

Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« 8 » серпня 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка джерела теплоти та ІТП житлового комплексу

Виконав: студент групи 47-ТЕ-22з

 **Базалук Ю.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

 **Ошовський В.Я.**
(підпис)

Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичного інжинірингу і робототехнічних систем»

Спеціальність 144 – «Теплоенергетика»

Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«20» лютого 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Базалук Ю.В.

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка джерела теплоти та ІТП житлового комплексу

Керівник роботи: к.т.н., доцент Ошовський В.Я.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК № 19 від «19» 02 2026 року

Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі: 01.06.2026

2. Вихідні дані по роботі: Опалювальне навантаження системи теплопостачання та навантаження гарячого водопостачання.

3. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів). Загальні відомості та вихідні дані. Розрахунок теплотехнічних показників зовнішніх огороджуючих конструкцій. Тепловтрати будівлі, що проєктується. Система опалення проєктованої будівлі. Система мікроклімату проєктованої будівлі. Вибір джерела теплоти для системи опалення.

4. Перелік демонстраційних матеріалів

1. План-схема будівлі. Карта-схема температурних зон України. Джерела тепловтрат будинку. Схема розбивки підлоги по ґрунту на зони Сталевий панельний радіатор. Схема електричного конвектора. Рисунок автоматичного балануючого клапану. Із приводом та клапан запірний. Вузол теплої підлоги. Розрахункова схема опалення.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прий
1	к.т.н., доцент Ошовський В.Я.		
2	к.т.н., доцент Ошовський В.Я.		
3	к.т.н., доцент Ошовський В.Я.		
4	к.т.н., доцент Ошовський В.Я.		
5	к.т.н., доцент Ошовський В.Я.		

5. Дата видачі завдання «19» лютого 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється проект системи теплопостачання. Мета кваліфікаційної роботи	11.03.2026	Виконано
2	Дослідження системи теплопостачання будівлі	18.03.2026	Виконано
3	Визначення розрахункових теплових навантажень системи теплопостачання	15.04.2026	Виконано
4	Заходи з техніки безпеки	22.04.2026	Виконано
5	Комплексна оцінка екологічного впливу та автоматизації систем	29.04.2026	Виконано
6	Графічна частина	6.05.2026	Виконано

Студент

(підпис)

Базалук Ю.В.

Керівник роботи

(підпис)

Ошовський В.Я.

АНОТАЦІЯ

Базалук Ю. В. Розробка джерела теплоти та індивідуального теплового пункту житлового комплексу. – Кваліфікаційна робота на здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти.

Дана кваліфікаційна робота присвячена комплексному інженерному проектуванню та обґрунтуванню енергоефективної системи децентралізованого теплопостачання сучасного житлового комплексу. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю підвищення енергетичної незалежності житлового сектору, ліквідації втрат у магістральних теплотрасах та впровадження інтелектуальних технологій автоматичного розподілу теплової енергії.

Об'єктом дослідження є інженерна система теплопостачання багатоповерхового житлового комплексу, яка охоплює процеси генерації та індивідуальної трансформації параметрів теплоносія. Предметом дослідження виступають теплогідравлічні режими взаємодії локального джерела тепла з внутрішніми мережами споживачів, технологічні схеми обв'язування обладнання індивідуального теплового пункту (ІТП) та алгоритми погодозалежного керування.

Метою роботи є розробка автономного джерела тепла та автоматизованого ІТП, які забезпечують надійне, безперебійне покриття теплових навантажень на потреби опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (ГВП) при мінімальних експлуатаційних витратах. У процесі виконання роботи було реалізовано такі етапи та отримано результати: Блок генерації тепла: розраховано сумарний годинний і річний тепловий баланс житлового комплексу.

Обґрунтовано вибір типу, кількості та оптимальної одиничної потужності котлоагрегатів для локальної котельні з урахуванням покриття власних потреб. Технологічні рішення ІТП: розроблено принципову теплову схему ІТП із незалежним приєднанням системи опалення через швидкісні пластинчасті теплообмінники та оптимізованою схемою підключення контуру ГВП.

