}^w = \frac{\Delta p}{G_{n.w}}; \quad (3.2)$$

- для дверей та воріт:

$$R_{inf req}^{ed} = \frac{\Delta p^{1/2}}{G_{n.ed}}; \quad (3.3)$$

для вікон (при  $\Delta p_0 = 10 \text{ Па}$ ):

$$R_{inf req}^F = \frac{(\Delta p / \Delta p_0)^{2/3}}{G_{n.F}}; \quad (3.4)$$

де  $\Delta p$  - різниця рівнів тиску повітря на внутрішній і зовнішній поверхнях захисних конструкцій, Па;

$\Delta p_0$  - різниця рівнів тисків повітря на внутрішній та зовнішній поверхнях світлопрозорих захисних конструкцій, при якій визначається опір повітропроникненню:

$$\Delta p_0 = 10 \text{ Па}.$$

$G_{n.w}, G_{n.ed}, G_{n.F}$  - нормована повітропроникність захисних конструкцій, що

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		

приймається рівною:

$$G_{n.w} = 0,5;$$

$$G_{n.ed} = 7;$$

$$G_{n.F} = 6.$$

Різниця рівнів тиску повітря на внутрішній і зовнішній поверхнях захисних конструкцій, визначимо за наступною формулою:

$$\Delta p = 0,55 \cdot H \cdot (\gamma_{ext} - \gamma_{int}) + 0,03 \cdot \gamma_{ext} \cdot v^2, \quad (3.5)$$

де  $H$  - висота приміщення, приймаємо  $H = 5,58 м$ ;

$\gamma_{ext}, \gamma_{int}$  - питома вага відповідно зовнішнього та внутрішнього повітря,  $Н/м^3$ ;

$v$  - максимальна із середніх швидкостей вітру за січень, приймаємо  $v = 3 м/с$ .

Тоді питома вага повітря визначається за наступною формулою [13-15]:

$$\gamma = \frac{3463}{273 + t}, \quad (3.6)$$

де  $t$  – розрахунковий рівень температури повітря, °С.

Визначимо питому вагу зовнішнього повітря за формулою (3.6):

$$\gamma = \frac{3463}{273 + (-26)} = 14,02;$$

тепер, визначимо питому вагу внутрішнього повітря:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma = \frac{3463}{273 + 22} = 11,74.$$

Визначимо різницю рівнів тиску повітря на внутрішній і зовнішній поверхнях захисних конструкцій, за формулою (3.5):

$$\Delta p = 0,55 \cdot 5,58 \cdot (14,02 - 11,74) + 0,03 \cdot 14,02 \cdot 3^2 = 10,78.$$

Тоді за формулами (3.2-3.4) необхідний опір повітропроникненню складе:

- для зовнішніх стін [13-15]:

$$R_{inf req}^w = \frac{10,78}{0,5} = 21,56;$$

- для воріт та дверей:

$$R_{inf req}^{ed} = \frac{10,78^{1/2}}{7} = 0,47;$$

- для вікон (при  $\Delta p_0 = 10 \text{ Па}$ ):

$$R_{inf req}^F = \frac{(10,78/10)^{2/3}}{0,5} = 0,18.$$

Проведемо розрахунок теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що інфільтрується, через захисні конструкції приміщення.

Відповідно до [13-15], витрата теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрується, слід визначати за наступною формулою:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		38

$$Q_{\text{inf}}^i = 0,28 \cdot \sum G_i \cdot c \cdot (t_{\text{int}} - t_{\text{ext}}) \cdot k_i, \quad (3.7)$$

де  $G_i$  - витрата повітря, що проникає через захисні конструкції, кг/год;

$c$  – питома теплоємність повітря, що дорівнює  $c = 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ ;

$t_{\text{int}}$  - розрахунковий рівень температури внутрішнього повітря,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{ext}}$  - розрахунковий рівень температури навколишнього повітря,  $^\circ\text{C}$ ;

$k_i$  - коефіцієнт обліку впливу зустрічного теплового потоку, приймаємо  $k_i = 1$ .

Відповідно до довідникової літератури [13-15], витрата повітря, що інфільтрується, в приміщення через нещільності зовнішніх огорож слід визначати за наступною формулою:

$$G_{\text{inf}}^i = \sum \left( A_i^F \cdot \left( \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \right)^{\frac{2}{3}} \right) / R_{\text{inf}.0}^F + \sum \frac{\left( A_i^{ed} \cdot \Delta p^{\frac{1}{2}} \right)}{R_{\text{inf}.0}^{ed}}, \quad (3.8)$$

де  $A_i^F, A_i^{ed}$  – площа відповідно і-ої світлопрозорої конструкції та і-ої секції воріт або дверей,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta p$  – різницю рівнів тиску повітря на внутрішній і зовнішній поверхнях захисних конструкцій, Па; приймаємо, що кожна конструкція, що розглядається, знаходиться на позначці першого поверху, отже, прийmemo це значення рівним отриманому за формулою (3.5);

$R_{\text{inf}.0}^F, R_{\text{inf}.0}^{ed}$  – фактична величина опору повітропроникненню відповідно до і-ої світлопрозорої конструкції та і-ої секції воріт або дверей.

