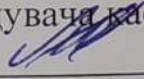


Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетика

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри ЕСЕУ та ТЕ

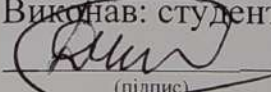
 Личко Б.М.

“ ” 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти МАГІСТР

на тему: Проект систем життєзабезпечення двоповерхового будинку площею 1000 м² для людей похилого віку з дослідженням когенераційних установок

Виконав: студент групи 6241м


(підпис)

Дерлі В.М.

Керівник роботи

канд.техн.наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ

(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис)

Соломонюк Н.С.

Миколаїв 2024 р.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Ступінь
Галузь знань
Спеціальність
Освітня програма

магістр
14 «Електрична інженерія»
144 «Теплоенергетика»
«Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри ЕСЕУ та ТЕ

Личко Б.М.

“ ” 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти МАГІСТР

Студенту Дерлі Володимиру Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект систем життєзабезпечення двоповерхового будинку площею 1000 м² для людей похилого віку з дослідженням когенераційних установок

(проект, реконструкція, модернізація енергетичної установки, інженерних систем та ін. з розробкою конструктивного елемента об'єкту)

керівник роботи Соломонюк Наталя Сергіївна, канд.техн.наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора № _____ від “ ” 2024 року

2. Термін подання роботи _____

3. Вихідні дані по роботі _____

(призначення, умови експлуатації, технічні дані з потреб в енергії чи енергоносіях)

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів)

Вступ (Обґрунтування актуальності теми роботи. Мета роботи. Об'єкт і предмет дослідження)

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів (за необхідності)

1. Загальний розділ (Стисла характеристика об'єкту та місце його розташування, Опис існуючих систем котельної).

2. Теоретичний розділ (Класифікація систем опалення та вимоги нормативних документів. Визначення величини опору теплопередачі огорожень приміщень. Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу. Визначення надходжень теплоти у приміщення. Вибір і розрахунок опалювальних приладів).

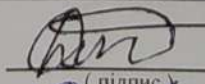
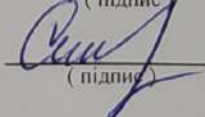
3. Розрахунковий розділ (Розрахунок теплової схеми котельної. Обґрунтування вибору котлів малої потужності. Розрахунок димової труби котельної. Розробка системи гарячого водопостачання).
 4. Дослідницький розділ. Дослідження когенераційних установок (Аналіз проблеми. Формулювання завдання дослідження. Вибір двигуна для когенераційної установки. Аналіз циклів мікро ГТУ. Розробка схеми когенераційної установки. Висновки)
 5. Конструкторський розділ. Розробка теплообмінного апарату (Конструкція та основні елементи пластинчастого теплообмінного апарату. Проектний розрахунок теплообмінного апарату. Визначення параметрів теплообмінника).
 6. Заключний розділ (Висновки та завершення по роботі).
5. Перелік презентаційних матеріалів (Генплан з нанесенням інженерних мереж. Котельня. Тепломеханічна схема. Тепломеханічна частина. Теплова схема. Аксонометрична схема газопроводів. План газопроводів. Дослідження когенераційних установок на базі мікротурбін. Варіанти теплових схем когенераційної установок на базі мікротурбін. Теплообмінний апарат пластинчатий).
6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдань у керівника та консультантів	I-II	
2.	Вступ	III	
3.	Загальний розділ	IV	
4.	Теоретичний розділ	V- VI	
5.	Розрахунковий розділ	VII-X	
6.	Дослідницький розділ	X-XII	
7.	Конструкторський розділ	XIII-XIV	
8.	Заключний розділ	XV	
9.	Графічна частина	XVI	
10.	Підпис у керівника. Розглядання роботи на кафедрі	XVII	
11.	Захист роботи перед ЕК	XVIII	

Студент

Керівник роботи


(підпис)

(підпис)

Дерлі В.М.
(прізвище та ініціали)

Соломонюк Н.С.
(прізвище та ініціали)

Анотація

В кваліфікаційній роботі розроблений проєкт систем життєзабезпечення двоповерхового будинку для людей похилого віку.

Складено тепловий баланс і розраховано теплову потужність системи опалення. Підібрано теплоенергетичне обладнання.

Розроблено теплову схему котельної, проведено її розрахунок для кількох режимів роботи, підібрано склад обладнання та визначено необхідну теплову потужність для потреб двох споживачів: систем водяного опалення та системи гарячого водопостачання. В котельні встановлено два котли, які працюють на природному газі. Розрахована конструкція димової труби. Виконано гідравлічний розрахунок системи гарячого водопостачання.

Проведене дослідження когенераційної установки на базі мікротурбіни, розроблена схема когенераційної установки.

Розрахована конструкція та основні елементи пластинчастого теплообмінного апарату.

Ключові слова: когенераційна установка, теплоносій, опалення, гаряче водопостачання, теплообмінний апарат.

Abstract

In the qualification work, a project of life support systems for a two-story house for the elderly was developed.

The heat balance was drawn up and the thermal power of the heating system was calculated. Heat energy equipment is selected.

The thermal scheme of the boiler room was developed, its calculation was carried out for several modes of operation, the composition of the equipment was selected and the necessary thermal power was determined for the needs of two consumers: water heating systems and hot water supply systems. The boiler room has two boilers that run on natural gas. Calculated construction of the smoke pipe. The hydraulic calculation of the hot water supply system was performed.

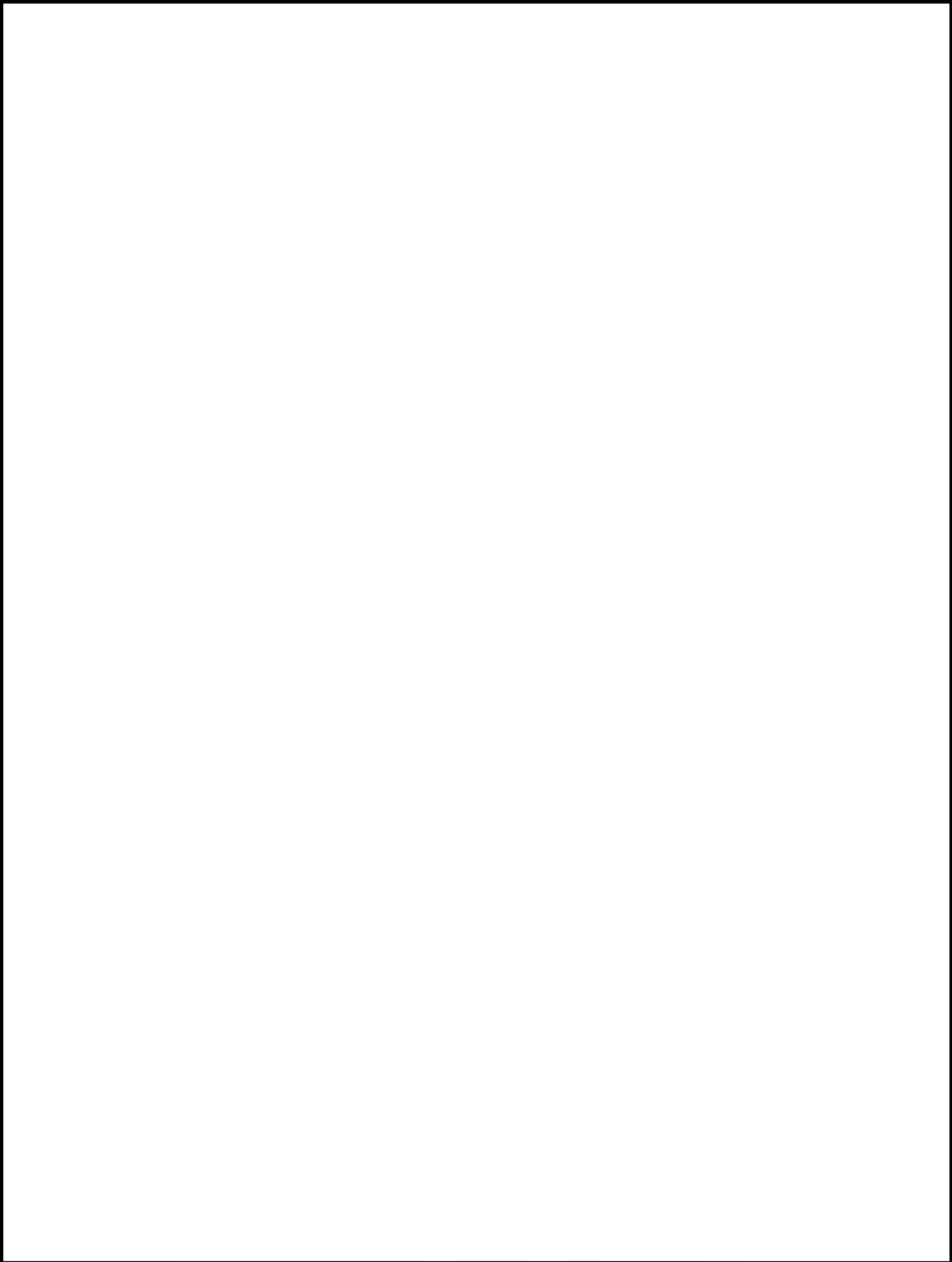
A study of a cogeneration plant based on a microturbine was carried out, a scheme of a cogeneration plant was developed.

Calculated design and main elements of a plate heat exchanger.

Keywords: cogeneration plant, coolant, heating, hot water supply, heat exchanger

ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Загальна характеристика та опис об'єкту.....	
1.2 Опис існуючих систем котельної.....	
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Класифікація систем опалення та вимоги нормативних документів....	
2.2. Визначення величини опору теплопередачі огорожень приміщень.....	
2.3 Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу.....	
2.4 Визначення надходжень теплоти у приміщення.....	
2.5 Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення.....	
2.6 Вибір і розрахунок опалювальних приладів.....	
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ.....	
3.1 Розрахунок теплової схеми котельної.....	
3.2 Обґрунтування вибору котлів малої потужності.....	
3.3 Розрахунок димової труби.....	
3.4 Розробка системи гарячого водопостачання.....	
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ.	
4.1 Аналіз проблеми. Формулювання завдання дослідження.....	
4.2 Вибір двигуна для когенераційної установки.....	
4.3 Аналіз циклів мікро ГТУ.....	
4.4 Розробка схеми когенераційної установки.....	
4.5 Висновки.....	

РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. Розробка теплообмінного апарату.....	
5.1 Загальні відомості.....	
5.2 Конструкція та основні елементи пластинчастого теплообмінного апарата.....	
5.3 Проектний розрахунок теплообмінного апарата.....	
5.4 Визначення параметрів теплообмінника.....	
РОЗДІЛ 6. ЗАКЛЮЧНИЙ РОЗДІЛ.....	
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	



					КР.144.6241м.03.01.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Загальний розділ			Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент	Дерлі В.М.										
Керівник	Соломонюк Н.С										
Консульт.								НУК			

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Загальна характеристика та опис об'єкту

Проект систем життєзабезпечення розробляється для двоповерхового будинку для людей похилого віку в м. Миколаєві, який є стаціонарною соціально-медичною установою для тимчасового або постійного проживання громадян похилого віку та осіб з інвалідністю, які потребують стороннього догляду, побутового і медичного обслуговування.

Рельєф місцевості рівний. Зимова температура при розрахунках -20°C .

Загальна площа будинку складає 1000м^2 . Споруда виконана у прямокутній формі. У якості будівельного матеріалу використано камінь. Будівля складається з двох поверхів, кожен з яких відрізняється від попереднього за розташуванням приміщень та кількістю вікон. В середині будівлі приміщення відгороджені одне від одного залізобетонними перегородками, капітальні стіни виконано з каменю.

Будинок має два входи, кожен розміром 2600×2700 мм. На вході поставлено дерев'яні двері розміром 1500×2500 мм, а внутрішні дверні прорізи типові для всіх приміщень і мають розміри 1200×2200 мм. Двері до всіх приміщень виконано з деревини. Віконні прорізи мають розміри 1500×2000 мм з подвійним застосуванням у дерев'яній рамі. По всій будівлі вікна мають однакові розміри та характеристики.

Планування, розміщення будівлі і споруди виконано відповідно до вимог БНіП-11-35-76.

До проведення реконструкції опалення будинку забезпечувалося існуючою котельною, яка розташована в 10 метрах від даної будівлі.

Розрахункова температура у приміщеннях $+14^{\circ}\text{C}$, $+18^{\circ}\text{C}$, $+19^{\circ}\text{C}$. Розрахункова зовнішня температура повітря -20°C . Теплоносій – гаряча вода з розрахунковими параметрами $T_1=95^{\circ}\text{C}$, $T_2=70^{\circ}\text{C}$.

					КР.144.6241м.03.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Приміщення захищені від вітру зеленими насадженнями, зорієнтовано на південну сторону.

Можливість установки опалювального, каналізаційного, вентиляційного та водопостачального обладнання в будинках різного призначення слід визначати у відповідності з будівельними нормами і правилами на проектування цих будинків.

Розробка систем тепlopостачання виконана відповідно до технічного завдання замовника, архітектурно-будівельних креслень, діючих норм і правил проектування:

ДБН В.2.6-31:2006 Теплова ізоляція будівель.

ДБН В 2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування.

ДБН В.2.2-9-2009 Громадські будинки та споруди. Основні положення.

ДСН 3.3.6042-99 Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія.

ДБН В.2.5-77:2014 Котельні.

Для будинку розроблена двотрубна система опалення з нижнім розведенням і попутним рухом теплоносія. Для системи опалення застосовують металопластикові труби. Труби з діаметрами умовного проходу до 50 мм.

Для даної системи опалення з насосною циркуляцією передбачають встановлення засувки або вентилів, а також спускні крани на окремих гілках розвідних трубопроводів для можливості виключення частин системи на випадок ремонту.

Система внутрішнього водопроводу холодної води приймається тупиковою, оскільки допускається перерив в подачі води. Прокладку водопроводу в середині приміщення передбачаємо відкритою – стінами і під перекриттям. Прокладку трубопроводу слід передбачати з уклоном не менше 0,02.

Системи внутрішнього водопроводу включають: ввід в приміщення, водомірні прилади, розвідну гілку, стояки, підвід до санітарних приборів і технологічними установкам, водорозбірну, змішувальну, запірну і регулюючу арматуру.

					КР.144.6241м.03.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вибір системи внутрішнього водопроводу слід виконувати в залежності від техніко-економічних потреб, санітарно-гігієнічних і протипожежних вимог, а також з урахуванням прийнятої системи зовнішнього водопроводу і технології виробництва.

Матеріал труб для внутрішніх трубопроводів, які подають холодну воду, слід приймати: для подачі води питної якості із сталевих оцинкованих труб діаметром до 150 мм і не оцинкованих – за великих діаметрів чи із інших матеріалів, в тому числі і пластмас, дозволених для цих цілей Головним санітарно-епідеміологічним управлінням.

Трубопровідну, водорозбірну і змішувальну арматуру для систем господарсько-питного водопроводу слід установлювати на робочий тиск 0,6 МПа. Конструкція водорозбірної і запірної арматури повинна забезпечити плавне закриття і відкриття потоку води.

Кількість і витрату води слід передбачати лічильниками холодної і гарячої води, установленими на вводах в приміщення.

Запірну арматуру вибрано з ручним приводом, тому що згідно із ДНБУ запірну арматуру діаметром 400 мм і менше слід передбачати із ручним приводом.

Труби, арматура, обладнання і матеріали, що використовуємо при внутрішніх системах холодного водопостачання, повинні відповідати нормам, затвердженим в постановленому порядку.

Внутрішня каналізація – система трубопроводів, яка забезпечує відведення стічних вод від санітарно-технічних приборів технологічного обладнання.

Найменшу глибину закладання каналізаційних трубопроводів необхідно приймати на основі досліду експлуатації мереж в даному районі. При відсутності даних по експлуатації мінімальну глибину закладання лотка трубопроводу необхідно приймати: для труб діаметром 500 мм – на 0,3 м; для труб більшого діаметра – на 0,7 м до верху труби, рахуючи від поверхні землі.

Відвід стічних вод слід передбачати по закритим самотливим трубопроводам. Ділянки каналізаційної мережі слід прокладати прямолінійно. Змінювати на-

прямок прокладки каналізаційного трубопроводу і приєднання приладів слід із допомогою з'єднувальних деталей. Для приєднання до стояка відвідних трубопроводів, розташованих під стелею приміщення слід передбачати косі хрестовини і трійники.

Для систем каналізації із врахуванням вимог міцності, корозійної стійкості, економії витрат матеріалів необхідно передбачати наступні труби: для самотічних систем – чавунні, азбестоцементні, бетонні, залізобетонні, пластмасові, скляні; для напірних систем – напірні чугунці, залізобетонні, пластмасові, азбестоцементні.

Відвід стічних вод, випускаючої із спорожнілої ділянки, слід передбачати без скидання в водний об'єкт в спеціальну камеру з послідуною перекачкою в каналізаційну мережу або з вивозом стічних вод автоцистерною.

1.2 Опис існуючих систем котельної

Котельня - це споруда, в якій відбувається нагрів робочої рідини (води) для системи опалення та ГВП. Котельня розташована в одному технічному приміщенні. Основним пристроєм котельні є водогрійний котел. Котельня повинна забезпечувати будинок тепловою енергією для опалення та гарячого водоспоживання.

Система вентиляції

Вентиляція передбачена з природною циркуляцією повітря через вентиляційні канали. Для системи вентиляції прийнято повітропроводи класу «П», що виконуються зі сталі товщиною 1 мм відповідно до ДБН В.2.5-67:2013.

Вентиляція котельні припливно-витяжна, розрахована на трикратний повітрообмін.

Загальний об'єм котельної $56,86 \times 3,3 = 184,82 \text{ м}^3$

Необхідний трикратний обмін $184,82 \times 3 = 554,46 \text{ м}^3$

Дефлектор $D_y = 600 \text{ мм.}$

					КР.144.6241м.03.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Витяжка повітря – через дефлектор.

Система газопостачання

Система газопостачання середнього тиску з газопроводами, які прийняті з сталевих труб марки ВСтЗсп, електрозварних по ДСТУ 8933:2019.

Монтаж трубопроводів, випробування та прийомку в експлуатацію було виконано згідно ДБН В.2.5-20-2001, ДБН В.2.5-20-2001, ДБН В.2.5-77:2014.

Монтаж і експлуатацію резервуарів і паливопроводів виконано згідно НПАОП 0.00-1.20-98 «Правила безпеки систем газопостачання України»; СН 527–80. Категорія труб – IV по СН 527–80.

Система водопостачання

Джерелом водопостачання котельної є міська водяна мережа.

Відведення води з котельної здійснюється до існуючої каналізації. Стоки повинні бути охолодженими до 40 °С та не містити шкідливих домішок.