Здійснено теплотехнічний розрахунок і визначено необхідну площу поверхні теплообміну. Гідравлічний розрахунок та автоматизація: виконано розрахунок втрат тиску в комунікаціях ІТП, підібрано частотно-регульовані циркуляційні й підвищувальні насосні групи, регулюючу арматуру та мембранні розширювальні баки. Розроблено функціональну схему автоматизації на базі погодозалежного контролера, що забезпечує зниження енергоспоживання на 25–35%.

Ключові слова: джерело теплоти, індивідуальний тепловий пункт, пластинчастий теплообмінник, незалежна схема, якісне регулювання, частотно-регульовані насоси, погодозалежний контролер, енергоефективність.

ABSTRACT

Bazaluk Yu. V. Development of a Heat Source and an Individual Heating Substation for a Residential Complex. – Qualification paper for the first (Bachelor's) degree of higher education.

This qualification paper is dedicated to the comprehensive engineering design and optimization of an energy-efficient decentralized heat supply system for a modern residential complex.

The relevance of the research is driven by the urgent need to enhance the energy independence of the residential sector, eliminate thermal losses in district heating networks, and implement intelligent automatic distribution technologies for thermal energy.

The object of the study is the engineering heat supply system of a multi-story residential complex, encompassing the processes of heat generation and individual transformation of coolant parameters.

The subject of the study includes the thermo-hydraulic interaction regimes between the local heat source and internal consumer networks, technological piping schemes of the individual heating substation (IHS) equipment, and weather-compensated control algorithms.

The aim of the work is to design an autonomous heat source and an automated IHS that ensure reliable, uninterrupted coverage of thermal loads for heating, ventilation, and domestic hot water (DHW) demands with minimal operational costs.

During the research, the following stages were implemented and results achieved: Heat Generation Block: The total hourly and annual thermal balance of the residential complex was calculated. The choice regarding the type, quantity, and optimal single capacity of boiler units for the local boiler house was substantiated, taking into account the coverage of internal auxiliary needs. IHS Technological Solutions: A conceptual thermal scheme for the IHS was developed, featuring an independent connection of the heating system via high-speed plate heat exchangers and an optimized connection layout for the DHW circuit.

Thermal calculations were performed, and the required heat transfer surface area was determined.

Hydraulic Calculation and Automation: Pressure losses within the IHS pipelines were calculated, followed by the engineering selection of variable-frequency circulation and booster pump groups, control valves, and membrane expansion vessels.

A functional automation scheme based on a weather-compensated controller was developed, providing a 25–35% reduction in overall energy consumption.

Keywords: heat source, individual heating substation, plate heat exchanger, independent scheme, qualitative regulation, variable-frequency pumps, weather-compensated controller, energy efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП	11
РОЗДІЛ 1 РОЗРОБКА СХЕМИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ТА ЇЇ ОПИС	13
1.1 Вузол опалення	13
1.2 Вузол гарячого водопостачання	15
РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО СПОЖИВАННЯ	18
2.1 Визначення теплового навантаження на опалення	18
2.2 Визначення теплового навантаження на гаряче водопостачання ..	19
3 Розрахунок підігрівача системи опалення	22
3.1 Початкові дані для розрахунку	23
3.2 Тепловий розрахунок	25
3.3 Гідравлічний розрахунок	30
3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для подачі теплоносіїв.....	31
3.5 Результати розрахунку теплообмінника системи опалення	32
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ПІДІГРІВАЧА СИСТЕМИ ГВП.....	35
4.1 Розрахунок навантажень та витрат.....	35
4.2 Розрахунок першої ступені підігрівача.....	36
4.3 Розрахунок другої ступені підігрівача.....	43
РОЗДІЛ 5 ВИБІР ОСНОВНОГО ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	52
5.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення.....	52
5.2 Вибір живильного насосу системи опалення.....	53
5.3 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання.....	55
5.4 Вибір розширювального баку системи опалення.....	57
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	60
ВИСНОВКИ.....	62
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	64