Необхідно відзначити, що формула (3.8) не враховує інфільтрацію через зовнішні стіни, так як зазвичай повітропроникнення через зовнішні стіни мізерно малі в порівнянні з іншими захисними конструкціями і в розрахунках не

враховується.

Для дотримання умов енергетичної ефективності приймаємо фактичну величину опору повітропроникненню конструкцій рівним необхідному:

$$R_{inf.0}^F = R_{inf.req}^F;$$

$$R_{inf.0}^{ed} = R_{inf.req}^{ed}.$$

Для зручності розрахунків захисних конструкцій на інфільтрацію за формулами (3.3-3.8) подаємо у табличному вигляді.

Таблиця 3.1 - Розрахунок витрати теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрується через захисні конструкції [7-10]

Конструкція		Площа, м <sup>2</sup>	Кількість	R <sup>i</sup> <sub>inf.0</sub> , м <sup>2</sup> ·год/кг,	G <sup>i</sup> , кг/год,	Q <sup>i</sup> <sub>inf</sub> , Вт	
Тип	Габаритні розміри, м						
	Довжина	Ширина					
двері	1,8	2,1	3,78	1	0,47	26,41	355
вікна	1,76	1,77	3,12	6	0,18	109,17	1467

Таким чином, сумарні втрати теплоти на інфільтрацію складають -  $Q_{inf}^i = 1822 \text{ Вт}$ .

Виконаємо розрахунок побутових теплових надходжень.

Відповідно до довідникової літератури [3-6], побутові тепловиділення враховуються за розрахунковою кількістю людей за наступною формулою:

$$q_{int}^{hum} = 90 \frac{\text{Вт}}{\text{люд}};$$

та за настановною потужністю освітлення.

Приймемо число людей, що постійно присутні в приміщенні, рівним

$$N^{hum} = 6;$$

а настановну потужність освітлення рівною:

$$N^{lig} = 600 \text{ Вт}.$$

Таким чином, сумарні теплонадходження будуть рівними:

$$Q_{int} = 6 \cdot 90 + 600 = 1140 \text{ Вт}.$$

Знайдемо сумарне навантаження системи опалення.

Підсумувавши попередні розділи, визначимо сумарні втрати тепла приміщення за наступною формулою:

$$Q_{\Sigma} = 1,2 \cdot (Q_T + Q_{inf} - Q_{int}), \quad (3.9)$$

де  $Q_T, Q_{inf}, Q_{int}$  – значення тепловтрат, отримані попередніх розділах;

1,2 – коефіцієнт запасу потужності.

Звідки

$$Q_{\Sigma} = 1,2 \cdot (8740 + 1822 - 1140) = 11306 \text{ Вт}.$$

Відповідно до довідникової літератури [8-15], необхідне сумарне навантаження на систему опалення визначається за наступною формулою:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		41

$$Q_{heat} = Q_{\Sigma_1} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 + Q_{неоп} + 0,9 \cdot Q_{mp}, \quad (3.10)$$

де  $Q_{\Sigma_1}$  - частина розрахункових втрат теплоти, що відшкодовуються за рахунок опалювального приладу;

$\beta_1$  - коефіцієнт обліку додаткового теплового потоку за рахунок округлення понад розрахункову величину, приймаємо  $\beta_1 = 1,13$ ;

$\beta_2$  - коефіцієнт обліку додаткових втрат теплоти опалювальними приладами, розташованими біля зовнішніх конструкцій, для змійовиків з гладких труб згідно із довідниковою літературою [8-15] приймаємо  $\beta_2 = 1,07$ ;

$Q_{неоп}$  - додаткові втрати теплоти при охолодженні теплоносія в подаючих та зворотних магістралях, що проходять в неопалюваних приміщеннях, так як неопалюваних приміщень немає, то приймає  $Q_{неоп} = 0$ ;

$0,9 \cdot Q_{mp}$  - частина розрахункових втрат теплоти, що погашаються за рахунок надходження теплоти від трубопроводів, що проходять в опалюваних приміщеннях.