Система енергопостачання (робочого й аварійного)

Система енергопостачання створює умови для надійного безперебійного забезпечення котельної електроенергією, робить облік її споживання, веде статистику. Призначена для забезпечення оптимальних умов освітлення всіх приміщень котельної в робочому, черговому й аварійному режимах. Ефективне використання енергоресурсів і їхня економія в цьому випадку можуть бути досягнуті тільки шляхом застосування системи керування й регулювання електричним освітленням, що забезпечує:

- зменшення загального електроспоживання в постійно працюючій системі штучного освітлення при використанні високоефективних джерел світла, електронних цифрових пускорегулюючих апаратів, світлових приладів;

- зниження коефіцієнта запасу за рахунок автоматичного підстроювання рівнів освітленості для компенсації втрати світлової віддачі ламп у процесі старіння й забруднення;

- використання природного регульованого освітлення (рольставні) з автоматичною зміною кількості і якості додаткового джерела освітлення в сполучених

					КР.144.6241м.03.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

системах освітлення, при якому кожний зі світильників синхронно перебудовує світловий потік ламп відповідно до зміни зовнішньої освітленості, зниженню освітленості в приміщеннях, коли вони не використовуються.

Система пожежної безпеки (пожежна сигналізація, контроль загазованості, оповіщення про пожежу, пожежогасіння й т. п.).

Автоматизовані системи пожежної безпеки повинні бути інтегровані на єдиній технічній, програмній і інформаційній базі з іншими об'єктовими автоматизованими системами безпеки і інженерного забезпечення (оперативного зв'язку, електропостачання й ін.). Особлива увага повинне приділятися автоматизації димовидалення й евакуації людей з палаючих приміщень.

Висновки

В роботі проєктуються системи життєзабезпечення двоповерхового будинку для людей похилого віку.

Системи теплопостачання будинку розробляються з метою підтримки певних параметрів середовища в приміщенні протягом року та створення санітарно – гігієнічних умов. До системи теплопостачання входять теплоустановки, трубопроводи, насоси, теплоспоживчі прилади й устаткування, регулююча, сигналізуюча і реєструюча апаратура, пристрої автоматики.

Розробляється теплова схема котельної з підбором складу обладнання та визначенням необхідної теплової потужності для потреб систем водяного опалення та системи ГВП на кількох режимах роботи; вибір типу котлів та їх кількість.

Дослідження когенераційної установки на базі мікротурбіни проводиться з метою розробки індивідуального джерела для тепло- та електропостачання споживачів будівлі при високій економічній ефективності.

					КР.144.6241м.03.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Теоретичний розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Дерлі В.М.										
Керівник	Соломонюк Н.С										
Консульт.									НУК		

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Класифікація систем опалення та вимоги нормативних документів

Опалення, за визначенням, – підтримання в закритих приміщеннях нормованої оптимальної температури із середньою незабезпеченістю 50 год/рік. Відміною сучасного опалення є автоматичне підтримання (регулювання) у приміщенні температури повітря на індивідуальному рівні з метою забезпечення теплового комфорту.

Опалення здійснюють комплексом технічних засобів, який називають системою опалення. До її складу входять засоби для отримання, транспортування і передачі теплоти в усі приміщення, що обігріваються. Система опалення обслуговується, як правило, комплексом автоматизованої системи управління. Автоматизована система управління підтримує задану температуру повітря у приміщенні незалежно від коливань параметрів оточуючого середовища (атмосферних умов).

Класифікація систем водяного опалення надто розгалужена, що пов'язано з багатоваріантністю принципів схем, технічних та функціональних характеристик, які залежать як від технічних можливостей цих систем, так і від об'єктів застосування.

Вибір системи починають техніко-економічними розрахунками з урахуванням якості вихідного теплоносія, ступеня забезпеченості ним і підтримання потрібної його якості у споживача.

Системи опалення поділяються на горизонтальні і вертикальні. Для вертикальних систем існує можливість встановлення індивідуальних капілярних або електронних лічильників теплової енергії на опалювальних приладах за наявності централізовано затверджених методик обліку та узгодження з експлуатаційними організаціями. Установлення таких лічильників доцільне при модернізації систем опалення.

Застосування дахових котельнь та підземне будівництво призвело до проектування систем з двома магістральними трубопроводами, розташованими вище

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

опалювальних приладів. Такі системи називають з верхньою розводкою магістралей. При прокладанні їх нижче опалювальних приладів — з нижньою. При проміжному прокладанні та при розташуванні одного з них вище, а іншого нижче опалювальних приладів — із змішаною розводкою (раніше ці системи називали з верхньою розводкою). Необхідність такої класифікації пов'язана також з різним впливом природного (гравітаційного) тиску на роботу систем.

Окрему групу становлять панельно-променеві системи.

Гравітаційні системи проектують при техніко-економічному обґрунтуванні. Наявність малопотужних малошумних насосів та автономних джерел електропостачання робить їх використання недоцільним.

Різні підходи при гідравлічному розрахунку насосних систем - з або без урахування гравітаційного тиску розмежували їх.

Одним з основних елементів сучасних систем опалення є терморегулятор, який автоматично підтримує задану температуру повітря в приміщенні за рахунок кількісного регулювання теплоносія, що надходить в опалювальний прилад. При певних перепадах тиску на терморегуляторі може виникнути шум. Тому при проектуванні необхідно забезпечити перепади, при яких рівень шуму не перевищить допустимих значень за ДСН 3.3.6.037-99 «Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» [3].

При цьому для різних терморегуляторів і певних положень їх настройки допустимий перепад тиску приймає всілякі значення. Практичний досвід свідчить, що цей перепад повинен бути меншим від приблизно 25 кПа.

Робота терморегуляторів базується на кількісному регулюванні, тобто змінному гідравлічному режимі. Таке регулювання найкраще забезпечується при використанні насосів, значно гірше - водоструминних елеваторів з регульованим перерізом сопла, не забезпечується нерегульованими елеваторами. Застосування останніх у системах опалення з терморегуляторами є неефективним. При використанні терморегуляторів рекомендується застосовувати герметичні циркуляційні насоси опалення; в об'єктах з тепловою потужністю системи 50 кВт та вище - насоси з регульованою кількістю обертів або постійною кількістю обертів, але в

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

останньому випадку необхідно забезпечити автоматичне підтримання перепаду тиску між головними магістралями, наприклад, установкою байпаса між ними з автоматичним регуляційно-обвідним клапаном.

Опалення проектується для забезпечення в приміщеннях розрахункової температури повітря, з огляду на:

- а) втрати теплоти через огорожувальні конструкції;
- б) витрати теплоти на нагрівання зовнішнього інфільтраційного повітря;
- в) тепловий потік, що регулярно надходить від електричних приладів, освітлення, технологічного устаткування, комунікацій, матеріалів, людей і інших джерел; при цьому тепловий потік, що надходить до кімнат, варто приймати не менше чим 10 Вт на 1 м² підлоги.

Втрати теплоти через внутрішні огорожувальні конструкції приміщень допускається не враховувати, якщо різниця температур у цих приміщеннях дорівнює 3 °С і менше.

Витрати інфільтраційного повітря варто визначати, приймаючи швидкість вітру по параметрах Б.

Якщо швидкість вітру при параметрах Б менше, ніж при параметрах А, то опалювальні прилади варто перевіряти на параметри А згідно ДСТУ-Н Б В 1.1-27:2010.

Параметри теплоносія (температура, тиск) у системах опалення з трубами з термостійких полімерних матеріалів не повинні перевищувати гранично припустимі значення, зазначені в нормативній документації на їх виготовлення, але не більш 90°С та 1,0 МПа.

Для систем опалення і внутрішнього теплопостачання варто застосовувати в якості теплоносія воду, інші теплоносії допускається застосовувати при техніко-економічному обґрунтуванні.

Для будинків у районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря -40 °С та нижче (параметри Б) допускається застосовувати воду з добавками, що запобігають її замерзанню. Як добавки не слід використовувати вибухо- та пожежонебезпечні речовини, а також речовини 1, 2 і 3-го класів небезпеки за ДСН

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.3.6.042-99 у кількостях, від яких можуть виникнути при аварії виділення, що перевищують ГДК у повітрі приміщення. При застосуванні труб з полімерних матеріалів як добавки у воду не слід використовувати поверхнево-активні та інші речовини, до яких матеріал труб не є хімічно стійким.

Чергове опалення варто передбачати для підтримки температури повітря, при використанні основних приладів опалювальної системи. Спеціальні системи чергового опалення допускається проектувати при економічному обґрунтуванні.

Для будинків у районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря - 40°C та нижче (параметри Б) варто передбачати обігрів поверхні підлог, розташованих над холодними підпіллями: житлових приміщень і приміщень з постійним перебуванням людей у суспільних, адміністративно-побутових і виробничих будинках або передбачати теплозахист відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2006.

Опалення місцевими опалювальними приладами одного або декількох приміщень площею 5 % та менше загальної площі опалювальних приміщень будинку, для яких вимоги по опаленню відрізняються від вимог основних приміщень, проектують згідно вимог для основних приміщень, якщо це не порушить пожежо- та вибухобезпечність цих приміщень.

Допускається застосування інших систем, а також систем водяного або парового опалення з місцевими опалювальними приладами, за винятком приміщень, у яких зберігаються або застосовуються речовини, що утворюють при контакті з водою або водяними парами вибухонебезпечні суміші, або речовини, здатні до самозаймання або вибуху при взаємодії з водою.

Опалення сходових кліток не слід проектувати для будинків, які обладнано системами поквартирного опалення, а також для будинків з будь-якими системами опалення в районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря для холодного періоду року -5 °C та вище (параметри Б).

Системи опалення будинків варто проектувати, забезпечуючи рівномірне нагрівання повітря приміщень, гідравлічну та теплову стійкість, вибухопожежну безпеку і доступність для очищення і ремонту.

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Систему тепlopостачання будинку для інвалідів та людей похилого віку варто проектувати з автоматичним регулюванням теплового потоку при розрахунковій витраті теплоти будинком 50 кВт і більше.

Системи опалення в будинках варто проектувати двотрубними, передбачаючи при цьому встановлення приладів регулювання, контролю та обліку витрат теплоти для кожного приміщення

2.2 Визначення величини опору теплопередачі огорожень приміщень

Будинок для людей похилого віку має такі розміри: довжина 31,3м, ширина 12 м, висота 7 м. Споруда виконана у прямокутній формі. У якості будівельного матеріалу використано камінь. Будівля складається з двох поверхів, кожен з яких відрізняється від попереднього за розташуванням приміщень та кількістю вікон. В середині будівлі приміщення відгороджені одне від одного залізобетонними перегородками, капітальні стіни виконано з каменю.

Будівля має два входи, кожен розміром 2600 x 2700 мм. На вході поставлено дерев'яні двері розміром 1500 x 2500 мм, а внутрішні дверні прорізи типові для всіх приміщень і мають розміри 1200 x 2200 мм. Двері до всіх приміщень виконано з деревини.

Віконні прорізи мають розміри 1500 x 2000 мм з подвійним застосуванням у дерев'яній рамі. По всій будівлі вікна мають однакові розміри та характеристики.

Таблиця 2.1

Характеристики огороження будинку

Назва огорожувальної конструкції	Матеріал	Товщина, м	Густина, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу λ_i , Вт/(м·°C)
Стіна				
Шар №1	Ракушняк	0,4	180	1,05
Шар №2	Пінополістирол ПСБ-С 35	0,05	35	0,048
Шар №3	Штукатурка	0,02	1800	0,93

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Назва огорожувальної конструкції	Матеріал	Товщина, м	Густина, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу λ_i , Вт/(м·°C)
Шар №4	Цегла керамічна пустотіла	0,12	1400	0,64
Горищне перекриття				
Шар №1	Плита залізобетонна	0,22	1800	2,04
Шар №2	Роквул	0,2	190	0,053
Шар №3	Стяжка цементно-піщана	0,05	1800	0,93
Шар №4	Дошка (сосна)	0,02	500	0,35

Тепловтрати через огорожувальні конструкції:

Оскільки різниця температур усередині даного об'єкту не перевищує 3°C, то тепловтрати через захищаючі конструкції розраховуються за формулою:

$$R=1/\alpha_n+\sum(\delta_i/\lambda_i)+1/\alpha_v, (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт},$$

де α_n – коефіцієнт тепловіддачі для зимових умов зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції, $\alpha_n=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

α_v – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції;
 $\alpha_v=8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

δ_i – товщина і-го шару огорожувальної конструкції;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності і-го шару огорожувальною конструкції, Вт/(м·°C).

Значення α_n і α_v взяті зі ДБН В.2.6-31:2006 [5], а значення δ_i та λ_i вказані вище у таблиці 2.1.

Величина термічного опору для стін:

$$R_{\text{ст}}=1/\alpha_n+\sum(\delta_i/\lambda_i)+1/\alpha_v;$$

$$R_{\text{ст}}= 1/23+0,2/0,81+0,3/1,63+0,07/0,7=0,689 (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}.$$

Величина термічного опору для вікон (двошарові склопакети в дерев'яних рамах) $R_{\text{вк}}=0,34(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$, коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{вк}}=2,94\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ [15]

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Величина термічного опору для стелі:

$$R_{\text{ст}}=1/\alpha_{\text{н}}+\Sigma(\delta_i/\lambda_i)+1/\alpha_{\text{в}}$$

$$R_{\text{ст}}=1/23+0,3/1,3+0,25/0,14+0,1/1,3+0,01/0,7+1/8,7=2,108 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

2.3 Визначення теплових втрат через огородження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу

Визначення тепловтрат через огороджувальні конструкції

Тепловтрати через огороджувальні конструкції розраховують за формулою:

$$Q_{\text{огр}}=F_i/R_i \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^6) \cdot (1 + \Sigma \beta_i) \cdot n, \text{ Вт,}$$

де F_i – розрахункова площа огороджувальної конструкції, м^2 ;

R_i – термічний опір огороджувальної конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$;

$t_{\text{в}}$ – розрахункова температура повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{в}}=18^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{н}}^6$ – середня температура, найбільш холодної п'ятиденки, за 8 найбільш холодних зим, за 50 років спостережень, $^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{н}}^6 = -20^{\circ}\text{C}$;

n – коефіцієнт, що враховує положення зовнішньої поверхні огороджувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря, $n = 1$;

$\Sigma \beta_i$ – додаткові коефіцієнти теплоти в долях від основних втрат:

β_1 – коефіцієнт орієнтації на частину світу: для півдня $\beta_1 = 0$; для півночі $\beta_1 = 0,1$;
для сходу та заходу $\beta_1 = 0,05$;

β_2 – поправка на температуру нижче 40°C , $\beta_2 = 0$;

β_3 – коефіцієнт на підігрів повітря, що вривається;

$\beta_3 = 3$ – для зовнішніх ґрат за відсутністю тамбура та повітряно-теплової завіси;

β_4 – коефіцієнт на продуваємість приміщень: $\beta_4=0,13$ – з 2-а зовнішніми стінами та більше.

Результати розрахунку тепловтрат через огороджувальні конструкції зведені до таблиці 2.2.

У таблиці 2.3 приведено тепловий розрахунок всіх приміщень.

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Тепловий розрахунок приміщень

№ приміщення	Q, кВт	№ приміщення	Q, кВт
1	1,96	37	2,2
2	1,36	сходи	1,45
3	1,48	43	0,7
4	1,54	47	0,83
5	1,55	48	1,28
6	1,98	50	1,44
7	1,67	сходи	1,43
8	1,25	51	1,74
9	1,24	52	3,34
10	1,24	53	4,31
11	1,35	56	1,59
12	1,72	55	5,50
14	2,25	57	3,62
15	1,47	60	3,16
18	1,62	59	5,76
21	1,34	61	4,1
22	1,7	62	2,94
24	1,18	63	6,04
25	1,11	65	6,32
27	1,5	68	7,76
сходи	2,11	69	6,00
28	2,07	72	7,76
30	2,31	73	6,32
33	2,11	75	7,54
34	1,47	Всього	85,79
38	0,76		
41	1,1		

Розрахунок втрат теплоти на підігрів інфільтраційного повітря

Тепловтрати за рахунок інфільтрації орієнтування можна прийняти 10...50% від основних тепловтрат (15% рекомендовано).

$$Q_{inf} = 0,4 \cdot 85,79 = 34,4 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти на нагрівання холодних матеріалів та інші втрати:

Також враховуються втрати теплоти на нагрівання холодних матеріалів та інші втрати, так як в будинку ці втрати відсутні тоді:

$$Q_m = 0 \text{ Вт}; Q_{\text{інш}} = 0 \text{ Вт}.$$

Загальні тепловитрати:

$$\sum Q_{\text{втр}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{інф}} + Q_m + Q_{\text{інш}}, \text{ Вт}$$

$$\sum Q_{\text{втр}} = 85,79 + 34,4 = 120 \text{ кВт}$$

2.4 Визначення надходжень теплоти у приміщення

$$Q_{\text{б}} = F_{\text{житл}} \cdot 21 = 210,1 \cdot 21 = 4,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{інш}} = 0 \text{ Вт}$$

Результати розрахунків зведені до таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Розрахункова теплова потужність системи опалення

Тепловтрати, Вт			Теплопритоки, Вт				Нестача теплоти, Вт
Через огорожувальні конструкції, Вт	На нагрів. інфільтраційного повітря, Вт	Сумарні тепловтрати, Вт	Від електроприладів, Вт	Від людей, Вт	Від електроприладів (освітлення), Вт	Сумарні теплопритоки, Вт	
85790	34400	120000	4400	-	-	4400	110700

2.5 Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення

Теплова потужність системи опалення для компенсації нестачі теплоти визначається за наступною формулою:

$$Q_{\text{с.о}} = \sum Q_{\text{втр}} - \sum Q_{\text{пр}}, \text{ Вт}$$

Для вирішення питання про потужність системи опалення зіставляють величини тепловтрат і теплопритоків в розрахунковому режимі. Для зручності аналізу ці складові теплового балансу зводяться в таблицю 2.4.

Приймаємо для подальших розрахунків загальну теплову потужність системи опалення $Q_{c.o} = 110,7$ кВт.