ВСТУП

Обґрунтування актуальності дослідження. Сучасний етапі розвитку житлово-комунальної інфраструктури та будівельного сектору України характеризується глобальним вектором на декарбонізацію, підвищення енергетичної незалежності та впровадження інтелектуальних систем ресурсозбереження. Житловий фонд традиційно виступає одним із найбільших споживачів паливно-енергетичних ресурсів у державі, акумулюючи близько 40% від загального обсягу річного енергоспоживання. В умовах нестабільності світових ринків первинних вуглеводнів, високої зношеності централізованих комунікацій та необхідності адаптації до вимог Закону України «Про енергетичну ефективність будівель», розробка високоефективних автономних джерел теплоти та інтелектуальних вузлів трансформації параметрів теплоносія стає стратегічним імперативом національної безпеки. [18]

Традиційні схеми теплопостачання багатоповерхових житлових забудов від застарілих ТЕЦ або районних котелень через протяжні магістральні мережі супроводжуються критичними технологічними втратами енергії (до 20–30% на етапі транспортування), гідравлічною розрегульованістю та нездатністю оперативно реагувати на динамічні погодні зміни. Сучасна парадигма теплоенергетики базується на засадах децентралізації, наближення генеруючих потужностей до кінцевого споживача та глибокої автоматизації всіх процесів теплопередачі. Розробка локального джерела теплоти (автономної блочно-модульної або дахової котельні), безпосередньо інтегрованого у структуру житлового комплексу, дозволяє повністю ліквідувати втрати у зовнішніх теплотрасах, оптимізувати процеси спалювання палива (або використання альтернативної енергії) та гарантувати високу живучість системи у разі виникнення позаштатних чи аварійних ситуацій. [19]

Разом із тим, найважливішою ланкою, що забезпечує раціональний розподіл та трансформацію згенерованого тепла всередині будівлі, є Індивідуальний тепловий пункт (ІТП). [20] Сучасний ІТП житлового комплексу вже не є просто пасивним вузлом приєднання, а є високотехнологічною кіберфізичною системою. Завдяки застосуванню незалежних схем приєднання через швидкісні пластинчасті теплообмінні апарати, частотно-регульовані насосні групи та мікропроцесорні погодозалежні контролери, ІТП забезпечує прецизійний відпуск теплової енергії на потреби опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (ГВП) з урахуванням поточних кліматичних параметрів навколишнього середовища. [21]

Впровадження автоматичного пофасадного або зонального регулювання в ІТП повністю усуває поширене явище «перегріву» приміщень у перехідні періоди року, враховує циклічність добового споживання гарячої води мешканцями та забезпечує пряме зниження фінансових витрат на енергоносії в межах 25–35%. При цьому проектування таких систем потребує жорсткого дотримання вимог чинних нормативно-правових актів України, зокрема **ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»**, **ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі»** та стандартів серії **ДСТУ EN ISO 52000**, що регламентують комплексну оцінку енергоефективності будівель. Створення цілісного, інженерно та економічно збалансованого проекту, що поєднує оптимізацію джерела генерації тепла із сучасною системою його розподілу через ІТП, визначає високу актуальність, теоретичну та практичну значущість даної кваліфікаційної роботи.

Об'єкт дослідження — інженерний комплекс локального децентралізованого теплопостачання сучасного багатоповерхового житлового комплексу, який охоплює процеси вискоефективної генерації теплової енергії, її внутрішнього транспортування та індивідуального автоматизованого розподілу за контурами споживання.