Тепловіддача відкрито прокладених у межах приміщень труб визначається за наступною формулою:

$$Q_{mp} = \sum q_{mp,i} \cdot l_{mp,i}, \quad (3.11)$$

де  $q_{mp,i}$  - тепловіддача  $i$ -ї труби, приймається згідно [8-15];

$l_{mp,i}$  - довжина  $i$ -ї труби, м.

Частину виразу (3.10) подаємо у наступному вигляді:

$$Q_{np.req} = (Q_{\Sigma_1} - 0,9 \cdot Q_{mp}) \cdot \beta_1 \cdot \beta_2, \quad (3.12)$$

де  $Q_{np.req}$  - необхідна потужність опалювальних приладів із урахуванням корисної тепловіддачі трубопроводів та додаткових коефіцієнтів.

Для дотримання правил теплового балансу потрібне виконання наступної умови:

$$Q_{np.req} \leq Q_{np}, \quad (3.13)$$

де  $Q_{np}$  - фактична потужність опалювальних приладів, Вт.

### 3.2 Розрахунок потужності та числа опалювальних приладів

Відповідно до довідникової літератури [9-15] фактична теплопередача опалювального приладу визначається за наступною формулою:

$$Q_{np} = Q_{н.у.} \cdot \varphi_k, \quad (3.14)$$

де  $Q_{н.у.}$  – номінальний умовний тепловий потік приладу, Вт;

$\varphi_k$  – комплексний коефіцієнт приведення до розрахункових умов, для теплоносія води визначається за наступною формулою:

$$\varphi_k = \left( \frac{\Delta t_{сеп}}{70} \right)^{1+n} \cdot \left( \frac{G_{np}}{360} \right)^p \cdot b \cdot \Psi \cdot c, \quad (3.15)$$

де  $\Delta t_{сеп}$  – різниця середнього рівня температури води в приладі та рівня температури навколишнього повітря, °С;

$G_{np}$  - величина витрати води через прилад, кг / год;

$b$  – коефіцієнт обліку атмосферного тиску, приймаємо  $b = 1$ ;

					<b>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</b>	Арк. 43
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$\Psi$  – коефіцієнт обліку напрямку руху теплоносія води у приладі знизу-вгору, приймаємо  $\Psi = 1$ ;

$n, p, c$  – експериментальні числові показники, що залежать від напрямку руху та величини витрати води через опалювальний прилад, для змійовика з гладких труб при русі теплоносія зверху вниз складають:

$$n = 0,32;$$

$$p = 0;$$

$$c = 1.$$

70, 360 – відповідно, °С та кг/год, рівень температури та величина витрати води через прилад при стендових випробуваннях (розрахункові умови першого типу).

Різниця рівнів середньої температури води в приладі та рівня температури навколишнього повітря визначається за наступною формулою [12-15]:

$$\Delta t_{сер} = \frac{t_1 - \Delta t_m - t_0}{2} - t_{int}, \quad (3.16)$$

де  $t_1$  – рівень температури теплоносія в подаючому трубопроводі, °С;

$t_0$  – рівень температури теплоносія у зворотному трубопроводі, °С;

$\Delta t_m$  – падіння рівня температури для приладу, що розглядається, °С;

$t_{int}$  – розрахунковий рівень середньої температури внутрішнього повітря будівлі, °С.

Визначимо необхідну кількість рядів труб у змійовику з формули:

$$N_{тр} = \frac{Q_{н.у.} \cdot \beta_4}{l_{рег} \cdot q_{н.у.} \cdot \beta_3}, \quad (3.17)$$

де  $q_{н.у.}$  – величина номінального умовного теплового потоку однієї труби змійовика, Вт;

$N_{mp}$  – число труб у змійовику, відповідно до технічного завдання, приймаємо  $N_{mp} = 4$ ;

$\beta_3$  – коефіцієнт обліку числа секцій у приладі, приймаємо  $\beta_3 = 1$ ;

$\beta_4$  – коефіцієнт, що враховує спосіб встановлення змійовика, приймаємо  $\beta_4 = 1,06$ ;

$l_{pez}$  - довжина змійовика, відповідно до технічного завдання приймаємо  $l_{pez} = 2,5 м$ .

Для зручності запишемо формули (3.14) та (3.17) у наступному вигляді:

$$Q_{np} = l_{pez} \cdot N_{mp} \cdot q_{н.у.} \cdot \varphi_k \cdot \frac{\beta_3}{\beta_4}. \quad (3.18)$$

Необхідно пам'ятати, що номінальна потужність опалювального приладу (або однієї секції) задається, як правило, у розмірності  $F_{екв}$ , еквівалентного квадратного метра (екм). Дана величина, по суті, дорівнює відношенню теплової потужності опалювального приладу (або однієї секції опалювального приладу) за розрахункових умов другого типу до прийнятої для зручності раніше величини -  $q_{екв} = 506 Вт$ .