2.6 Вибір і розрахунок опалювальних приладів

Розрахунок поверхні нагріву опалювальних приладів.

$$F_{\text{пр}} = Q \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 / k_{\text{пр}} \cdot (t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}), \text{ м}^2$$

де Q – тепловіддача опалювальних приладів для компенсації тепловтрат приміщення, Вт;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – поправочні коефіцієнти: β_1 – на кількість секцій радіаторів;

β_2 – на остигання води у трубах; β_3 – на спосіб установки приладу [15];

$k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт теплопередачі нагрівального приладу [15];

$t_{\text{ср}}$ – середня температура теплоносія в приладі;

$t_{\text{в}}$ – температура повітря в приміщенні [10];

Кількість секцій приладу визначаються за формулою:

$$n = F_{\text{пр}} / f_{\text{с}}, \text{ шт.},$$

де $f_{\text{с}}$ – поверхня нагріву однієї секції радіатора, м^2 [15];

Розрахунок поверхні нагріву опалювальних приладів розглянемо на прикладі приміщення № 33:

$$Q = 2110 \text{ Вт};$$

$$\beta_1 = 1,03; \beta_2 = 1,00; \beta_3 = 1,00;$$

$$k_{\text{пр}} = 532 \text{ Вт/ (м}^2\text{°C)}$$

$$t_{\text{ср}} = (90 + 70) / 2 = 80^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{в}} = 22^\circ\text{C}$$

$$F_{\text{пр}} = 0,024$$

$$n = 4.$$

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Подальший розрахунок ведеться у табличній формі і результати наведені у табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Розрахунок опалювальних приладів (радіатори Radik тип 11)

№ прим.	Q, кВт	Кількість та розмір приладів	№ прим.	Q, кВт	Кількість та розмір приладів
1	1,96	1x(500x1900)	37	2,2	1x(500x2000)
2	1,36	1x(500x1300)	сх	1,45	1x(500x1400)
3	1,48	1x(500x1500)	43	0,7	1x(500x700)
4	1,54	1x(500x1500)	47	0,83	1x(500x800)
5	1,55	1x(500x1500)	48	1,28	1x(500x1300)
6	1,98	1x(500x1900)	50	1,44	2x(500x700)
7	1,67	1x(500x1600)	сх	1,43	1x(500x1400)
8	1,25	1x(500x1200)	51	1,74	2x(500x900)
9	1,24	1x(500x1200)	52	3,34	1x(500x1900)
10	1,24	1x(500x1200)	53	4,31	2x(500x2000)
11	1,35	1x(500x1300)	56	1,59	1x(500x1600)
12	1,72	1x(500x1700)	55	5,50	1x(500x2000)
14	2,25	1x(500x1900)	57	3,62	2x(500x1900)
15	1,47	1x(500x1500)	60	3,16	1x(500x2000)
18	1,62	1x(500x1600)	59	5,76	1x(500x2000)
21	1,34	1x(500x1300)	61	4,1	1x(500x2000)
22	1,7	1x(500x1700)	62	2,94	1x(500x2000)
24	1,18	1x(500x1100)	63	6,04	1x(500x2000)
25	1,11	1x(500x1100)	65	6,32	1x(500x2000)
27	1,5	1x(500x1500)	68	7,76	1x(500x2000)
сх	2,11	1x(500x2000)	69	6,00	1x(500x2000)
28	2,07	1x(500x2000)	72	7,76	1x(500x2000)
30	2,31	1x(500x2000)	73	6,32	1x(500x2000)
33	2,11	3x(500x700)	75	7,54	1x(500x2000)
34	1,47	2x(500x700)	Всього	85,79	
38	0,76	1x(500x700)			
41	1,1	1x(500x1100)			

В якості опалювальних приладів для вибраної системи опалення приймаємо сталеві радіатори Radik тип 11. Різні типи опалювальних приладів мають властиві їм переваги і недоліки, оцінку впливу яких здійснюють техніко-економічним порівнянням. В усіх випадках при використанні терморегуляторів перевагу надають малоінерційним опалювальним приладам.

Сталеві радіатори мають загальні для радіаторів переваги. Відрізняються від чавунних меншою металоємністю ($0,55 \dots 0,6 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot \text{K})$), вдвічі меншою водомісткістю, більш відповідають інтер'єру приміщення. Однопанельні конструкції легше очищаються від пилу, більш технологічні у виробництві і при монтажу, малоінерційні, а отже, легше піддаються автоматичному керуванню теплової потужності. Мають невелику будівельну глибину. Основним недоліком є вплив внутрішньої корозії, оскільки товщина стінки приблизно $1,2 \dots 1,5 \text{ мм}$.

Застосування таких приладів обмежується замкненими системами опалення, системами із спеціально підготовленою (деаерованою) водою, котеджними системами, де легко забезпечити високу якість теплоносія. Таким чином, у якості опалювальних пристроїв для мого об'єкту приймаю сталеві радіатори панельні радіатори Radik тип 11 з автоматичними радіаторними терморегуляторами. Основною теплотехнічною задачею терморегулятора є керування тепловим потоком опалювального приладу, а основною санітарно-гігієнічною — забезпечення теплового комфорту в приміщенні.



Рис.2.1

Панельний радіатор Radik тип 11

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Радіатори Korado Radik являють собою сталеві панельні радіатори з природним перебігом повітря уздовж їх нагрівальної поверхні. Радіатори виробляються з одинарною, здвоєною або трипанельною конструкціями. Для підвищення теплової потужності у деяких типів радіаторів до внутрішньої (первинної) сторони нагрівальної панелі приварена додаткова поверхня з П-подібним оребренням. Нагрівальну панель Korado Radik виготовлено з двох штампованих холоднокатаних листів, зварених по периметру роликовим швом, а в місцях з'єднання штампованих елементів – точковим зварюванням. Radik Klasik – радіатори з боковим підключенням, Radik Ventil Kompakt – з нижнім підключенням з вбудованим термодіапаном. Панельні радіатори Korado Radik призначені для монтажу в системі центрального опалення в будівлях з максимальним допустимим робочим перепадом тиску 1,0 МПа, в яких використовуються як теплоносії вода або водяні розчини з максимальною допустимою робочою температурою нижче 110°C. Радіатори призначені для однокотлових і двокотлових опалювальних систем з вимушеною, а деякі і з гравітаційною циркуляцією. Характеристики теплоносія повинні відповідати стандарту CSN 07 7401. При виробництві радіаторів використовується холоднокатаний сталевий лист товщиною 1,25 мм.

					КР.144.6241м.03.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2

Результати розрахунків теплових втрат через огородження

[illegible]

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Дерлі В.М.				Розрахунковий розділ	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник	Соломонюк Н.С							
Консульт.						НУК		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

Котельня, яка проектується, служить для опалювання двоповерхового будинку, що дозволяє підвищити ККД систем теплопостачання.

Для розробки котельної пропонується залишити будівлю, яка залишилась від старої котельної. Будівля котельної стоїть окремо і має довжину 11,58м, ширина 5,97 м, висота 3,3 м, площа забудови 56,86 м², об'єм будівлі 184,82 м³.

Для детального підбору обладнання приведемо розробку теплової схеми котельної, розрахунок висоти димової труби.

3.1 Розробка теплової схеми котельної

Вихідні дані.

Котельня забезпечує будинок двома потоками теплопостачання, а саме: подача гарячої води на опалення в закриту мережу теплопостачання з параметрами води 95...70°C та ГВП з параметрами води 60 °C.

Споживачами теплової енергії системи ГВП являються різні санітарно-технічні прилади, робочим середовищем яких являється водопровідна вода, яка повинна бути підігріта водою із котла.

Як теплоносії для систем опалення і гарячого водопостачання використовуються: опалення – вода температурою 95°C, 70°C; система гарячого водопостачання – гаряча вода температурою 60°C.

Тривалість опалювального періоду 165 діб (3960 годин).

При визначенні розрахункових витрат тепла для приготування гарячої води ($t_{г.в.}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$) системи гарячого водопостачання температура холодної води поступає з водопровідної мережі прийнята: в опалювальний період – +5°C, в літній період – +15°C.

За попередніми розрахунками було отримано необхідну потужність, що мають забезпечити котли:

$$Q=Q_{гор}+Q_{оп}=87,5+110,7=198,2\text{ кВт.}$$

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплова схема котельної включає систему котельного устаткування і трубопроводів, що визначають вироблення і передачу споживачу теплоносіїв заданих параметрів.[12]

Таблиця 3.1

Максимальні витрати теплоти

Навантаження	Позначення	Значення, кВт
Опалення житлових та громадських будівель	$Q_{o.v}^{ж+гр}$	110,7
ГВП житлових та опалення громадських будівель	$Q_{г.в.сер}^{ж+гр}$	87,5
Літній період	$Q_{г.в.сер}^{(ж+гр)л}$	87,5
Сумарне навантаження споживачів	ΣQ	198,2

Проведемо розрахунок теплової схеми котельної на п'яти режимах. Результати розрахунків занесемо у таблицю 3.2.

Таблиця 3.2

Підсумкова таблиця розрахунків теплової схеми котельної на п'яти режимах

Найменування величини	Розрахункові режими				
	1	2	3	4	5
Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення	1	0,74	0,66	0,58	
Сумарний відпуск теплоти на опалення, МВт	1,00	0,74	0,66	0,58	
Сумарний відпуск теплоти на ГВП (зимовий період), МВт	0,15	0,11	0,10	0,09	
літній період, МВт					0,10
Температура мережевої води на виході з котельні за температурним графіком 95/70°C	95	78	72	67	

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування величини	Розрахункові режими				
	1	2	3	4	5
Температура поворотної мережевої води після опалення за температурним графіком 95/70°C	70	59	56	52	
Розрахункова витрата мережевої води на опалення, кг/с	9,5	9,5	9,5	9,5	1,6
Витрата води на ГВП для споживачів, кг/с	0,65	0,48	0,43	0,38	0,53
Розрахункова витрата мережевої води на виході з котельної, кг/с	9,5	9,5	9,5	9,5	1,6
Витрати води для підживлення на заповнення витоків у тепловій мережі (для режимів I-IV)	0,67	0,49	0,44	0,39	
літній період					0,29
Витрата поворотної мережевої води на вході в котельню, кг/с	8,85	9,03	9,08	9,14	1,35
Витрата теплоти на підігрів води у вакуумному деаераторі, кг/с	27724	20428	18239	16051	17236
Витрата сирової води, що надходить на хімічну очистку, кг/с	0,03	0,02	0,02	0,01	0,009
Витрати теплоти на підігрів сирової води, МВт	2165	1596	1425	1254	756
Витрати теплоти на підігрів хімічно очищеної води, що надходить у деаератор води для підживлення, МВт	221791	163425	145915	128405	137889
Сумарний відпуск теплоти водогрійними котлами, МВт	1,40	1,03	0,92	0,81	
літній період, МВт					0,26

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування величини	Розрахункові режими				
	1	2	3	4	5
Потрібна кількість працюючих водогрійних котлів	4	3	2	2	1
Завантаження водогрійних котлів, %	92	87	85	83	75
Витрати води, що пропускається крізь усі водогрійні котли, кг/с	20,2	14,8	13,1	11,5	1,3
Кількість відключених водогрійних котлів	0	1	1	2	3
Температура мережевої води на вході у водогрійні котли, °C	78	78	78	78	47
Температура мережевої води на виході з водогрійних котлів, °C	95	95	95	95	95
Витрата нагрівальної води на вакуумний деаератор, кг/с	0,07	0,05	0,05	0,04	0,04
Випар з вакуумного деаератора, кг/с	0,0028	0,0020	0,0018	0,0016	0,0017
Витрата води на виході з вакуумного деаератора (продуктивність деаератора), кг/с	1,39	1,02	0,91	0,80	0,86
Витрата деаерованої води на підживлення теплової мережі, кг/с	0,74	0,55	0,49	0,43	0,33
Витрата деаерованої води в баки-акумулятори, кг/с	0,65	0,48	0,43	0,37	0,53
Витрата води на ГВП, яка повертається в котельню (циркуляційний трубопровід), кг/с	0,16	0,12	0,11	0,09	0,13
Витрата нагрівальної води на підігрівник хімічно очищеної та сирій води, кг/с	0,56	0,41	0,37	0,32	0,35

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування величини	Розрахункові режими				
	1	2	3	4	5
Витрата від водогрійних котлів у теплову мережу, кг/с	19,58	14,29	12,72	11,17	0,89
Сумарна витрата води перед насосами мережевої води, кг/с	10,15	9,99	9,94	9,89	2,04
Температура води перед насосами мережевої води, °С	67,79	58,68	55,64	52,44	16,64
Температура нагрівальної води після підігрівника хімічно очищеної води, кг/с	10,05	7,99	7,56	6,99	0,50
Витрата води крізь регульований перепуск, кг/с	0	4,53	5,48	6,29	0,59
Дійсна витрата води на виході з котельної, кг/с	9,52	10,83	10,64	10,47	0,98
Нев'язка балансу, %	0	1,25	2,43	2,13	1,8

Вказану котельню пропонується обладнати водогрійними котлами для опалення. Циркуляцію води в системі забезпечують насоси. Живлення системи опалення проводиться сирою водопровідною водою.

3.2 Обґрунтування вибору котлів малої потужності

3.2.1 Український ринок закордонних та вітчизняних котлів

В даний час чимало вітчизняних підприємств займаються виробництвом газових водогрійних і парових котлів.

Загалом на даному ринку функціонують такі вітчизняні підприємства як: «Барський машинобудівний завод», ККП «Донецькміськтепломережа», ПП «Коростенський завод хімічного машинобудування», АК «Південтрансенерго», ДП «Чернівецький металообробний завод», ЗАТ «Укркотлосервіс», ЗАТ «Житомирремхарчомаш», ДП МОУ «63-й котельно-зварювальний завод», ТОВ «КОЛВІ», «EUROTHERM TECHNOLOGY», «703 металообробний завод

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

котельного обладнання» МО України, ЗАТ «Промінь», ТОВ «Азовмаш-терм», ПАТ «Бердичівський машинобудівний завод «Прогрес», ОП «Кримтеплокомуненерго», ПП «Сімферопольський електротехнічний завод», ТОВ «Комсомольський завод санітарно-технічних виробів», ОПО «Харківтеплокомуненерго», ПП «Інститут Укроргстанкінпром», ТОВ «Теплові системи», ВАТ «РОСС», «Житомир», «Геліос», «Титан», ЗАТ «Маяк», ПП «Красилівський машинобудівний завод», ДАК «Теплоенергетик», ТОВ «Енергетик», ТОВ «ТЕКОМ», ПАТ «Київенергоремонт».

Лідруючі позиції на ринку займають ТОВ «КОЛВІ», «Житомир», «Геліос», «Титан», ВАТ «РОСС -Поділля» та ЗАТ «Маяк».

Сьогодні імпорتنі котли уже зайняли значну частину українського ринку опалювального обладнання. Імпортна продукція приваблює своєю високою якістю, надійністю та економічністю. Опалювальне обладнання в Україну поставляють більше 30 компаній з різних країн світу, причому найбільш великі компанії пропонують по 15-20 моделей. Серед найбільш відомих можна назвати котли таких німецьких фірм, як Bosch, Rielio, Vaillant, Viessman, Wulf, «Unkers». Котли саме німецького виробництва завоювали популярність завдяки, в першу чергу, високій якості, надійності і економічності. Крім названих вище німецьких фірм, до переліку європейських компаній, що працюють в Україні, входять і такі відомі фірми, як чеські Dakon, Mora, Protherm, італійські Ariston, Baxi, Beretta, Ferroli, Fondital, французькі De Dietrich і Saunier Duval .

Опалювальна техніка різних фірм має свої плюси, що відповідають конкретним вимогам користувача. Котли германських фірм (Viessmann і Vaillant) відрізняються можливістю вибору різних рівнів автоматики, яка забезпечує більш комфортні умови експлуатації і надійності роботи при коливаннях електричної напруги, що має велике значення в умовах України.

Vaillant представляє в нашій країні газові колонки для гарячого водопостачання, газові настінні котли для теплопостачання індивідуальних будівель, котеджів та квартир.

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Viessmann пропонує котли серії Vitola потужністю від 15 до 63 кВт. Агрегати забезпечені найновішими пальниками, які забезпечують ефективне згорання палива, забезпечені системою управління на базі контролера Vitotronic і здатні працювати як на рідкому паливі, так і на газу. Вартість котла Vitola-100 з системою управління Vitotronic-100 дорівнює приблизно 2500 у.о. (потужність 22 кВт, площа опалювального приміщення 150...200 м²). Установку теплового вироблення 63 кВт можливо придбати за 4300 у.о. Водогрійні котли Paromat тієї ж фірми дозволяє опалювати приміщення площею від 800 до 1200 м². Їхня ціна приблизно коливається від 5500 до 8000 у.о.

Таблиця 3.3

Порівняльна характеристика обладнання

Фірма	ACV	Viessmann	De Dietrich	Wolf	DHAL
Тип	HM 60N	Vitola - biferral	GT2105/250	NK-B	SKN-KT44/60
Потужність, кВт	63	63	44-60	50-64	50-63
ККД, %	92	94	92.4-94.0	94	93-95
Ємність для опалення, л	76	223	226	43	56
Ємність ГВП, л	75	200	200	250	200
Поверхня нагрівання, м ²	2,46	1,40	1,40	1,67	1,43
Вага, кг	220	567	497	381	341
Витрати води для ГВП при 45°C, л/год.	1544	982	970	780-950	1250
Технічні рішення	Вмонтований бойлер	Котел на гориз. бойлері	Котел на гориз. бойлері	Котел на гориз. бойлері	Котел на гориз. бойлері

Котли фірми відрізняє високий ККД (до 96%). Серед них найбільш популярні агрегати серії NK(17...63 кВт) і MKS(65...550 кВт), які працюють на дизельному або газовому паливі. Для невеликих приміщень випускають котли Top One (27кВт). Ціни на продукцію Wolf майже однакові з цінами аналогічних

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виробів фірми. У перерахунок європейських компаній, які працюють в Україні, входять також фірми, такі як ACV (Бельгія), Protherm (Чехія), De Dietrich (Франція), DHAL (Німеччина). Порівняльні характеристики деяких систем цих фірм наведені у таблиці 4.3.

Таблиця 3.4

Характеристика котлів «Колві»

Модель			A 100 DS	A 300 DS	A 500 DS	A 700 DS
Тип котла		водогрейный, ручная подача, жаротрубный, трёхходовой				
Номинальная теплопроизводительность		кВт	100	320	500	700
Диапазон регулирования мощности		кВт	45...110	110...360	175...550	250...770
Обогреваемая площадь		м²	800...1200	2800...3600	4500...5500	6000...7800
Используемое топливо		дрова, опилочные и торфяные брикеты, каменный уголь и др.				
Коэффициент полезного действия, КПД		%	87			
Диапазон регулирования температуры воды		°C	70...105			
Максимальное давление воды в котле		МПа	0,3; спец. заказ 0,6			
Гидравлическое сопротивление		мбар	23	28	30	40
Размеры топки	H	мм	620	900	1100	1130
	B		520	900	900	1050
	L		800	1300	1720	2080
Объём одноразовой загрузки топлива		дм³ (л)	230	1050	1700	2470
Размеры загрузочного отверстия		мм	450x400	600x620		
Продолжительность горения загрузки		час.	2...7			
Расход топлива	дрова 25% влажности (3000 ккал/кг)	кг/час	23	57	115	161
	каменный уголь (6070 ккал/кг)	кг/час	12	28	57	80
Объём воды в котле		м³	0,22	0,68	1,30	2,35
Размеры подключения	трубы	Ду, мм	65		80	
	фланцы труб	мм	ø160		ø185	
	размеры дымохода	мм	240x240	290x290	325	380
Тяга в топке		Па	15	20	35	45
Рекомендуемые размеры дымовой трубы	диаметр	мм	250	350	400	500
	высота	м	12	16	22	30
Поток выбрасываемого дыма (влажн. топлива 30%)		м³/час (кг/с)	267 (0,06)	532 (0,15)	1210 (0,34)	2044 (0,49)
Аэродинамическое сопротивление		Па	60	120	290	320
Масса, не более		кг	830	1900	3300	4500
Размер котла		мм	1840x1000x1580	2170x1200x2150	2730x1400x2760	2850x1560x3220

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сьогодні наша країна стала одним з основних імпортерів європейської теплової техніки. Це потребує від зарубіжних виробників теплових систем більш уважніше вивчати особливості українського ринку. Важливою проблемою, яка виникає перед поставниками теплосистем з Європи до України, є неблагонадійний режим експлуатації теплової техніки. В останній час ведучі компанії стали випускати модифікації котлів, спеціально адаптовані до українських умов. Таке обладнання розраховане на низький тиск, перепади електроживлення, компромісні умови до сервісного обслуговування. Прикладом такого рішення є котли «Колві», характеристика яких приведена у таблиці 3.4.