При цьому розрахунковими умовами для другого типу є наступні [12-15]:

- площа поверхні при випробуваннях приблизно складає -  $F_{екв} = 2 екм$ .

Різниця рівнів середньої температури теплоносія та навколишнього повітря дорівнює -  $\Delta T_{екв} = 64,5^\circ C$ .

Визначимо величину витрати теплоносія через прилад за розрахункових умов другого типу:

$$G_{екв} = 17,4 \frac{кг}{год} / екм = 34,8 кг / год.$$

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

У довідковій літературі для одного метра гладкої труби діаметром 32 мм при рядах труб більше 2:

$$F_{екв} = 0,131екм.$$

Отже, теплопередача одного метра гладкої труби діаметром 32 мм при числі рядів труб більше 2 за розрахункових умов другого типу становитиме:

$$q'_{н.у.} = 0,131 \cdot 506 = 66Вт.$$

Наведемо теплопередачу одного метра труби зміювика до розрахункових умов першого типу. Об'єднаємо формули (3.15) та (3.18), враховуючи, що  $b = \Psi = \beta_3 = \beta_4 = 1$ :

$$q_{н.у.} = \frac{q'_{н.у.}}{\varphi_k} = \frac{q'_{н.у.}}{\left(\frac{\Delta T_{екв}}{70}\right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G_{екв}}{360}\right)^p \cdot c}. \quad (3.19)$$

Підставимо отримані значення у формулу (3.19):

$$q_{н.у.} = \frac{66}{\left(\frac{64,5}{70}\right)^{1+0,32} \cdot \left(\frac{34,8}{360}\right)^0 \cdot 1} = 74Вт.$$

Прийmemo систему опалення із обхідними ділянками (байпасами). Для даної системи опалення характерним є поділ теплоносія після опалювального приладу, при цьому частина теплоносія буде транспортуватись через опалювальний прилад, частина – через байпас.

При розрахунку однотрубної системи опалення необхідно пам'ятати, що

кожен наступний по ходу руху теплоносія прилад надходить вода із нижчим рівнем температури за рахунок використання теплоти теплоносія в попередньому приладі. При цьому також падає тепловіддача кожного наступного приладу за рахунок зниження різниці рівнів середньої температури води в приладі та рівня температури навколишнього повітря, змінюється необхідна витрата теплоносія для підтримки розрахункової потужності приладу.

При визначенні фактичної теплопередачі опалювального приладу необхідно враховувати падіння рівня температури в ділянках подаючого трубопроводу, до місця встановлення приладу. Відповідно до довідникової літератури [9-15], середнє падіння рівня температури в теплоізольованій подаючій магістралі, буде рівним -  $\Delta t_m = 1^\circ\text{C}$ .

Вкажемо рівень температури виходу після кожного опалювального приладу -  $t_0 = 65^\circ\text{C}$ .

Рівень температури подачі до кожного конкретного опалювального приладу (крім першого) визначимо за наступною формулою:

$$t_{1,i} = t_{1,i-1} - (Q_{np} + Q_{mp}) \cdot \frac{3600}{4187 \cdot G_\Sigma}, \quad (3.20)$$

де  $t_{1,i-1}$  - рівень температури подачі теплоносія в попередній опалювальний прилад;

$Q_{mp}$  – величина корисної тепловіддачі від труб, прокладених у приміщенні;

$G_\Sigma$  - сумарна витрата теплоносія через горизонтальну гілку. Приймемо в конструкції 3 горизонтальні гілки, по 10 приладів розташованих на кожній,  $G_\Sigma = 274 \text{ кг/год}$ .

Величину витрати теплоносія через опалювальний прилад визначимо за наступною формулою:

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		47

$$G_{np.i} = \frac{Q_{np} \cdot 3600}{4187 \cdot (t_{1.i} - t_0)}, \quad (3.21)$$

де  $Q_{np}$  - величина фактичної потужності опалювального приладу, Вт,

4187 – величина питомої теплоємності води, Дж/(кг·°С);

$t_{1.i}, t_0$  – рівень температури подачі в кожний конкретний опалювальний прилад та рівень температури у зворотному трубопроводі опалювального приладу, °С.

Корисну тепловіддачу від труб, прокладених у приміщенні, будемо визначати виходячи з наступних міркувань.