Сучасний дизайн і якість обшивки котлів «Колві» забезпечується виробництвом її на німецькому, італійському встаткуванні із застосуванням полімерного покриття (порошкового фарбування).

«Серцем» котла служить запатентований теплообмінник спеціальної конструкції.

Сучасний пульт керування, газова автоматика (Німеччина, Італія), інжекційний пальник (Італія) якісно й технологічно доповнюють модельний ряд опалювального встаткування корпорації «Колві». У котлах «Колві» використовуються газові клапани трьох типів виробництва Італії, Німеччини.

Пальник відрізняється спеціальною технологією обробки отворів, пазів, через яке виробляється найбільш якісне спалювання газу. Складається із двох корпусів з нержавіючої сталі, що сприяє технологічній підготовці газоповітряної суміші.

Котли «Колві» з модуляційним газовим клапаном використовують на 20...30% газу менше аналогічного встаткування.

Котли «Колві» 50, 100 кВт призначені для роботи як у відкритій системі опалення із природною циркуляцією теплоносія, так і в закритій, із циркуляційним насосом.

Спеціально для районів з нестійким електропостачанням випускаються котли з автономною системою автоматики, що не залежить від електроенергії.

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Котли потужністю 50...100 кВт прекрасно зарекомендували себе при паралельній роботі в складі топкових.

Модельний ряд підлогових котлів «Колві» 50...100 кВт, доповнили модифікації з убудованою системою для гарячого водопостачання. Відрізняються новинки з індексом «М» від популярних казанів СР, РЄ установкою за задньою панеллю облицювання швидкісного водонагрівача з додатковим допоміжним устаткуванням: насосом, керованим реле протоки, змонтованим на підведенні холодної води. Ці елементи забезпечують пріоритет ГВП у системі опалення із природною циркуляцією. При функціонуванні котлів з насосом спеціальні контакти проміжного реле, використовуваного в блоці електричного управління контуру ГВП, включають насос контуру ГВП і відключають насос контуру опалення при наявності протоки холодної води від водопроводу у швидкісний водонагрівач.

Котли виробляють велику кількість гарячої води: «Колві» 50 кВт - 19,5 л/хв. (1170 л/год.); «Колві» 100 кВт - 19,5 л/хв. (1170 л/год.). При цьому витрата води в котлах потужністю 100 кВт стандартного виконання становить 1170 л/год., тому що контур ГВП розміщений тільки на одному корпусі котла. За замовленням на другому корпусі встановлюється додатковий контур збільшуючи витрату води до 2340 л/год.

Ринок котельного обладнання, який склався в Україні на цей момент, різноманітний. Нижче у таблиці 3.5 наведені порівняльні характеристики промислових водогрійних котлів українських фірм.

Після огляду ринку котлів середньої потужності обираємо два чесько-українських котла марки «Колві» КТН 100 СЕ потужністю кожен по 150 кВт.

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Характеристики вітчизняних котлів

	Потужність, кВт	Витрата палива, м ³ /год.	ККД, %	Висота, мм	Ширина, мм	Глибина, мм	Вага, кг
Геліос – 80Е	80	9,5	90	1420	920	1045	450
Геліос – 100Е	100	12	90	1570	920	1045	490
Котли водогрійні газові ДПМОУ «63-й котельно-зварювальний завод» м. Івано-Франківськ							
КГС-65	65	7,2	90	1450	700	900	400
КГС-100	100	11,3	91	1450	700	1050	480
Котли виробництва ЗАТ «АГРОРЕСУРС», м. Рівне							
Рівнотерм 80	80	9,1	91	1010	820	700	260
Рівнотерм 96	96	11,2	92	1010	960	655	300

Принцип роботи котла

Робота котла повністю автоматизована. При правильно змонтованих і підключених до котла зовнішніх системах електропостачання і газопостачання, опалювання і гарячого водопостачання, відводу продуктів згорання – для запуску котла в роботу достатньо натиснути відповідну кнопку рідкокристалічного дисплею. При цьому блок управління дасть команду на розпалювання – на електроді розпалювання з'явиться високовольтна іскра, газова арматура пропустить газ на запальник, іонізаційний електрод підтвердить наявність полум'я на запальнику, газова арматура пропустить газ на основні пальники. у топці почнуть утворюватися продукти згорання, які нагрівають воду, що циркулює у котлу. Нагріта вода з котла по трубопроводам поступає до опалювальних приладів, що встановлені у різних приміщеннях, і через них віддає своє тепло цим приміщенням. Теплопродуктивність котла (кількість тепла, що віддається до системи опалення) може регулюватися за рахунок зміни температури води на виході з котлу, або по температурі повітря в одному з приміщень, що

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обслуговуються, шляхом зміни витрати газу або виключення котла. При роботі котла у режимі ГПС з ємкісним водонагрівачем, нагрів води у бойлері відбувається за сигналом датчика температури води у бойлері. При температурі води в бойлері нижче тієї, що була задана початковим регулюванням, датчик температури води у бойлері викликає переключення триходовим вентилем циркуляції води на контур ГПС. При цьому, температура води на виході з котла підвищується до максимально можливої, а котел працює на номінальній теплопродуктивності. При виконанні котла з проточним водонагрівачем температура ГПС підтримується спеціальним змішувачем, що встановлений на виході з проточного водонагрівача, а робота газопальникового приладу управляється датчиком температури котлової води.

За розрахунками підбираємо обладнання котельної (табл. 3.6).

Таблиця 3.6

Перелік обладнання котельної

Позначення	Найменування	Кількість	Маса, кг
Котел Eurotherm100DS	Котел водогрійний сталевий тепловою потужністю 150КВт	2	830
CUENOD FC.16 GX107	Пальник газовий	1	
UPS 40-120	Насос мережної води $Q=6\text{м}^3/\text{год.}$ $H=3,5$ м вод. ст	2	
UPS 25-60	Насос рециркуляційний $Q=3\text{м}^3/\text{год.}$ $H=2,6$ м вод. ст	2	
UP BASIC 2514	Насос підживлювальний $Q=0,2\text{ м}^3/\text{год.}$ $H=22$ м вод. ст	2	
CAL-PRO L200/6/2	Розширювальний бак $V=200\text{л}$	1	
CV 300	Бак запасу підживлювальної води $V=300\text{л}$	1	
S-0,7-1M	Автоматична водопідготовка $G_{\text{max}}=0,7\text{ м}^3/\text{год.}$	1	
ME5-2-40	Пластинчатий теплообмінник потужністю 50 кВт	1	
T 34.04	Фільтр Ду80	1	
	Теплолічильник Ду50	1	

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Архітектурна компоновка котельної

Компонування котельної проводиться згідно з вимогами ДБН В.2.5-77:2014. Відведення води з будівлі котельної здійснюється в існуючу каналізацію. Стоки повинні бути охолодженими до 40°C та не містить шкідливих домішок. Транспортна схема котельної приймається по її потужності з урахуванням по черговості будови та перспективи розширення.

Розміщення основного та допоміжного обладнання в приміщенні котельної називають компоновкою обладнання. Компоновка обладнання повинна забезпечувати зручність роботи та безпеку експлуатаційного та ремонтного персоналу, мінімальну довжину в трубопроводі, мінімальні витрати на спорудження котельної, скорочення чисельності експлуатаційного персоналу, автоматизацію технологічних процесів, механізацію ремонтних робіт, можливість розширення котельної при встановленні нового обладнання. Всі рішення, які будуть використовуватися при компоновці обладнання, повинні відповідати вимогам будівельних норм та правил, правил техніки безпеки, санітарних та протипожежних норм [11,12].

Розташування обладнання та теплова схема котельної наведено на кресленні.

3.3 Розрахунок димової труби

Димова труба передбачена для видалення димових газів в атмосферу, а також ефективного розсіювання їх до рівня, що допускається санітарними нормами.

Висота димової труби визначається з умов допустимої концентрації шкідливих викидів, що утворюються при розсіюванні димових газів.

Вихідні дані

Для розрахунку димової труби задаються її існуючою висотою $H=18$ м і діаметром $D_{\text{уст}}=325$ мм.

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.1 Розрахунок розсіювання в атмосферу шкідливих речовин

Розрахунок приводиться для гіршого режиму роботи котельної на мазуті і для найбільш несприятливих метеорологічних умов, котрі залежать від швидкості вітру і температури зовнішнього повітря. Розрахунком визначається максимальна концентрація в приземному шарі шкідливих викидів та їх радіус розсіювання.

Секундний викид сірчистого газу SO_2

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B^{сек} \cdot S^p (1 - \eta'_{SO_2}),$$

де $B^{сек}$ – секундна витрата палива, $B^{сек} = 2 \cdot \frac{15,5}{3600} = 0,0086 \text{ кг/с}$;

S^p – вміст сірки в мазуті на робочу масу, $S^p = 3,5\%$

η'_{SO_2} – частка оксидів сірки, що зв'язуються летючою золою в газоходах котла; для мазуту $\eta'_{SO_2} = 0,02$;

η_{SO_2} – частка оксидів сірки, що уловлюється в золоуловлювачі; $\eta_{SO_2} = 0$

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 15,5 \cdot 2 \cdot \frac{10^3}{3600} \cdot 0,035 \cdot (1 - 0,02) = 0,005892 \text{ / с}$$

Секундний викид оксидів азоту при роботі на мазуті

$$M_{NO_2} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot B^{сек} \cdot Q_H^p \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \beta_1 \cdot (1 - \varepsilon_1 r) \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \varepsilon_2;$$

де k – коефіцієнт, що характеризує вихід оксидів азоту на 1000 кг спаленого умовного палива, кг/т:

$$- \text{ для водогрійних котлів } k = \frac{2,5 \cdot Q}{20 + Q_H},$$

де Q – фактична продуктивність котлів, $Q = G \cdot c \cdot \Delta t$

$$Q = 100 \cdot 4,2 \cdot 20 = 8400 \text{ т/год.};$$

Q_H – номінальна продуктивність котла.

$$k = \frac{2,5 \cdot 8400}{20 + 7,484} = 2,77$$

Q_H^p – нижча теплота згоряння палива, для мазуту $Q_H^p = 40604 \text{ кДж/кг}$;

q_4 – втрати теплоти від механічного недопалу при спалюванні мазуту $q_4 = 0,02\%$;

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

β_1 – коефіцієнт, що враховує вплив на вихід окисів азоту якості палива, що спалюється, при спалюванні мазуту $\beta_1 = 0,8$;

β_2 – коефіцієнт, що враховує конструкцію пальників, для вихрових пальників $\beta_2 = 1$;

β_3 – коефіцієнт, що враховує вид шлаковидалення, для мазуту $\beta_3 = 1$;

ε_1 – коефіцієнт, що враховує ефективність впливу рециркуляційних газів залежно від умов їх подавання в топку, у зв'язку з відсутністю рециркуляції $\varepsilon_1 = 0$;

r – ступінь рециркуляції димових газів, $r = 0\%$;

ε_2 – коефіцієнт, що характеризує зниження викиду окисів азоту при подаванні частини повітря мимо основних пальників, $\varepsilon_2 = 1$.

$$M_{NO_2} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot 2,77 \cdot 2 \cdot \frac{15,5}{3600} \cdot 10^3 \cdot 40604 \cdot \left(1 - \frac{0,02}{100}\right) \cdot 0,8 = 0,026 \text{ г/с}$$

Секундний викид окисів ванадію (в перерахунку на щільність ванадію)

$$M_{V_2O_5} = 10^{-6} \cdot J_{V_2O_5} \cdot B^{сек} \cdot (1 - \eta_{oc}) \cdot (1 - \eta_y),$$

де $J_{V_2O_5}$ – вміст окисів ванадію в мазуті в перерахунку на V_2O_5 ,

$J_{V_2O_5} = 130 \text{ кг/кг}$;

η_{oc} – коефіцієнт осідання ванадію на поверхні котлів, $\eta_{oc} = 0$;

η_y – частка твердих часток, що уловлюються в пристроях очищення, $\eta_y = 0$;

$$M_{V_2O_5} = 10^{-6} \cdot 130 \cdot 15,5 \cdot 2 \cdot \frac{10^3}{3600} = 0,0011 \text{ г/с}$$

Секундний викид твердих часток

$$M_{T.B.} = 0,01 \cdot B^{сек} \cdot \left(\alpha_{yn} \cdot A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32680} \right) \cdot (1 - \eta_3),$$

де A^p – зольність робочої маси палива, $A^p = 0\%$;

α_{yn} – частка золи і твердих часток палива, що виноситься з димовими газами,

$\alpha_{yn} = 0$;

32680 – середнє значення теплоти згоряння горючих речовин, кДж/кг;

η_3 – міра уловлювання твердих часток золоуловлювачами, $\eta_3 = 0$.

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{т.в.} = 0.01 \cdot 15,5 \cdot 2 \cdot \frac{10^3}{3600} \cdot \left(0,02 \cdot \frac{40604}{32680} \right) = 0,002,$$

Об'ємна витрата димових газів

$$V = v_z \cdot B^{сек} \cdot \frac{t_z + 273}{273} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{B}{P},$$

де v_z – об'єм продуктів згоряння за нормальних умов, для мазуту

$$v_z = 14,405 \text{ м}^3/\text{кг};$$

B – нормальний атмосферний тиск, B=760 мм рт. ст.;

P – барометричний тиск повітря, P=746 мм рт. ст.;

t_z – температура димових газів на виході з котла, °C.

$$V = 14,405 \cdot 15,5 \cdot 2 \cdot \frac{10^3}{3600} \cdot \frac{220 + 273}{273} \cdot \frac{760}{746} \cdot \frac{1}{3600} = 0,063 \text{ м}^3/\text{с}$$

Швидкість виходу димових газів з гирла труби

$$\omega = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D_{гир}^2} = \frac{4 \cdot 0,063}{3,14 \cdot 0,325^2} = 0,75 \text{ м/с}$$

Максимальна приземна концентрація шкідливих речовин

$$C_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V} \cdot \Delta t},$$

де A – коефіцієнт, котрий залежить від температурної стратифікації, для України A=160;

n і m – коефіцієнти, що враховують умови виходу димових газів з гирла труби, приймаємо n=1 і m=1 (при $\omega=10...15$);

F – коефіцієнт, що враховує швидкість осідання шкідливих речовин в атмосферному повітрі, для газоподібних домішок F=1;

Δt – різниця температур димових газів і зовнішнього повітря

$$\Delta t = t_z - t_g = 220 - (-19) = 239 \text{ °C}$$

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна концентрація сірчистого ангідриду

$$C_M^{SO_2} = \frac{160 \cdot 0,00589 \cdot 1}{18^2 \cdot \sqrt[3]{0,063 \cdot 239}} = 0,0012 \text{ мг/м}^3$$

Максимальна концентрація двоокису азоту

$$C_M^{NO_2} = \frac{160 \cdot 0,026}{18^2 \cdot \sqrt[3]{0,063 \cdot 239}} = 0,0052 \text{ мг/м}^3$$

Максимальна концентрація оксиду ванадію

$$C_M^{V_2O_5} = \frac{M_{V_2O_5}}{M_{SO_2}} \cdot C_M^{SO_2} = \frac{0,0011}{0,00589} \cdot 0,0012 = 0,00022 \text{ мг/м}^3$$

Максимальна концентрація твердих речовин

$$C_M^{T.B.} = \frac{M_{T.B.}}{M_{SO_2}} \cdot C_M^{SO_2} = \frac{0,002}{0,00589} \cdot 0,0012 = 0,00041 \text{ мг/м}^3$$

3.3.2 Гранично допустимі концентрації шкідливих викидів

Гранично допустимі концентрації шкідливих викидів в атмосферу населених пунктів відповідно до ДСП 173-96:

Двоокис сірки	SO ₂	мг/м ³	0,50
Двоокис азоту	NO ₂	мг/м ³	0,085
Оксид ванадію	V ₂ O ₅	мг/м ³	0,02
Тверді речовини	тв. р.	мг/м ³	0,15

Сірчистий ангідрид SO₂ і двоокис азоту NO₂ за сумісної присутності в атмосфері володіють сумарною дією і сума їх концентрацій не повинна перевищувати одиницю.

$$\frac{C_M^{SO_2}}{ГДК} + \frac{C_M^{NO_2}}{ГДК} \leq 1$$

$$\frac{0,0012}{0,5} + \frac{0,0052}{0,085} = 0,064 < 1$$

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{C_M^{V_2O_5}}{ГДК} + \frac{C_M^{T.B.}}{ГДК} \leq 1$$

$$\frac{0,00022}{0,02} + \frac{0,00041}{0,15} = 0,0137 < 1$$

Таким чином, встановлена в котельній димова труба висотою Н=18 м і діаметром гирла D_{гир}=325 мм забезпечує розсіювання шкідливих викидів в атмосферу відповідно до ГДК:

$$C_M^{SO_2} = 0,0012 \text{ мг/м}^3 < 0,5 \text{ мг/м}^3$$

$$C_M^{NO_2} = 0,0052 \text{ мг/м}^3 < 0,085 \text{ мг/м}^3$$

$$C_M^{V_2O_5} = 0,00022 \text{ мг/м}^3 < 0,02 \text{ мг/м}^3$$

$$C_M^{T.P.} = 0,00041 \text{ мг/м}^3 < 0,15 \text{ мг/м}^3$$

Розташування та елементи труби наведено на кресленні.

3.4 Розробка системи гарячого водопостачання

3.1.1 Визначення кількості води та теплоти на гаряче водопостачання

Витрати тепла на гаряче водопостачання.

При визначенні витрати тепла на гаряче водопостачання Q_{гар} необхідно враховувати тривалість максимального водорозбору води Z_{max} (год.) протягом доби з коефіцієнтом годинної нерівномірності потреби води β та норми водовикористання на одну людину або одиницю продукції g (л).