Прийmemo, що розводка магістралі, теплоізольована, отже, тепло не використовується. Тепловіддача підводок до опалювальних приладів змінюватиметься за рахунок зниження рівня температури в подаючих ділянках. У такому разі вираз набуде наступного вигляду:

$$Q_{mp} = \sum q_{nidv.i},$$

де  $q_{nidv.i}$  - теплова потужність підведення до і-го приладу, яка обчислюється за наступною формулою:

$$q_{nidv.i} = q_{mp.1z} \cdot l_{mp.1z} + q_{mp.1v} \cdot l_{mp.1v} + q_{mp.0z} \cdot l_{mp.0z} + q_{mp.0v} \cdot l_{mp.0v}, \quad (3.22)$$

де  $q_{mp.0z}, q_{mp.0v}$  - відповідно, тепловіддачі зворотних горизонтальних та вертикальних труб, Вт/м;

$q_{mp.1z}, q_{mp.1v}$  – відповідно, тепловіддачі горизонтальних та вертикальних труб, що подають, Вт/м;

$l_{mp.1z}, l_{mp.1v}, l_{mp.0z}, l_{mp.0v}$  – довжини даних труб, м.

Прийmemo всі підводки умовним діаметром 15 мм і довжиною 0,5 м.

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Тоді розрахуємо тепловіддачу підводок у 1-го опалювального приладу.

Визначимо тепловіддачу нетеплоізолюваних труб  $t_1' = 79^\circ\text{C}; t_0 = 65^\circ\text{C}$  :

$$q_{mp.1z} = 59 \text{ Вт/м}; l_{mp.1z} = 0,5 \text{ м};$$

$$q_{mp.1e} = 45 \text{ Вт/м}; l_{mp.1e} = 0,5 \text{ м};$$

$$q_{mp.0z} = 40 \text{ Вт/м}; l_{mp.0z} = 0,5 \text{ м};$$

$$q_{mp.0e} = 31 \text{ Вт/м}; l_{mp.0e} = 0,5 \text{ м}.$$

Згідно формули (3.22):

$$q_{nidv.i} = 59 \cdot 0,5 + 45 \cdot 0,5 + 40 \cdot 0,5 + 31 \cdot 0,5 = 87 \text{ Вт}.$$

Представимо результати, отримані за формулами у табличному вигляді.

Таблиця 3.2 – Розрахунок потужності опалювальних приладів на прикладі гілки номер один [12-15]

№	Температура подачі, °C	Температура зворотної гілки, °C	Різниця рівнів середньої температури води і повітря, °C	Коефіцієнт приведення	Потужність приладу, Вт	Теплова потужність, Вт	Розхід води через прилад, кг/год
1	79,00	65	50	0,64	448	87	27,51
2	77,32	65	49,16	0,63	438	86	30,56
3	75,68	65	48,34	0,61	428	84	34,47
4	74,07	65	47,54	0,60	419	82	39,72
5	72,50	65	46,75	0,59	410	80	47,01
6	70,96	65	45,98	0,57	401	78	57,84
7	69,46	65	45,23	0,56	392	77	75,61
8	67,99	65	44,49	0,55	384	75	110,58
9	66,55	65	43,77	0,54	376	73	209,19
10	65,14	64	42,57	0,52	362	71	273,88

Горизонтальна гілка №2 та №3 аналогічні гілці №1, тому розрахунок не будемо наводити. Врахуємо вплив гілок потроївши значення тепловіддачі опалювальних приладів та трубопроводів.

$$\sum Q_{np} = 4058 \cdot 3 = 12174 \text{ Вт.}$$

Сумарна тепловіддача підводок до опалювальних приладів становитиме:

$$Q_{mp} = 793 \cdot 3 = 2379 \text{ Вт.}$$

Перевіримо виконання умови (3.13):

$$Q_{np.req} = (11306 - 0,9 \cdot 2379) \cdot 1,13 \cdot 1,07 = 11081 \text{ Вт};$$
$$11081 < 12174.$$

Надлишок теплоти на одну гілку мережі складає:

$$(\sum Q_{np} - Q_{np.req}) / 3 = (12174 - 11081) / 3 = 364 \text{ Вт},$$

що менше максимальної потужності одного встановленого опалювального приладу. В принципі, для зменшення величини розрахункового надлишку теплоти, можна прийняти менше встановлених приладів на одній з гілок, але це може призвести до гідравлічного розрегулювання системи, тому залишимо проектну схему без змін.

Фактичне сумарне навантаження на проєктовану систему опалення визначимо за наступною формулою:

$$Q'_{heat} = \sum Q_{np} + 0,9 \cdot Q_{mp} = 12174 + 0,9 \cdot 2379 = 14315 \text{ Вт.}$$

### 3.3 Гідравлічний розрахунок проєктованої системи опалення

Відповідно до технічного завдання прийнята до виконання система

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		50

опалення - водяна, однотрубна, з верхнім розведенням труб.