Максимальна годинна витрата:

$$V_{\max} = V_c / Z, \text{ л/год,}$$

де V_c – добова витрата води, V_c = g · n, л/добу;

g – витрата гарячої води на одну людину у добу, л/чол·добу;

g = 30 л/чол·добу (для підприємств громадського харчування і інших споживачів гарячої води, де за умовами технології потрібний додатковий підігрів води).

Норми витрати води встановлені для основних споживачів і включають всі

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

додаткові витрати (обслуговуючим персоналом, душовими для обслуговуючого персоналу, відвідувачами, на прибирання приміщень і т. п.).

n – число одиниць, що обслуговуються, $n = 93$;

Z – кількість годин використання, $Z = 8$;

$$V_c = 30 \cdot 93 = 2790 \text{ л/добу}$$

$$V_{\max} = 2790/8 = 348,75 \text{ л/год.}$$

Необхідна кількість тепла для нагрівання води:

$$Q_{\text{гар}} = V_{\max} c \cdot (t_{\text{гар}} - t_{\text{хол}}), \text{ Вт/год.}$$

V – кількість нагріваємої води, л/год;

$t_{\text{гар}}$ – температура гарячої води, °С;

$t_{\text{хол}}$ – температура холодної води, °С;

$$Q_{\text{гар}} = 348,75 \cdot 4,18 \cdot (65 - 5) = 87,5 \text{ Вт.}$$

Гідравлічний розрахунок системи гарячого водопостачання житлових приміщень

Ділянка 1-2

Максимальна секундна витрата гарячої води на розрахунковій ділянці q^h , м/с:

$$q^h = 5 q_o^h \cdot \alpha^h$$

де q_o^h – секундна витрата гарячої води з систем у душовій кабіні, яка знаходиться відповідно до ДСТУ-Н Б В.2.5-35:2007 [14] $q_o^h = 0,2$ л/с,

α^h – коефіцієнт, який знаходиться відповідно [32] в залежності від загального числа приладів, N на розрахунковій ділянці мережі та ймовірності їх дії, p^h .

Ймовірність дії санітарно-гігієнічних приладів в житлових приміщеннях:

$$p^h = \frac{q^h \cdot U}{q_o^h \cdot N \cdot 3600}$$

де $q_{\max}^h$ – норма витрати гарячої води, л/год, споживачем в час найбільшого споживання, яка приймається відповідно [32] $q_{\max}^h = 115$ л/год.;

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

U – кількість споживачів води, U= 93 чол.;

N – кількість санітарно-технічних приладів на ділянці, шт., N=43.

Тоді знаходимо коефіцієнт α^h

Згідно з q^h по [32] вибираємо діаметр водопроводу d, мм, керуючись, щоб швидкість руху води була економічно доцільною, яку прийнято вважати 0,9...1,2м/с. Максимальна швидкість руху води в магістралях на стояках внутрішнього водопроводу не повинна перевищувати 3 м/с. Для того щоб зменшити сумарні витрати напору H_e , tot на ділянці 1-2 приймаємо: $V = 0,6$ м/с $d = 25$ мм. Після вибору V та d знаходимо витрату напору на 1 м труби 1000i:

$$1000i = 45.$$

Знаходимо витрату напору по довжині на ділянці 1-2, H_e мм:

$$H_e = i \cdot L,$$

де i – витрата напору на 1 м труби, м;

L – довжина ділянки 1-2,

Сумарні витрати напору з врахуванням місцевих опорів на ділянці 1-2, $H_{e,tot}$, м:

$$H_{e,tot} = H_e \cdot (1+K_c),$$

де K_c – коефіцієнт, який враховує місцеві опори на ділянці 1-2;

За розрахунками отримуємо необхідну потужність, яку повинні забезпечити котли:

$$Q=Q_{ГВП}+Q_{ОП}=87,5+110,7=198,2 \text{ кВт.}$$

					КР.144.6241м.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Дослідницький розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Дерлі В.М.									
Керівник		Соломонюк Н.С							НУК		
Консульт.											

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

4.1 Аналіз проблеми. Формулювання завдання дослідження

Рациональне використання природних ресурсів - одна з найбільше актуальних завдань державної політики кожної країни. Підвищення термодинамічної техніко-економічної ефективності генерації енергії різних видів необхідно розглядати як один з можливих шляхів рішення цього завдання. В цій ситуації необхідність розробки та впровадження новітніх енергоефективних технологій виробництва енергії є надзвичайно актуальною. Великий масив цих технологій вже довгі роки використовується в розвинених країнах світу. Один з них, найбільш розвинений в Європі, це когенерація. За останні роки в світі з'явилися когенераційні технології які спроможні надійно забезпечити надійне енергопостачання майже будь-якого споживача. Зокрема, увагу заслуговують когенераційні установки, які працюють на базі газопоршневих і мікротурбінних двигунів. Це пов'язано з їх високою ефективністю та широким застосуванням подібного обладнання [10,11].

Централізоване енергопостачання в Україні характеризується зношеністю і застарілістю енергетичного обладнання, яке використовують для виробництва теплової та електричної енергії, і які не забезпечують розрахункової ефективності використання палива. Також мають місце великі втрати енергії при її постачанні. З іншого боку ККД промислових та автономних котелень сягає значення ККД енергетичних котлів, а в деяких випадках і значно вище. Всі ці фактори призводять до рекомендації впровадження децентралізованих комбінованих джерел електро- та теплопостачання. Створення таких станції має ряд переваг, серед яких підвищення ефективності використання палива, невеликі строки будівництва, збільшення надійності, зниження втрат при постачанні теплової та електричної енергії. До недоліків впровадження децентралізованих джерел енергії можна віднести проблеми відпуску надлишкової енергії при зниженні потужності

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

споживача, а також труднощі погодження графіків тепло- та електропостачання [11].

При побудові свого незалежного джерела енергії споживач має можливість значно підвищити енергетичну надійність завдяки роботі паралельно з централізованою мережею, а також зменшити витрати на енергозабезпечення завдяки закупці енергії від централізованих постачальників тільки в період пільгового нічного тарифу. Сучасні комбіновані джерела енергії мають дуже низькі показники шкідливих викидів, що поліпшує екологічну обстановку регіону [11].

Виходячи з цього, формулюємо *задачу дослідження*: розробити індивідуальне джерело для тепло- та електропостачання споживачів будівлі при високій економічній ефективності.

На сьогоднішній день децентралізовані комбіновані системи виробництва теплової та електричної енергії (когенераційні установки) є одним з пріоритетних напрямків модернізації енергетичної системи розвинених країн світу.

Серед переваг використання комбінованих джерел в малої енергетиці у порівнянні з традиційним енергозабезпеченням від регіональних мереж можна відмітити більш ефективне використання палива, зменшення технологічних втрат при транспортуванні [11].

Лідерами по впровадженню когенераційних установок в своїх країнах є Данія та Нідерланди, вони мають понад 50% долі когенераційних потужностей в загальному обсязі виробництва енергії в країні. В середньому по всіх країнах ЕС ця доля займає приблизно 18%. Доля децентралізованого комбінованого вироблення енергії в Україні ледве сягає 0,5 % в загальному обсязі виробництва енергії [11].

Таким чином, для рішення поставленої задачі будемо використовувати когенераційну установку малої потужності.

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Вибір двигуна для когенераційної установки

На сьогоднішній день основними приводами генераторів для децентралізованих малих теплових електростанцій є газові поршневі (ГПД) та турбінні двигуни (ГТД).

Аналіз різноманітних когенераційних технологій показав [11], що при конкретній реалізації інвестиційного проєкту, у першу чергу, слід починати з аналізу вибору для конкретного об'єкта ефективності використання палива. Далі слід розглядати особливі вимоги, які необхідно виконати (підвищені вимоги щодо екологічних викидів, шумів, вібрацій і т. д.).

Як показано в [11], найбільш ефективні енергетичні об'єкти, де працюють поршневі силові машини, але також зазначено, що крім типу когенераційної установки та її номінальної потужності, показник енергетичної ефективності залежить від правильності вибору додаткового устаткування когенераційної схеми, кваліфікації проєктного й монтажного персоналу при реалізації проєкту й кваліфікації експлуатаційного персоналу. Не варто забувати й про вплив професійно й вчасно проведених робіт із сервісного обслуговування. У зв'язку із цим, ще до початку реалізації проєкту, слід врахувати всі показники ефективності.

До числа основних переваг газопоршневих установок варто віднести високий електричний ККД - до 40%, великий ресурс, високу ремонтпридатність. Недоліками ДВЗ є значні розміри і маса, велика витрата масла, недостатньо висока надійність через велику кількість тертьових деталей, обмеження часу роботи на неповній потужності. Зазначених недоліків позбавлені газотурбінні установки малої потужності (мікро ГТУ, МГУ). Компактність, простота конструкції, можливість тривалої автономної роботи, низький рівень викидів, вібрацій, шуму, легкість і швидкість запуску роблять мікро ГТУ основним конкурентом газопоршневим установкам і дизель-генераторам на ринку устаткування для розподіленого виробництва енергії. Крім того, мікро ГТУ дозволяють паралельно з електричною виробляти у великій кількості теплову

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

енергію для робити систем гарячого водопостачання, опалення, здійснення різноманітних технологічних процесів [12].

Основним недоліком ГТУ є низька паливна економічність у порівнянні із ДВЗ. Однак, аналіз областей застосування мікро ГТУ [13] показує, що високий ККД не є головною вимогою до цих енергоустановок. Крім того, висока температура вихлопних газів дозволяє паралельно з електричної робити теплову енергію у вигляді гарячої води або пари - здійснювати когенерацію.

У [11] визначені та обґрунтовані рекомендації щодо впровадження когенераційних технологій в залежності від необхідного навантаження та умов експлуатації. Розглянутий діапазон роботи установок до 20 МВт, було умовно поділено на діапазон малих потужностей до 0,8 МВт, середніх потужностей 0,8...6МВт, та діапазон великих потужностей 6... 20 МВт.

В кожному з діапазонів були порівняні різні типи когенераційного обладнання за енергетичними, технологічними та екологічними показниками. До складу технологічних показників увійшли: ресурс до капітального ремонту; періоди між технічним обслуговуванням; максимальне навантаження, яке може прийняти установка при пуску; період встановлення напруги і частоти при максимальному різкому збільшенні навантаження; питома вага та температурний діапазон експлуатації. До складу екологічних показників увійшли рівень шуму, рівень викидів NO_x та CO .

Порівняльний аналіз показав, що в діапазоні до 0,8 МВт найбільш доцільно використовувати мікротурбінні (МТУ) когенераційні установки табл. 4.1 [11].

Зазначимо, що енергетичні показники МТУ трохи нижче, ніж у подібних установок на базі ГПУ. Проте мікротурбінні установки мають можливість приймати 100% навантаження за один етап, а також малу інерційність. Устаткування даного класу найбільше ефективно покриває графік теплового й електричного навантаження в умовах його різкої добової зміни. У газопоршневому двигуні на навантаженнях менш 50 % від номіналу відбувається зниження електричного ККД до 10%. На малих потужностях саме ці показники є ключовими. Виключенням є такі умови, в яких не має високих вимог до рівня

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шкідливих викидів, а також умови, коли графік теплового та електричного навантаження змінюється не більш як на 25%. Це пов'язано з меншою надійністю роботи газопоршневого обладнання в умовах різкого зниження навантаження або на навантаженнях менш ніж 50% від номінальної потужності протягом декількох годин. Тож завдяки цим показникам мікротурбінні установки вже можуть скласти конкуренцію газопоршневим двигунам [11].

Таблиця 4.1

**Показники роботи газопоршневих (ГПД) та мікротурбінних (МТУ)
когенераційних установок в діапазоні навантажень до 0,8 МВт**

Найменування показника	Когенераційна установка	
	на базі ГПУ	на базі МТУ
Енергетичні показники		
ККД електричний, %	38	29
ККД тепловий, %	47	47
Коефіцієнт використання палива (КВП), %	85	76
Показники надійності		
Ресурс до капітального ремонту, мотогодини	48 000	74 000
Періоди між технічним обслуговуванням	1000	4000
Максимальне навантаження, яке може прийняти установка при пуску (від номіналу), %	25	100
Період встановлення напруги і частоти при максимальному збільшенні навантаження, с	8	0,3
Питома вага, кг/кВт	34	20
Температурний діапазон експлуатації, °С	-20 ÷ +35	-40 ÷ +40
Ергономічні і технологічні показники		
Рівень шуму на відстані 1м, дБ	100	75
Рівень шкідливих викидів (NO _x при 15% O ₂), ppm	85	27
Рівень шкідливих викидів (CO при 15% O ₂)	250	19

Інвестиційну привабливість мікротурбінних установок можна підвищити, якщо використовувати ГТУ складних циклів. Так використання регенерації теплоти може підвищити ККД ГТУ малої потужності на 4...5 % (абсолютних) з

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідним підвищенням КВП. Тож попередньо отримаємо: ККД електричний – 33...35 % ; коефіцієнт використання палива (КВП), 86,5...91,2 %

Таким чином, використання ГТД складного циклу (з регенерацією теплоти) дозволить підвищити електричний ККД до ККД газопоршневого двигуна, при цьому коефіцієнт використання теплоти буде більше ніж в установці з газопоршневим двигуном.

4.3 Аналіз циклів мікро ГТУ

На рис. 4.1 показана базова конструкція МГУ. До складу двигуна входять одноступінчастий відцентровий компресор 1, кільцева або індивідуальна камера згоряння 2 і доцентрова турбіна 3 [14]. Ротор турбіни - одновальний, з безредукторним приводом високообертового електрогенератора 4, що видає електричну енергію в мережу через перетворювач частоти. Турбіна двигуна, як правило, неохолоджувана, тому що малі розміри проточної частини не дозволяють використати складні системи охолодження. Цикл, за яким працює мікро ГТУ, простий або регенеративний.

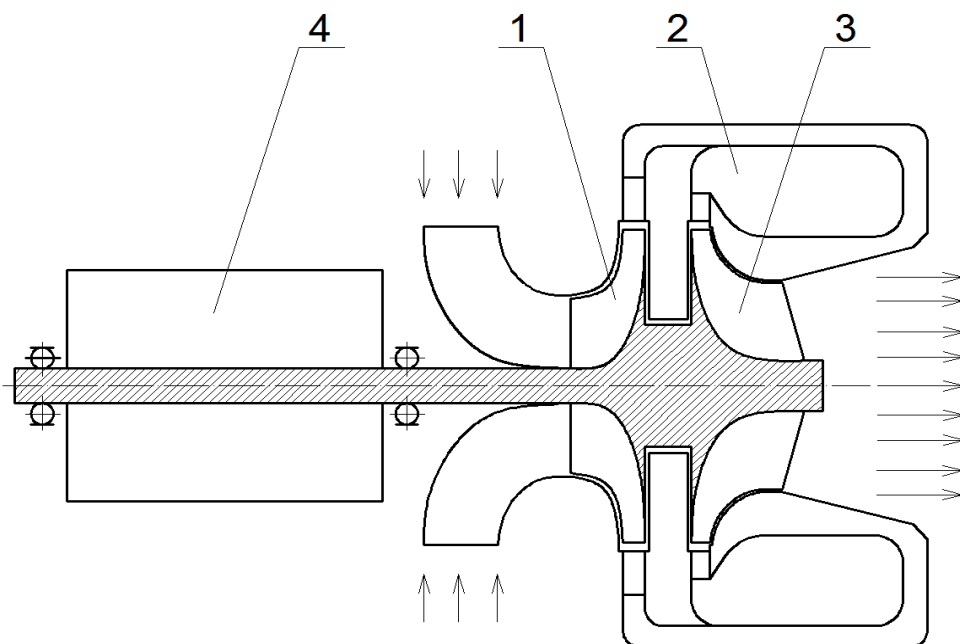


Рис. 4.1 Конструктивна схема мікро ГТУ:

- 1 - відцентровий компресор; 2 - кільцева камера згоряння;
3 - доцентрова турбіна; 4 - високообертовий електрогенератор

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибір оптимальних параметрів мікро ГТУ на етапі термодинамічного розрахунку базується на аналізі циклу Брайтона. Вибір ступеня підвищення тиску в компресорі й відповідної їй питомої роботи двигуна визначає багато в чому ефективність всієї енергетичної установки, що, ґрунтуючись на базовій проточній частині, може реалізовувати як простий так і регенеративний цикл, цикл із утилізацією тепла вихлопних газів.

В основу термодинамічного розрахунку газотурбінного двигуна була прийнята математична [15], в основі якої лежать рівняння роботи окремих елементів двигуна, закони, що визначають фізичний взаємозв'язок між елементами двигуна з урахуванням зміни теплоємності й витрати робочого тіла й завданням коефіцієнтів, що характеризують втрати в елементах двигуна.

Розглядалися схеми ГТУ простого циклу, простого циклу з регенерацією тепла, і схеми когенераційних установок ГТУ з утилізацією тепла і ГТУ регенеративного циклу з утилізацією тепла (рис. 4.2).

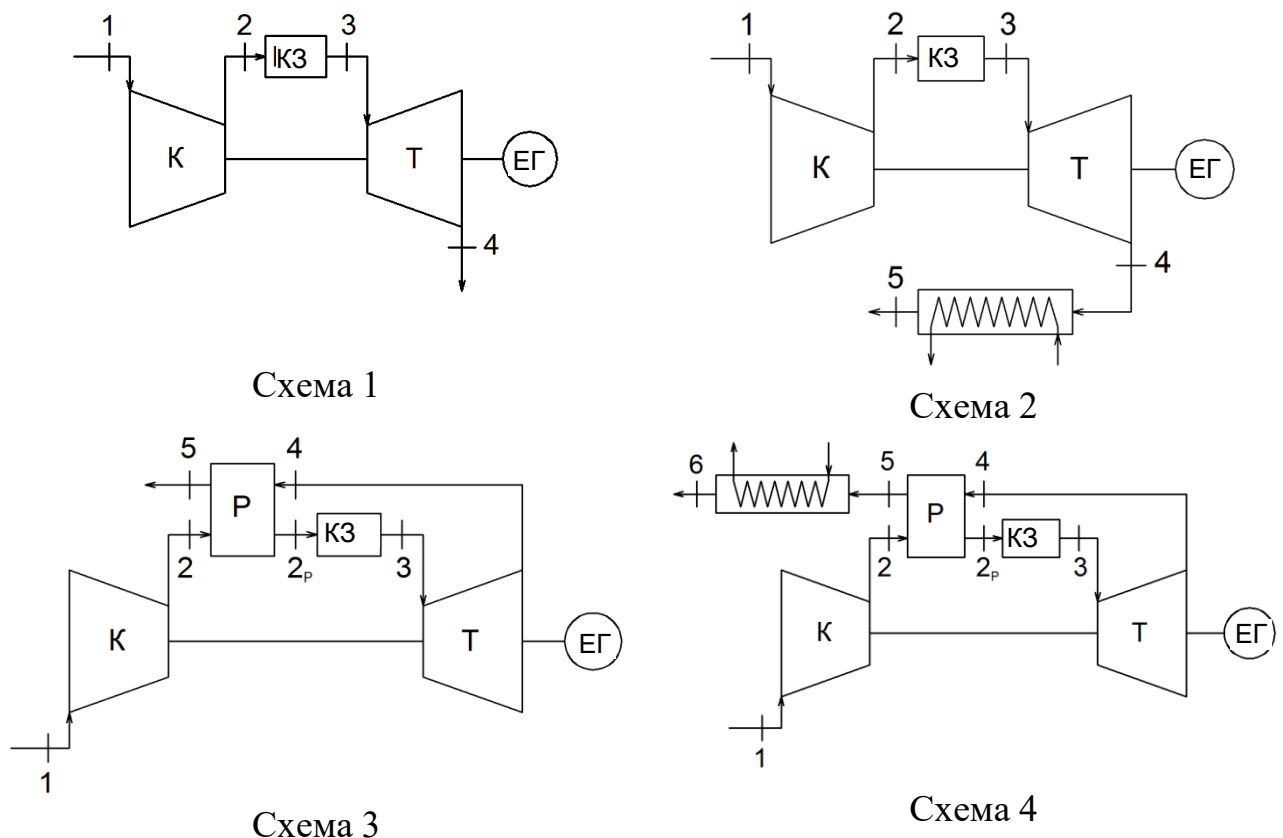


Рис. 4.2 Термодинамічні схеми мікро ГТУ:

1 – ГТУ простого циклу; 2 ГТУ з утилізацією тепла 3 – ГТУ з регенерацією тепла; 4 – ГТУ регенеративного циклу з утилізацією тепла

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані для термодинамічного розрахунку - характерні для сучасних МГУ [14]:

Температура на виході із камери згоряння (максимальна температура перед турбіною) ГТУ $T_3=1000, 1150, 1250$ °С;

політропний ККД компресора - $\eta_k=0,8$;

адіабатний ККД турбіни $\eta_a=0,89$;

коефіцієнти відновлення повного тиску у ГТД:

у вхідному пристрої $v_{вх}=0,99$,

у камері згоряння $v_{кз}=0,96$,

у системі газовидалення турбіни $v_{вих}=0,99$;

механічний ККД $\eta_m=0,985$;

коефіцієнти відновлення повного тиску по гарячій і холодній стороні регенератора $v_{pг} = v_{pх} = 0,97$;

температура газу на виході з котла-утилізатора $t=120$ °С;

паливо - метан.

На рис. 4.3 і 4.4 наведені результати розрахунку термодинамічного циклу ГТУ простої схеми - залежність питомих параметрів простого циклу МГУ від ступеня підвищення тиску π_k . З ростом початкової температури газів T_3 , зростає ефективний ККД циклу η_e й питома робота L_e , оптимальний ступінь підвищення тиску $\pi_{k\text{ опт}}$ зміщується у бік більше високих значень. Так, для мікро ГТУ простого циклу при $T_3 = 1150$ °С і $\pi_k = 9$ ККД складе 23,2 %.

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

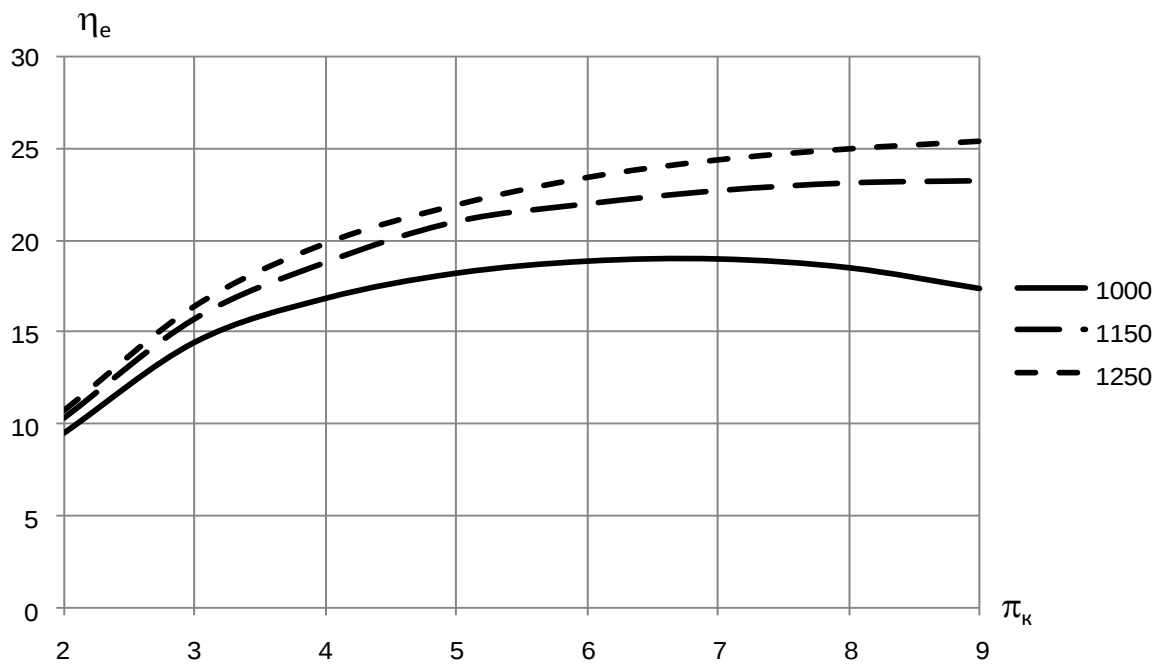


Рис. 4.3 Залежність ККД мікро ГТУ від π_k та
максимальної температури газу

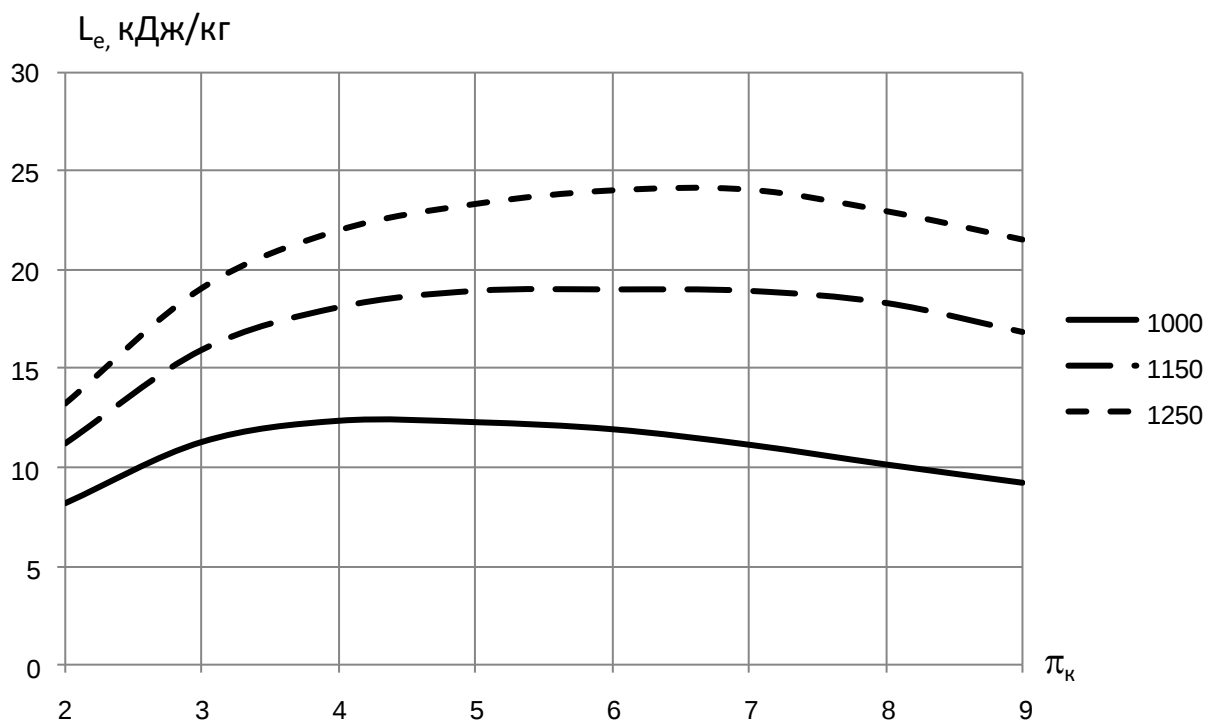


Рис. 4.4 Залежність питомої роботи мікро ГТУ від π_k та
максимальної температури газу

Вибір максимальної температури газів перед турбіною, у відмінності від ГТУ великої й середньої потужності, тут обумовлений конструктивними особливостями мікро ГТУ. Збільшення зазначених параметрів веде до підвищення питомої роботи й зниженню потрібної витрати повітря для забезпечення заданої потужності. Для мікро ГТУ це приводить до вкрай малих висот елементів проточної частини двигуна. Зменшення мінімальної висоти проточної частини нижче 4 мм веде за собою різке зниження ККД ключових елементів двигуна - компресора й турбіни. Тому, доцільним є зменшення розрахункового ступеня підвищення тиску з 8...9 до 4...5, і одержання прийнятних висот проточної частини.

Зменшення π_k щодо оптимального значення по ефективному ККД термодинамічного циклу, може бути також виправдано, якщо планується створення когенераційної енергетичної установки. При фіксованій початковій температурі газу, зменшення π_k приводить до росту температури вихлопних газів й, отже, дозволяє отримати більше теплової енергії в котлі-утилізаторі (рис. 4.5). Для $T_3 = 1150^\circ\text{C}$ і $\pi_k = 9$ отримуємо $Q/Ne = 2,9$.

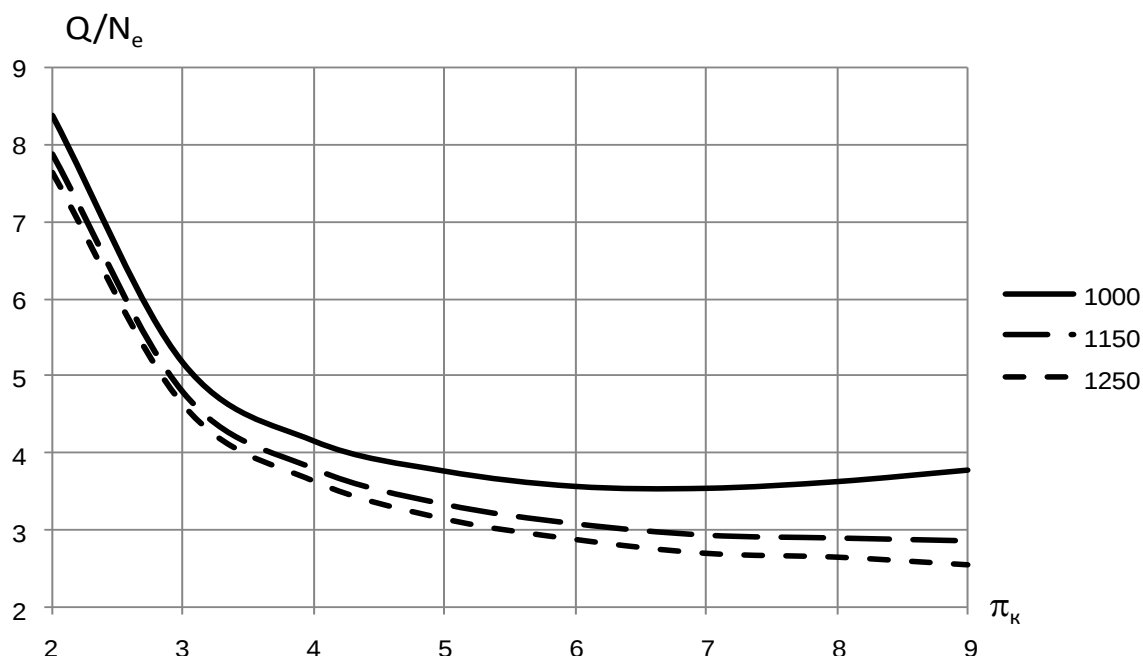


Рис. 4.4 Залежність питомої роботи мікро ГТУ від π_k та максимальної температури газу

Низький ступінь підвищення тиску π_k МГТУ дозволяє створити більше ефективну регенеративну енергетичну установку на базі проточної частини ГТУ простого циклу, тому що оптимальний ступінь підвищення тиску в регенеративному циклі зміщається у бік малих значень (рис. 4.5).

Установка регенератора на МГТУ простого циклу дозволить збільшити ефективний ККД двигуна при деякому зниженні потужності й коефіцієнті використання палива (рис. 4.6).

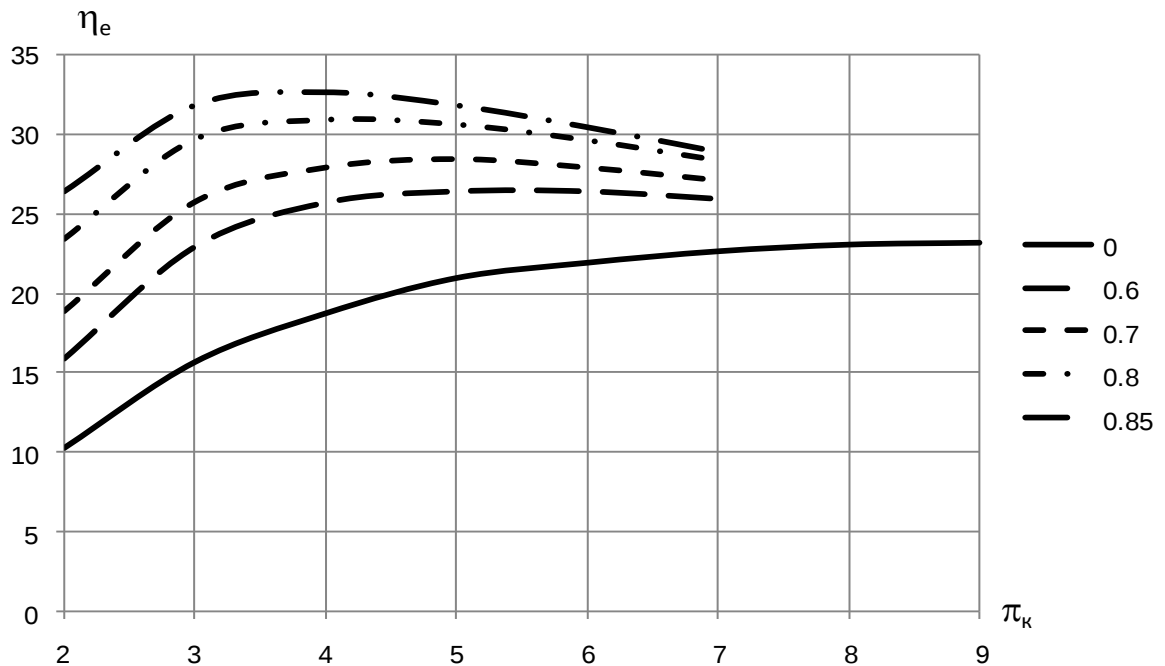


Рис. 4.5 Залежність ККД мікро ГТУ від π_k та ступеню регенерації r
(при максимальній температурі газу $T_3=1150^\circ\text{C}$)

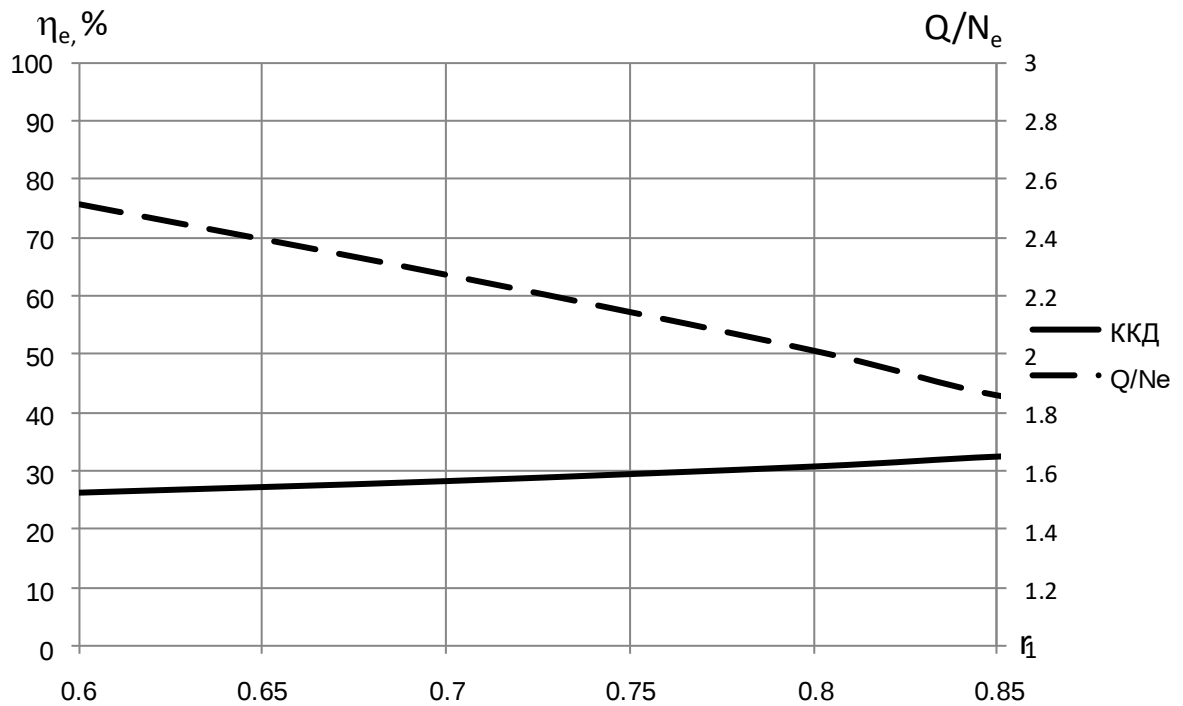


Рис. 4.6 Залежність ККД та КВТ мікро ГТУ від ступеню регенерації r (при максимальній температурі газу $T_3=1150^\circ\text{C}$)

Зниження питомої потужності двигуна при збільшенні ступеня регенерації проходить під впливом додаткових гідравлічних втрат внесених регенератором, а зменшення коефіцієнта використання палива - зменшенням температури вихлопних газів.

4.4 Розробка схеми когенераційної установки

Розглянемо схеми застосування когенераційних мікротурбінних установок в комунальній енергетиці, для автономного енергопостачання будинку. У зв'язку з тим, що добовий графік електричного та теплового навантаження різко змінюється (рис. 4.7), рекомендується застосування двох когенераційних мікротурбінних установок.