Для економії місця біля зовнішніх стін, зміювки, які використовуються для нагрівання, внаслідок їх низької тепловіддачі, будемо розташовувати - один над іншим.

Оскільки горизонтальні гілки ідентичні, виконаємо розрахунок лише для горизонтальної гілки №1.

Прийmemo до розрахунку циркуляційне кільце, що включає всі встановлені опалювальні прилади (минаючи байпаси), так як для такого кільця опалення у разі повного перекриття триходових клапанів у бік байпасів характерно найбільше падіння рівня тиску.

Також слід відмітити, що, при розрахунку немає необхідності розбиття системи опалення на ділянки, оскільки величина витрати буде постійною у будь-якій точці системи опалення. Проте умовне розбиття на ділянки до кожної пари опалювальних приладів зробить розрахунок більш наочним.

Гідравлічний розрахунок системи будемо виконувати за питомими лінійними втратами тиску.

В якості витрати теплоносія через горизонтальну гілку системи опалення використаємо величину витрати, яку ми прийняли в попередніх розрахунках.

Відповідно до довідникової літератури [12-15], середнє орієнтовне значення питомої втрати тиску визначається за наступною формулою:

$$R_{сер} = \frac{(1 - p_{місц}) \cdot \Delta P_{пер}}{\sum l_i}, \quad (3.23)$$

де  $p_{місц}$  – орієнтовна частка місцевих втрат у системі, приймаємо  $p_{місц} = 0,6$ ;

$\Delta P_{пер}$  – перепад рівня тиску в системі, приймаємо  $\Delta P_{пер} = 4500 \text{ Па}$ ;

$\sum l_i$  – сумарна довжина мережі (всіх розрахункових ділянок), м.

відповідно до технічного завдання  $\sum l_i = 28 \text{ м}$ .

Визначимо середнє орієнтовне значення питомої втрати тиску за наступною формулою (3.23):

$$R_{\text{сер}} = \frac{(1 - 0,6) \cdot 4500}{28} = 64 \text{ Па/м}.$$

На отримане значення орієнтуватимемося при визначенні лінійного падіння рівня тиску.

Відповідно до довідникової літератури [12-15] падіння тиску, викликане тертям та місцевими опорами, вимірюється в частках динамічного тиску і виражається формулою:

$$\Delta P_i = \left( \frac{\lambda_{\text{мп.і}}}{d_{\text{мп.і}}} \cdot l_i + \sum \zeta_i \right) \cdot \frac{\omega_i^2 \cdot \rho}{2} = R_{\text{мп.і}} \cdot l_i + Z_i, \quad (3.24)$$

де  $\lambda_{\text{мп.і}}$  - коефіцієнт гідравлічного тертя;

$l_i$  - довжина ділянки трубопроводу, м;

$\sum \zeta_i$  - сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці, що розраховується;

$\omega_i$  - швидкість руху рідини у трубопроводі, м/с;

$d_{\text{мп.і}}$  - внутрішній діаметр трубопроводу, м;

$\rho$  - щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>, приймаємо  $\rho = 980 \text{ кг/м}^3$ ;

$R_{\text{мп.і}}$  - лінійне падіння тиску внаслідок тертя об стінки труби, Па/м;

$Z_i$  - падіння рівня тиску подолання місцевих опорів, Па.

Відповідно до довідникової літератури [12-15] коефіцієнт гідравлічного тертя підпорядковується різним алгоритмам в залежності від режиму руху рідини.

Для гідравлічно гладких труб коефіцієнт знаходиться із формули:

$$\lambda_{mp.i} = \frac{1,01}{\lg(\text{Re})^{2,5}}, \quad (3.25)$$

де  $\text{Re}$  - число Рейнольдса, що визначає режим руху течії.

У перехідній ділянці течії коефіцієнт гідравлічного тертя визначається за наступною формулою:

$$\lambda_{mp.i} = 0,343 \cdot \left( \frac{d_{mp.i}}{k_{ui}} \right)^{-0,125} \cdot \text{Re}^{-0,17}, \quad (3.26)$$

де  $k_{ui}$  - величина абсолютної шорсткості трубопроводу,  $k_{ui} = 0,2 \text{ мм}$ .