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

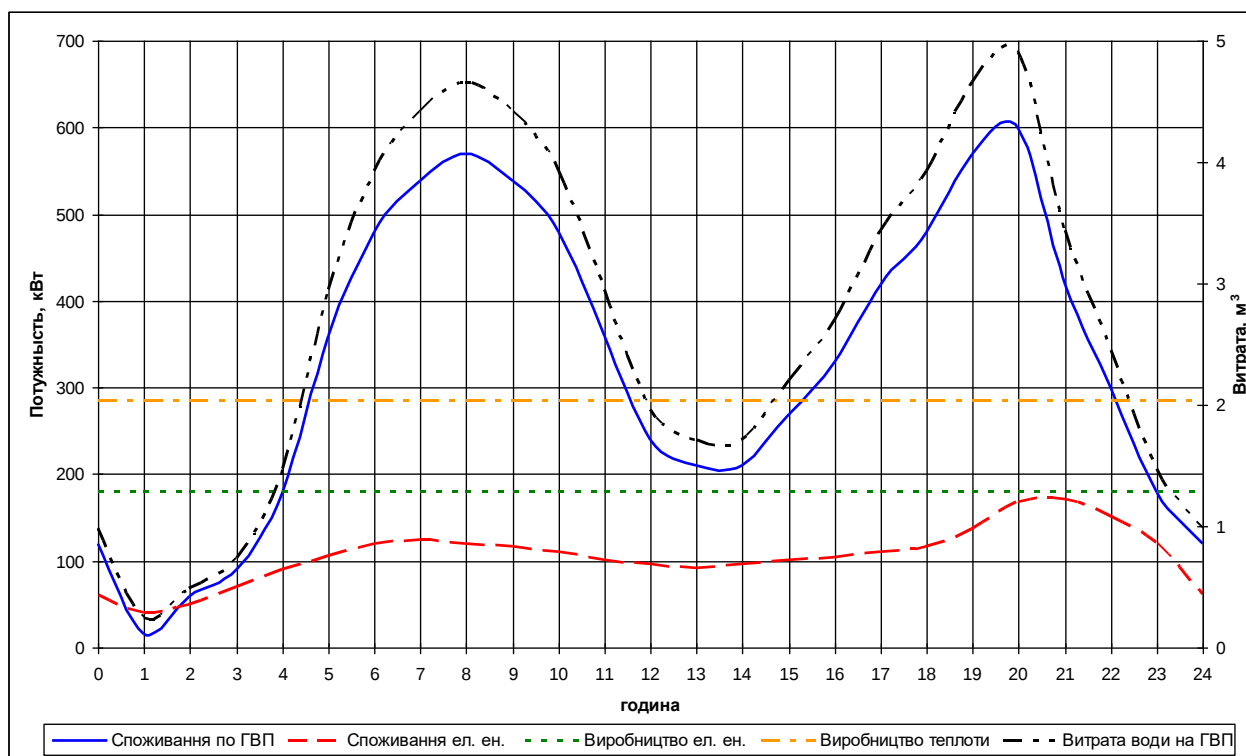


Рис. 4.7 Добовий графік енергозабезпечення житлового будинку

У [11] пропонується використати наступні схеми енергозабезпечення:

- з акумуляційним баком - накопичувачем (рис. 4.8);
- з газовим піковим котлом (рис. 4.9);

У схемі на рис. 4.8 підігріта вода з температурою 95°C після утилізаційного теплообмінника 2 надходить до мережного теплообмінника житлового будинку. У випадку збільшення теплового споживання вода після утилізаційного теплообмінника подаватиметься до газового пікового котла (ГК), де вона буде підігріватись до нормативних параметрів, а далі надходитиме до мережного теплообмінника житлового будинку

У схемі на рис. 4.9 гаряча вода після утилізаційного теплообмінника 2 з температурою 95°C надходить у бак накопичувач - акумулятор з електричним підігрівом, де змішується з накопиченою раніш гарячою водою, а при необхідності догрівається до нормативних параметрів та надходить до мережного теплообмінника житлового будинку.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.144.6241м.03.04.ПЗ

Арк.

Автоматизована система управління за допомогою контрольних датчиків, визначає кількість електроенергії, яку необхідно затратити для нагріву води у БН, а також витрату води, яка направляється на мережний теплообмінник.

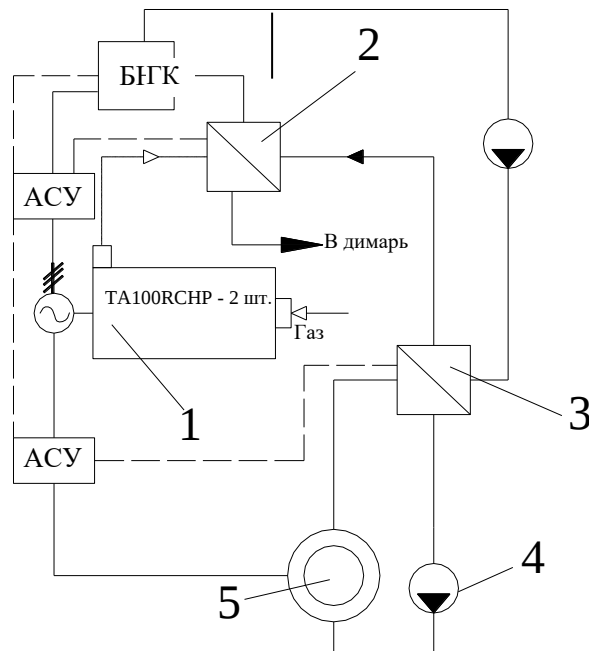


Рис. 4.8 Принципова схема автономного енергопостачання будинку
з піковим газовим котлом

1 – мікротурбінна установка; 2 – утилізаційний теплообмінник (котел - утилізатор); 3 – мережний теплообмінник; 4 – мережний насос; 5 – споживач теплового та електричного навантаження; АСУ – автоматизована система управління; ГК – газовий піковий котел

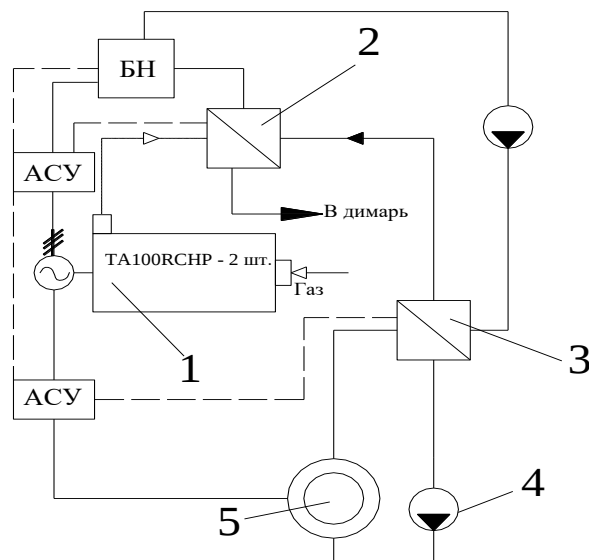


Рис. 4.9 Принципова схема автономного енергопостачання будинку
з тепловим акумулятором

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БН - бак накопичувач - акумулятор при падінні витрати ГВП з електричним підігрівом при падінні електроспоживання, інші позначення як на рис. 4.8.

За результатами [11] найбільш економічно доцільною виявилась схема з акумуляційним баком - накопичувачем рис. 4.8.

З рис. 4.7 видно, що у години «пік» необхідне теплове навантаження по ГВП значно перевищує номінальне, що виробляється на мікротурбінних установках. Оскільки графік електричного навантаження впродовж доби знижується до 40 кВт, то можливо застосування акумуляційного бака - накопичувача води системи гарячого водопостачання з електричним підігрівом власною електроенергією у години падіння електроспоживання будинку. У такому ж режимі дві мікротурбінні установки впродовж доби будуть працювати з навантаженням 90% від номіналу і тим самим повністю покривати електричний графік навантаження, а залишок електричної енергії буде направлятися для підігріву води ГВП. Також у нічні та денні «провали» графіка ГВП, буде залишок теплової енергії від когенераційних установок. Цей залишок у вигляді гарячої води також буде подаватися у бак - накопичувач.

Об'єм БН можна прийняти виходячи з максимальної витрати по ГВП впродовж доби – 4,9 м³/год., з збільшенням на 10 % для резервного аварійного запасу. Таким чином, об'єм бака накопичувача - акумулятора з електричним підігрівом складатиме 5,4 м³. Бак накопичувач може також застосовуватися як пожежний резервуар та розташовуватися у підвалі, або на даху житлового будинку.

Оскільки основна частина надлишкової електричної потужності припадає на нічні години доби, то за її рахунок можна організувати зовнішнє освітлення вулиці, а також робити зарядку резервних джерел безперебійного живлення, або можливо зниження електричної потужності МТУ у нічному режимі на 5% впродовж 3,5 годин без зниження електричного ККД.

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середньодобові показники енергетичної ефективності роботи когенераційної мікротурбінної установки простого циклу:

- електричний ККД - 29,0 %,
- коефіцієнт використання теплоти палива всієї схеми - 72,0 %.
- середньодобовий коефіцієнт завантаження мікротурбінного устаткування складатиме - 0,9.

Вироблена за допомогою мікротурбінних установок електроенергія має високу якість та може використовуватися для роботи електроспоживаючого обладнання без стабілізаторів напруги.

Інша схема енергозабезпечення багатоквартирного житлового будинку (рис. 4.8) має відмінність від попередньої у застосування газового водогрійного котла замість бака накопичувача - акумулятора. За цією схемою змінюється режим роботи когенераційного мікротурбінного обладнання. Автоматизована система управління установками буде відслідковувати графік навантаження впродовж доби та знижувати, або підвищувати потужність мікротурбін, в залежності від електроспоживання житлового будинку. Усе теплове навантаження від когенераційних установок буде надходити у систему ГВП. Водогрійний газовий котел потужністю 400 кВт буде працювати у години, коли теплової потужності від когенераційної установки не буде вистачати для забезпечення графіка ГВП.

У зв'язку з тим, що мікротурбінні установки у даній схемі будуть працювати у частковому режимі, середньодобовий коефіцієнт завантаження становить 0,7. Тоді середньодобові показники енергетичної ефективності роботи когенераційної мікротурбінної установки простого циклу будуть:

- електричний ККД - 24,0 %,
- коефіцієнт використання теплоти палива всієї схеми - 71,0 % (%, за умови, що ККД водогрійного котла складає 95%).

Отже енергетична ефективність цієї схеми нижче попередній, але не потрібно виділяти велику площину для розміщення бака накопичувача.

Пропонується також розглянути схему когенераційної установки в якій вихлопні гази з ГТД подаються до комбінованого котла (рис.4.10). Котел може

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

працювати як утилізаційний, але він обладнаний топкою з пальниками. При підвищенні теплового навантаження на установку у топці котла, почне спалюватись природний газ внаслідок цього його теплопродуктивність підвищиться.

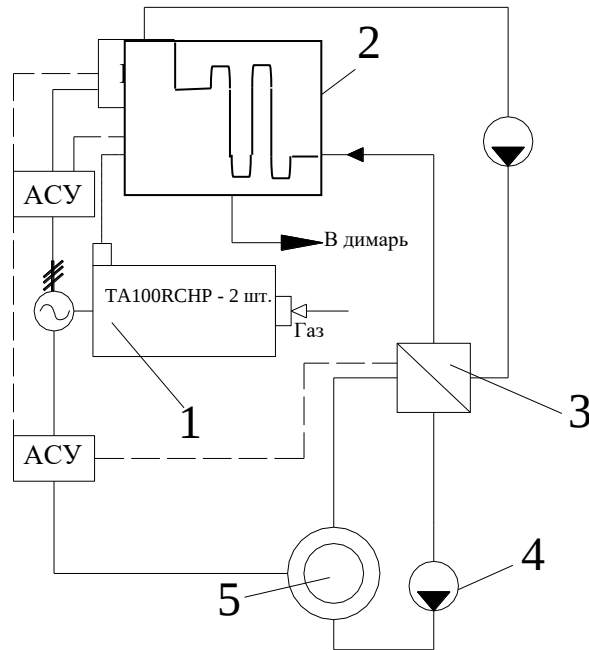


Рис. 4.10 Принципова схема автономного енергопостачання будинку з тепловим акумулятором

2 – комбінований котел - утилізатор, інші позначення як на рис. 4.8.

Дана установка при роботі чисто в утилізаційному режимі матиме параметри як установка, що зображена на рис. 4.9, причому роль бака - акумулятора буде виконувати власне сам котел.

При подачі палива у топку котла параметри установки почнуть наближатись до установки, що зображена на рис. 4.8. Проте вона матиме перевагу над цією установкою внаслідок відсутності утилізаційного котла.

Крім високих показників енергетичної ефективності, застосування подібних схем для автономного енергопостачання житлового багатоквартирного будинку суттєво знизить витрати на транспортування енергії. Надійність енергопостачання буде підвищена, якщо когенераційні установки будуть працювати «паралельно» з мережею, тобто основна централізована мережа буде використовуватися як резервне джерело електропостачання.

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.5 Висновки

Виходячи із отриманих результатів пропонуємо в якості основного двигуна когенераційної установки використати мікро ГТУ, що працює на схемі з регенерацією теплоти.

Приймаємо параметри ГТУ:

максимальна температура газу $T_3 = 1150^\circ\text{C}$

ступінь підвищення тиску $\pi_k = 4$

ступінь регенерації 0,85.

В результаті отримаємо:

ККД електричний ГТУ 32,6 %

відношення теплопродуктивності установки до потужності двигуна $Q/Ne = 1,85$.

Обираємо для когенераційної установки схему, що зображена на рис. 4.10 (з комбінованим газовим котлом), в якій вихлопні гази ГТУ подаватимуться до топки котла.

					КР.144.6241м.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Конструкторський розділ	Літ.	Арк.
Студент	Дерлі В.М.						Аркушів
Керівник	Соломонюк Н.С						
Консульт.						НУК	

РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

Розробка теплообмінного апарату

6.1 Загальні відомості

Для підігріву теплоносія системи ГВП об'єкту від теплоносія котлу використовуються теплообмінні апарати. Найбільше розповсюдження при вирішенні такої задачі отримали пластинчасті теплообмінники.

Пластинчасті теплообмінні апарати призначені для передачі тепла від гарячого робочого середовища до холодного через теплопередавальну поверхню. Поверхня теплообміну пластинчастих теплообмінних апаратів представляє собою набір тонких штампованих теплопередавальних пластин з гофрованою поверхнею. Пластини в цих апаратах виготовляють з корозійностійкої сталі та титану. Потік робочого середовища в каналах, які створені пластинами, піддається штучній турбулізації при порівняно невеликих витратах енергії. Оптимальні розміри каналів для робочих середовищ, а також різні варіанти компоновки цих каналів дозволяють інтенсифікувати процес теплопередачі в два–три рази порівняно з теплопередачею в кожухотрубчастих теплообмінних апаратах.

Пластинчасті теплообмінні апарати характеризуються високою інтенсивністю процесів тепловіддачі та теплопередачі при помірних гідравлічних опорах. Їх можна застосовувати для рекуперації тепла між потоками робочих середовищ для нагріву, охолодження, конденсації та випарювання рідин, парів та їх сумішей. Ці апарати можуть бути двопоточними та багатопоточними, тобто можуть застосовуватися для теплообміну між трьома та більшою кількістю середовищ в одному апараті.

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Конструкція та основні елементи пластинчастого теплообмінного апарата

Пластинчасті теплообмінні апарати за конструкцією поділяються на розбірні, напіврозбірні (зі здвоєними пластинами) та нерозбірні (зварні) апарати;

Розбірні теплообмінні апарати можуть працювати при тиску від 0,002 до 1 МПа і температурі робочих середовищ від -20 до $+180^{\circ}\text{C}$. Площа поверхні теплообміну їх становить від 1 до 800 м^2 .

Напіврозбірні апарати зі здвоєними пластинами призначені для роботи при тиску від 0,002 до 1,6 МПа по звареній порожнині і від 0,002 до 1 МПа – по розбірній порожнині і температурі робочих середовищ від -20 до $+200^{\circ}\text{C}$. Площа поверхні теплообміну їх становить від 12,5 до 320 м^2 .

Нерозбірні (зварні) апарати призначені для роботи при тиску від 0,0002 до 4 МПа і температурі робочих середовищ від -70 до $+300^{\circ}\text{C}$. Площа поверхні теплообміну їх становить від 100 до 500 м^2 .

Пластинчасті теплообмінні апарати мають різну степінь доступу до механічного очищення та огляду поверхні теплообміну: у розбірних апаратів пластини відокремлені одна від іншої прикладками, у напіврозбірних апаратів пластини попарно зварені, і доступ до поверхні теплообміну можливий лише збоку ходу одного з робочих середовищ; у нерозбірних апаратів всі пластини зварені між собою; і тому доступу в канали для їх механічного очищення немає. Очищення таких апаратів здійснюється промивкою хімічними розчинниками.

В розбірних та напіврозбірних конструкціях розборку та складання апаратів при очищенні теплопередавальних поверхонь від забруднень можна здійснювати швидко і при мінімальних витратах праці. При ремонті апаратів також не потрібні великі зусилля (спрацьовані прокладки та пластини замінюють запасними).

В теплопередавальних пластинах розбірних апаратів по їх контуру передбачено паз, у якому закріплені ущільнювальні прокладки з гуми спеціальних теплостійких марок. Пластини установлюють на раму теплообмінника, яка складається з кількох штанг, рухомих та нерухомих плит із затискними гвинтами.

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нерухома плита звичайно закріплена до підлоги, рухома – на ролику підвішена до верхньої штанги та може рухатися по ній. На плитах розміщуються штуцери для приєднання технологічних трубопроводів.

При однопакетному компонованні пластин допускається установка усіх чотирьох штуцерів на нерухомій плиті, що полегшує експлуатацію апарата.

На апараті може бути встановлено більше чотирьох штуцерів, наприклад, для відведення несконденсованих газів, зливу продуктів тощо.

Розбірні теплообмінні апарати встановлюють на консольній рамі (виконання 1), на двохопорній рамі (виконання 2), на трьохопорній рамі або рамі з нерухомою опорою усередині (виконання 3).

Основна деталь розбірного пластинчастого теплообмінного апарата – гофрована теплопередавальна пластина. Група пластин, що утворює систему каналів, у яких робоче середовище рухається лише в одному напрямку, складає пакет.

Один або кілька пакетів, стиснутих між нерухомою та рухомою плитами, створюють секцію. При складанні пакету пластини повернуті одна відносно другої на 180°, причому усі гумові прокладки розташовуються з боку рухомої плити. У кутах пластин розміщуються отвори для проходження робочих середовищ. В каналах апарата, які складаються з пластин, передбачені точки опори гофр, що дозволяє витримувати в апараті різницю тисків з обох боків пластини, а також підвищений внутрішній тиск у каналах при збереженні герметичності.