В області квадратичного закону коефіцієнт гідравлічного тертя визначається за наступною формулою:

$$\lambda_{mp.i} = \frac{1}{\left( 1,14 + 2 \cdot \lg \frac{d_{mp.i}}{k_{ui}} \right)^2}. \quad (3.27)$$

Перше перехідне число Рейнольдса, що визначає перехід від області гладких труб до перехідної області, визначається за наступною формулою:

$$\text{Re}_{1,пр} = 0,367 \cdot \left( \frac{d_{mp.i}}{k_{ui}} \right)^{1,56}.$$

Друге перехідне число Рейнольдса від перехідної області до області квадратичного закону визначається за наступною формулою:

$$Re_{2,np} = 150 \cdot \frac{d_{mp,i}}{k_{ui}}$$

Таким чином, при визначенні коефіцієнта гідравлічного тертя визначається фактичне число Рейнольдса за наступною формулою:

$$Re_i = \frac{\omega_i \cdot d_{mp,i}}{\nu_{вязк}}$$

де  $\nu_{вязк}$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості,  $m^2/c$ , приймаємо  $\nu_{вязк} = 0,37 \cdot 10^{-6} m^2/c$ .

Коефіцієнти місцевих опорів відповідно до таблиці довідникової літератури [12-15].

Таблиця 3.3 – Коефіцієнти місцевих гідравлічних опорів

Тип	Значення	Ескіз
Звуження трубопроводу	0,5	
Розширення трубопроводу	1	
Трійник, прохід	1	
Трійник, відгалуження	1,5	
Відвід, 90°	1,5	
Радіатор	2	
Трійник, об'єднання	3	

Знайдемо швидкість рідини у трубопроводі за наступною формулою:

$$\omega_i = \frac{G_i}{\rho \cdot 3600 \cdot \left( 3,14 \cdot \frac{d_{mp.i}^2}{4} \right)}, \quad (3.28)$$

де  $G_i$  - величина витрати теплоносія на  $i$ -тому ділянці, кг/год.

Результати розрахунків наведемо у табличному вигляді (див. Додатки).

Величина падіння тиску в основному циркуляційному кільці визначається як сума падінь тиску на окремих ділянках 1-6:

$$\sum \Delta P_1 = 4027 \text{ Па.}$$

Отримане значення втрати тиску, менше за розрахунковий перепад тисків:

$$\Delta P_{пер} > \sum \Delta P_1.$$

отже, розрахунок проведено правильно.

#### 3.4 Розрахунок теплового навантаження проєктованої системи гарячого водопостачання

Найбільш раціональним вирішенням проблеми гарячого водопостачання в проєкті стане використання ємнісного водонагрівача, що, по суті, згладжує нерівномірність користування гарячою водою. У даному випадку достатньо буде зробити розрахунок середньої годинної величини витрати води. У пікових режимах потреба в обсязі гарячої води буде компенсуватись за рахунок обсягу води, накопиченої в ємнісному водопідігрівачі.

Відповідно до довідникової літератури [16-18] середня годинна величина витрати гарячої води за певний період (наприклад зміну чи добу) максимального водоспоживання слід визначати за наступною формулою:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		55

$$q_T^h = \frac{q_u^h \cdot U^h}{1000 \cdot T^h}, \quad (3.29)$$

де  $q_u^h$  - норма витрати гарячої води, споживачем за зміну (чи добу) найбільшого водоспоживання, приймаємо  $q_u^h = 120 \text{ л}$ .

$U^h$  - кількість споживачів гарячої води; приймаємо  $U^h = 5$ ;

$T^h$  - за розрахунковий період, приймаємо  $T^h = 24 \text{ год}$ .

Таким чином, згідно формули (3.29):

$$q_T^h = \frac{120 \cdot 5}{1000 \cdot 24} = 0,025 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Визначимо теплове навантаження системи гарячого водопостачання за наступною формулою [16-18]:

$$Q^h = 4187 \cdot \frac{q_T^h \cdot 1000}{3600} \cdot (t_{2.6} - t_{x.6}), \quad (3.30)$$

де  $t_{2.6}$  - рівень температури гарячої води, °С, приймаємо  $t_{2.6} = 50^\circ \text{C}$ ;

$t_{x.6}$  - рівень температури холодної води, °С, приймемо  $t_{x.6} = 5^\circ \text{C}$ .

Отримаємо:

$$Q^h = 4187 \cdot \frac{0,025 \cdot 1000}{3600} \cdot (50 - 5) = 1308 \text{ Вт}.$$

Проведемо розрахунок системи вентиляції.