У проміжних і кінцевих пластинах може бути одно, два або три отвори, кількість яких визначають відповідно схемі компоновки пластин в теплообміннику.

Кожна пластина в працюючому апараті омивається двома середовищами: з одного боку – охолоджуваним, з другого – нагрітим. Середовища, які протікають поперек гофрів, турбулізуються, що сприяє інтенсифікації теплообміну. Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообмінному апараті приведена на рис. 5.1.

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

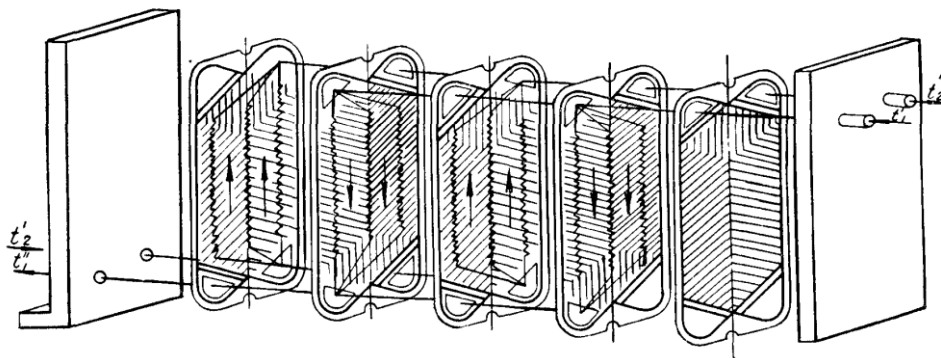


Рис.5.1 Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообмінному апараті

При формах та розмірах гофр, прийнятих для промислових пластинчастих теплообмінних апаратів, вже при $Re > 50-200$ стабілізація потоку порушується, потік становиться турбулентним. Порушення стабілізації граничного підшару сприяє підвищенню інтенсивності тепловіддачі. При роботі на середовищах типу вода-вода коефіцієнт теплопередачі складає $3000-5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

При компонованні пластинчастих розбірних теплообмінних апаратів за схемою, визначеною розрахункам, можна отримати оптимальну кількість каналів в пакеті та пакетів в секції для кожного робочого середовища.

Компоновку теплообмінного апарата можна змінити відповідно до конкретної кількості кожного з робочих середовищ, напору та заданому тепловому режиму, завдяки чому характеристику апарата можна наблизити до оптимальної та підвищити коефіцієнт теплопередачі.

Компоновку пластин в апараті та напрям руху робочих середовищ зображають на схемах, що складаються відповідно тепловим та гідродинамічним розрахункам. Схему найпростішого пластинчастого теплообмінного апарата (рис. 5.1), який складається з п'яти пластин, що формують по два паралельних канали для кожного робочого середовища, умовно представляють як $Sx \frac{2}{2}$.

Теплообмінні апарати промислового призначення часто мають більш складні схеми компоновки каналів та теплопередавальних поверхонь.

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3 Проектний розрахунок теплообмінного апарата

Розрахунок витрати теплоносія необхідний для визначення типорозміру та подальшого визначення площі поверхні теплообміну апарата.

Вихідні дані для розрахунку:

$Q_{оп} = 110,7$ кВт – теплове навантаження;

$c = 4,187$ кДж/(кг·°C) – теплоємність води;

гаряча сторона – сторона, що нагріває;

холодна сторона – сторона, що нагрівається;

$t'_1 = 90^\circ\text{C}$ – температура води на вході до гарячої сторони апарата;

$t'_2 = 60^\circ\text{C}$ – температура води на виході з гарячої сторони апарата;

$t''_1 = 5^\circ\text{C}$ – температура води на вході до холодної сторони апарата;

$t''_2 = 60^\circ\text{C}$ – температура води на виході з холодної сторони апарата;

Масова витрата теплоносія розраховується за формулою:

$$G_{нагр}^{\max} = \frac{Q_n}{c(t_1 - t_2)}, \text{ кг/год, тоді:}$$

Масова витрата по гарячій стороні

$$G_{нагр}^{\max} = \frac{110700}{4187 \cdot 85} = 309 \text{ кг/год,}$$

тоді при густині води $\rho = 916,93$ кг/м³ об'ємна витрата $V_{оп}$ дорівнює 10,88м³/год.

Масова витрата по холодній стороні

$$G_{охл}^{\max} = \frac{110700}{4187 \cdot 55} = 614 \text{ кг/год,}$$

тоді при густині води $\rho = 961,92$ кг/м³ об'ємна витрата $V_{оп}$ дорівнює 21,86м³/год.

Приймаючи оптимальну швидкість течії теплоносія між пластинами приблизно 1 м/с, розрахуємо площу перерізу каналів по гарячій та холодній сторонам:

$$f_2 = \frac{G_2^{\max}}{3600 \cdot v}, \text{ м}^2, \text{ площа перерізу каналу гарячої та холодної сторони.}$$

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$f_p = \frac{900}{3600} \text{ м}^2$, площа перерізу каналу холодної сторони.

$f_{na} = \frac{480}{3600} \text{ м}^2$, площа перерізу каналу гарячої сторони.

5.4 Визначення параметрів теплообмінника

Проведемо розрахунок оптимальних характеристик теплообмінного апарата та підбор кількості пластин у пакеті.

Дійсна швидкість течії теплоносія у каналах апарата

$$w = \frac{G_{\max}^{1,2}}{3600 f} \text{ м/с},$$

де $G_{\max}^{1,2}$ – масова витрата теплоносія, кг/год;

$f_{1,2}$ – дійсна площа перерізу каналу відповідної сторони апарата, м^2 ;

ρ – густині теплоносія, кг/м^3 .

Критеріальне рівняння для турбулентного руху теплоносія у каналах пластинчастого теплообмінного апарата має такий вигляд:

$$\text{Nu} = 0,135 \text{ Re}^{0,73} \text{ Pr}^{0,43}.$$

Враховуючи, що критерії визначаються, як

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}, \text{ Re} = \frac{w \cdot \delta}{\nu}, \text{ Pr} = \frac{\nu}{\alpha},$$

та розв'язуючи попереднє рівняння відносно цих залежностей, отримаємо

$$\alpha = 2,3 \frac{w}{\delta} \lambda \quad (1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією;

δ – еквівалентний прохід каналу між пластинами, м;

w – швидкість течії, м/с.

Приймаючи до уваги, що

$$0,023 \frac{\lambda}{\alpha^{0,4} \cdot \nu^{0,4}} = 1430 + 23,3 \cdot t_{\text{сер}} - 0,048 \cdot t_{\text{сер}}^2,$$

де $t_{\text{сер}} = t_1 - t_2$,

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можна переписати рівняння (1), як

$$\alpha = (1430 + 23,3 \cdot t_{cep} - 0,048 \cdot t_{cep}^2) \frac{w^{0,8}}{\delta^{0,2}}$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія гарячої сторони до пластини буде дорівнювати

$$\alpha_1 = (1430 + 23,3 \cdot (t_1^1 - t_2^1) - 0,048 \cdot (t_1^1 - t_2^1)^2) \frac{w^{0,8}}{\delta^{0,2}},$$

а коефіцієнт тепловіддачі від пластини до теплоносія холодної сторони

$$\alpha_2 = (1430 + 23,3 \cdot (t_1^{11} - t_2^{11}) - 0,048 \cdot (t_1^{11} - t_2^{11})^2) \frac{w^{0,8}}{\delta^{0,2}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі теплообмінного апарату визначається з формули:

$$k = \frac{\mu}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ ккал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $\mu = 0,9$ – коефіцієнт, який враховує термічний опір шару накипу (термічним опором металевої стінки завтовшки 1 мм нехтуємо).

Середня різниця температур теплоносіїв гарячої та холодної сторін апарату визначається з формули:

$$\Delta t_{cep} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де Δt_{δ} – більша різниця температур по гарячій та холодній сторонам;

Δt_{μ} – менша різниця температур.

Необхідна площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cep}}, \text{ м}^2.$$

Необхідна кількість пластин

$$n = F / f_{пл.}$$

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гідравлічний розрахунок

Гідравлічний опір у каналі апарату визначається з формули:

$$\Delta P_{\text{гкв}} = \xi_{\text{гкв}} \frac{l}{d_{\text{гкв}}} \frac{\rho w^2}{2}$$

де $\xi_{\text{гкв}} = 22,4 \text{ Re}^{0,25}$ – еквівалентний коефіцієнт опору одиниці довжини каналу між пластинами;

l – довжина каналу між пластинами, м;

$d_{\text{гкв}}$ – еквівалентний діаметр між пластин каналу, який дорівнює $d_{\text{гкв}} = 4f_1/\pi$;

f_1 – площа поперечного перерізу каналу, м²;

w – швидкість руху потоку у каналі, м/с;

ρ – щільність теплоносія, кг/м³.

Гідравлічний опір сторін визначається, як добуток гідравлічного опору в одному каналі на кількість приходів теплоносія по відповідній стороні апарату.

Розрахунок характеристик та параметрів теплообмінного апарату виконано в табличній формі за допомогою спеціальної програми.

Результати розрахунку зведені до табл.5.1, 5.2, 5.3.

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані для розрахунків

Принципова схема – LJ-22. Одноступінчата

Категорія PED II

Об'єкт DHW-SH-2B-10-05-9

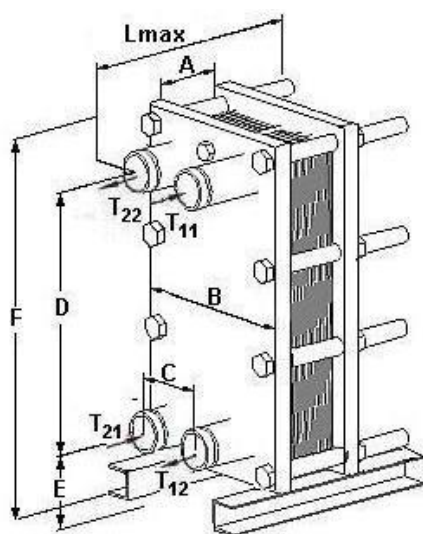
Характеристика	Одиниця виміру	ГВП	Опалення
Теплообмінники			
Тип теплообмінника		LSKI-188	LSLI-74
Категорія PED		III	III
Потужність	кВт	825	682
Клапан		VM2	VM2
Діаметр	мм	50	40
Умовна об'ємна витрата води	м ³ /год.	25	16
Втрата напору	кПа	67,3	47,6
Витрата	л/с	5,70	3,07
Загальні втрати напору	кПа	74	
Регулятор		DANFOSS ECL 300(C66)	
Насоси		WILO	WILO
Тип		2xTOP Z 30/7 I	TOP-S 50/10
Напір	кПа	40	49
Двигун	A/V	0,88/230	1,75/400

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2

Теплообмінник ГВП

Тип теплообмінника		LSK1-188	
Danfoss Code		004B5650	
Категорія PED		III	
Потужність	кВт	825	
		Первинна сторона	Вторинна сторона
Витрата	л/с	5,60	4,42
Вхідна температура	°C	70	15
Вихідна температура	°C	35	60
Дійсна витрата/зворотна температура	л/с/°C	5,60 /34,3	
LMTD	°C	14,4	14,1
Втрати напору	кПа	2	1
Швидкість	м/с	1,4	1,1
Розрахунок			
Число / Контур	:	49	50
Об'єм води	л	67.13	68.50
Запас поверхні	%	6.81	
Поверхня теплообміну	м ²	30.38	
Вага	кг	770	
Фізичні властивості			
Теплоносій першого контуру		Вода	
Теплоносій другого контуру		Вода	
Теплоємність	кДж/кг	4,184	4,176
Щільність	Кг/м ³	987,0	993,2
Динамічна в'язкість	Па/с	0,515	0,666
Теплопровідність	<u>Вт/(м·К)</u>	0,649	0,628
Габаритні розміри	мм		
A - 400 B - 540 C - 240 D - 856 E - 242 F - 1218 L _{max} - 2500			

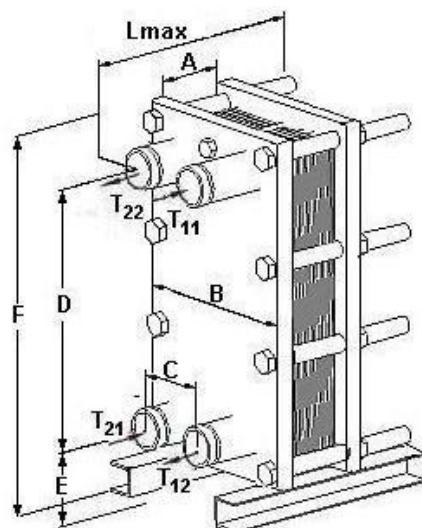
T₁₁ на вході гріючого контуру DN 65T₁₂ на виході гріючого контуру DN 65T₂₁ на вході нагріваємого контуру DN 65T₂₂ на виході нагріваємого контуру DN 65T₁₁₂ на вході гріючого контуруT₂₁₂ на вході нагріваємого контуру

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3

Теплообмінник опалення

Тип теплообмінника		LSL1-74	
Danfoss Code		004B5645	
Категорія PED		II	
Потужність	кВт	682	
		Первинна сторона	Вторинна сторона
Витрата	л/с	2,86	8,34
Вхідна температура	°C	130	70
Вихідна температура	°C	71	90
Дійсна витрата/зворотна температура	л/с/°C	2,86 /70,9	
LMTD	°C	10,6	10,4
Втрати напору	кПа	1	4
Швидкість	м/с	0,7	2,1
Розрахунок			
Число / Контур		44	45
Об'єм води	л	60,28	61,65
Запас поверхні	%	3,51	
Поверхня теплообміну	м ²	27,28	
Вага	кг	748	
Фізичні властивості			
Теплоносій першого контуру		Вода	
Теплоносій другого контуру		Вода	
Теплоємність	кДж/кг	4,220	4,210
Щільність	Кг/м ³	957,6	971,1
Динамічна в'язкість	Па/с	0,277	0,364
Теплопровідність	Вт/(м·К)	0,682	0,674
Габаритні розміри	мм		
A - 360 B - 540 C - 240 D - 856 E - 242 F - 1218 L _{max} - 2500			

T₁₁ на вході гріючого контуру DN 65T₁₂ на виході гріючого контуру DN 65T₂₁ на вході нагріваемого контуру DN 65T₂₂ на виході нагріваемого контуру DN 65T₁₁₂ на вході гріючого контуруT₂₁₂ на вході нагріваемого контуру

					КР.144.6241м.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.03.06.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Заклучний розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Дерлі В.М.										
Керівник	Соломонюк Н.С										
Консульт.									НУК		

РОЗДІЛ 6. ЗАКЛЮЧНИЙ РОЗДІЛ

В кваліфікаційній магістерській роботі розроблений проєкт систем життєзабезпечення двоповерхового будинку площею 1000 м² для людей похилого віку з дослідженням когенераційних установок.

Розроблено принципову схему системи опалення, розраховано тепловий баланс приміщень, підбрано тип і розраховано кількість опалювальних приладів. Прийнято двотрубну систему опалення. В якості опалювальних приладів прийняті сталеві радіатори Radik тип 11.

Розроблено теплову схему котельної, визначено необхідну теплову потужність для потреб двох споживачів: систем водяного опалення та системи гарячого водопостачання. Підбрано склад обладнання – два котли Колві Eurotherm 100DS. Розрахована конструкція димової труби в котельній (висотою Н=18 м і діаметром гирла $D_{\text{гир}}=325$ мм), яка забезпечує розсіювання шкідливих викидів в атмосферу відповідно до ГДК. Проведений розрахунок системи гарячого водопостачання.

Виконано дослідження когенераційної установки на базі мікротурбіни. Задачею дослідження стала розробка індивідуального джерела тепло- та електропостачання споживачів будинку при дотриманні високої економічної ефективності. Виходячи із отриманих результатів пропонується в якості основного двигуна когенераційної установки використати мікро ГТУ, що працює на схемі з регенерацією теплоти. Обираємо для когенераційної установки схему (з комбінованим газовим котлом), в якій вихлопні гази ГТУ подаватимуться до топки котла.

Розроблена конструкція пластинчастого теплообмінного апарату для системи опалення та ГВП.

					КР.144.6241м.03.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Степанов Д. В., Корженко Є. С., Бондар Л. А. Котельні установки промислових підприємств: навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2011. 120 с.
- 2.Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л. А. Котельні установки : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2016. 185 с.
3. Герасимов Г.Г. Теоретичні основи теплотехніки : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 382 с.
4. Теплотехнологічні процеси та установки (установки) [Електронний ресурс] навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» освітньо-професійної програми «Теплоенергетика» кваліфікаційного рівня «бакалавр». / Укл. Шаповалов Ю. О.: НУК.- Електронні текстові дані (1 файл: 6.3 Мбайт). Миколаїв : НУК, 2021. 60 с.
- 5.Пирков В. В. Особливості проектування сучасних систем водяного опалення. Київ: П ДП «Такі справи», 2003. 176 с. [Електронний ресурс]. URL: <https://devi.rv.ua/data/files/books/otopl/cf3971d30ca2ac9d31a84e7e8585e0a8.pdf>
6. ДБН В.2.6-31:2021 Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=98037
7. ДБН В.2.5-77:2014 Котельні. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=59086
8. Балдіна О. М., Локшина В. А., Петерсон Д. Ф. Гідравлічний розрахунок котельних агрегатів: Нормативний метод. Київ : Енергія, 1998. 256 с.
9. ДБН В.2.5-39:2008 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=47699
10. ДБН В.2.5-20-2018 Газопостачання. Інженерне обладнання будинків і споруд. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=82086
- 11.Ковальчук П. А. Тригенерація енергії для централізованого енергопостачання - Секція III. Енергетика с. 230–233.

					КР.144.6241м.03.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

12. Коломейко Д.А. Енергоекономічний аналіз когенераційних схем на основі поршневих теплових двигунів. Рукопис. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук по спеціальності 05.14.06 - технічна теплофізика й промислова теплоенергетика. / Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України, Київ, 2009.
13. Martin Pehnt, Martin Cames. Micro Cogeneration. Towards Decentralized Energy Systems. Springer. 2006.
14. Claire Soares. Microturbines. Elsevier, 2007
15. Moore M.J. Micro-turbine Generators. Bury St Edmunds and London, UK. 2002, 107 p.
16. Маляренко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс : навч. посіб. 2-е вид. Харків : «Видавництво САГА», 2008. 320 с. з іл. ISBN 978-966-2918-54-0.
17. <http://www.microturbine.com>
18. Кузнецова С.А., Слаутіна Т.Г. Проектування водяних систем опалення : навч. посіб. Миколаїв: Вид-во НУК, 2009. 67 с.
19. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018>
20. Боженко, М. Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель: навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М. Ф. Боженко. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с. URL: file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/2019BozhenkoMF_NavchPosib.pdf

					КР.144.6241м.03.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		