Відповідно до довідникової літератури [16-18] мінімальна витрата зовнішнього повітря в розрахунку на одну особу приймається рівною:

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$l_v = 30 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Розрахункова кількість людей приймається аналогічною:

$$U_v = U^h = 5.$$

Таким чином, необхідну витрату повітря визначимо за наступною формулою:

$$L_v = l_v \cdot U_v.$$

Виконавши необхідну підстановку отримаємо:

$$L_v = 30 \cdot 5 = 150 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Як бачимо, розрахована необхідна витрата повітря нижча за величину витрати, що надходить з інфільтрацією. Отже, необхідно передбачити заходи, спрямовані на підвищення обсягу повітрообміну, наприклад через провітрювання.

### 3.5 Розрахунок альтернативного джерела енергії для проєкту системи

В якості альтернативного джерела енергії обираємо біоенергетичну установку.

Візьмемо за основу проточну систему для виробництва біогазу. Основними компонентами біогазу є вуглекислий газ та метан, співвідношення яких залежить від вихідного субстрату та технології бродіння, крім того, біогаз містить незначну кількість сірководню, водню, а також азоту [1, 2].

В якості джерела тепла на покриття виникаючих навантажень на проєкти системи опалення та вентиляції приймемо звичайний газовий котел.

Визначимо сумарні навантаження на системи опалення та водопостачання:

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$P_m = Q'_{heat} + Q^h;$$

$$P_m = 14315 + 1308 = 15623 \text{ Вт.}$$

Загально відомо, що нижча теплота згоряння метану становить:

$$Q_H^P = 35,83 \text{ МДж/м}^3.$$

Знайдемо величину витрати біогазу на покриття потреб систем опалення та водопостачання за наступною формулою:

$$G_g = \frac{P_m \cdot 3600}{\eta_g \cdot Q_H^P}, \quad (3.31)$$

де  $\eta_g$  - ККД котельної установки, приймаємо  $\eta_g = 0,8$ .

Виконаємо підстановку значення у формулу (3.31):

$$G_g = \frac{15623 \cdot 3600}{0,8 \cdot 35830000} = 1,96 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Таким чином, приймаємо в проєкт системи опалення приміщення установку по виробництву біогазу з продуктивністю, яка розрахована вище.

Висновки до розділу

Виконано розрахунок основних та додаткових тепловтрат через захисні конструкції приміщення, потужності та числа опалювальних приладів, проєктованої системи опалення, теплового навантаження проєктованої системи гарячого водопостачання, альтернативного джерела енергії для проєкту системи.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

## Загальні висновки

Під час виконання кваліфікаційної роботи було виконано розрахунок огороджувальних конструкцій будівель, зокрема, розрахунок на обмеження конденсації вологи, розрахунок нормованих та фактичних опорів теплопередачі, розрахунок інфільтрації, розрахунок втрат теплоти приміщенням загалом.

Було розраховано теплову потужність опалювальних приладів, корисна теплопередача трубопроводів усередині приміщення, підібрано необхідну кількість опалювальних приладів. Розраховано гідравлічну мережу системи опалення відповідно до заданої схеми розведення та прийнятого розгалуження. Було розраховано системи вентиляції та гарячого водопостачання, визначено сумарну потужність систем опалення та гарячого водопостачання. Визначена необхідна продуктивність установки з виробництва біогазу.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		59



10. Алексахін О. О., Панчук О. В. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі: Навч. посібник. – Харків: УкрДУЗТ, 2017. – 230 с., рис. 64, табл. 79. ISBN 978-617-654-039-7.

11. Інженерне обладнання населених місць [Текст]: підручник / М. О. Шульга, І. Л. Деркач, О. О. Алексахін. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 259 с

12. Шульга, М. О. Теплогазопостачання і вентиляція [Текст]: навч. посібник / М. О. Шульга, О. О. Алексахін, Д. О. Шушляков; Харк. нац. унів-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова – Харків: ХНУМГ, 2014. – 191 с.

13. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання (частина I “Теплові мережі та споруди”). Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2007, – 244 с. ISBN 978-966-351-177-1

14. Теплові і гідравлічні режими мікрорайонних систем в умовах реформування централізованого теплопостачання : монографія / О. О. Алексахін, О. В. Бобловський ; Харків нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. – 180 с. ISBN 978-966-695-563-3.

15. Теплопостачання : навчальний посібник / О. Д. Панкевич, О. І. Ободянська, О. В. Титко . – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 85 с. ISBN 978-966-641-842-8

16. Шадура В.О., Кравченко Н.В. Водопостачання та водовідведення : навчальний посібник. – Рівне : НУВГП, 2018. 343 с.

17. Тугай А. М., Орлов В. О. Водопостачання. – Київ: Знання, 2009. - 735 с.

18. Ткачук О. А. Міські інженерні мережі : навчальний посібник. - Рівне : НУВГП, 2015. - 412 с.

					<i>БРМА 24.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					БРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		