Предмет дослідження — теплогідравлічні режими і термодинамічні процеси взаємодії локального джерела теплоти з внутрішніми мережами споживачів, технологічні схеми обв'язування теплообмінного та насосного обладнання ІТП, алгоритми мікропроцесорного погодозалежного керування, а також методики інженерного підбору та розрахунку енергоефективної елементної бази. **Мета роботи** — науково-технічне обґрунтування, розрахункове моделювання та комплексна розробка оптимальних інженерно-конструкторських рішень щодо влаштування автономного джерела теплоти та автоматизованого індивідуального теплового пункту житлового комплексу, які сукупно забезпечують надійне, безперебійне та екологічно безпечне покриття теплових навантажень при мінімальних експлуатаційних витратах.

Для досягнення поставленої мети в роботі сформульовано та вирішено такі завдання:

1. Проаналізувати архітектурно-планувальні характеристики та геометричні параметри житлового комплексу, визначити кліматичні та метеорологічні константи району будівництва згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 для формування вихідної бази розрахунків.
2. Розрахувати номінальні годинні та річні теплові навантаження об'єкта за окремими технологічними контурами: системою загального водяного опалення, припливною вентиляцією та системою гарячого водопостачання (ГВП) з урахуванням пікових годин водоспоживання; скласти зведений тепловий баланс комплексу.
3. Виконати техніко-економічне та екологічне обґрунтування вибору типу первинного палива (або джерела енергії), підібрати марку, оптимальну одиничну потужність та кількість котлоагрегатів для локального джерела тепла з урахуванням коефіцієнта корисної дії (ККД) та покриття власних потреб котельні.
4. Розробити принципову теплову схему індивідуального теплового пункту (ІТП) із застосуванням незалежного приєднання контуру опалення та

двоступеневої або паралельної схеми підключення контуру ГВП для оптимізації температурних графіків.

5. Здійснити теплотехнічний розрахунок і математичне моделювання процесів теплопередачі у швидкісних пластинчастих теплообмінниках ІТП, визначити необхідну площу поверхні теплообміну та підібрати серійні апарати.

6. Виконати повний гідравлічний розрахунок внутрішніх комунікацій ІТП, визначити втрати тиску на тертя і місцеві опори в трубопроводах, на основі чого здійснити інженерний підбір циркуляційних, підживлювальних та підвищувальних насосних груп із частотним регулюванням швидкості обертання двигунів.

7. Обґрунтувати вибір запірно-регулюючої та запобіжної арматури, розрахувати параметри регулюючих клапанів із електроприводами, підібрати мембранні розширювальні баки для компенсації температурного розширення теплоносія. [22]

8. Розробити функціональну схему автоматизації ІТП на базі сучасного програмованого погодозалежного контролера, описати алгоритми керування виконавчими механізмами для забезпечення динамічного покімнатного чи зонального теплового балансу.

9. Провести вартісний та прогностичний аналіз впровадження розробленого проекту, розрахувати потенційні показники економії паливно-енергетичних ресурсів та терміни окупності капітальних інвестицій.

Методи дослідження. Методологічну основу кваліфікаційної роботи становить комплекс загальнонаукових та спеціальних інженерних методів пізнання. У процесі теплотехнічних розрахунків використано методи класичної технічної термодинаміки та теорії тепломасообміну. При розрахунку циркуляційних кілець, діаметрів магістралей та втрат напору застосовано закони гідродинаміки капілярно-трубних систем та чисельні методи вирішення рівнянь нерозривності потоку. [23] Моделювання автоматизованих режимів відпуску тепла базується на положеннях теорії

автоматичного керування (ТАК). Усі інженерні розрахунки виконані з використанням сучасного профільного програмного забезпечення та верифіковані відповідно до діючих Державних будівельних норм України.

РОЗДІЛ 1 РОЗРОБКА СХЕМИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ТА ЇЇ ОПИС

1.1 Вузол опалення

Гострий дефіцит первинних енергоносіїв в Україні, стрімке зростання тарифів на комунальні послуги та загальний вектор на декарбонізацію житлово-комунального сектору висувають жорсткі вимоги до ефективності розподілу енергії всередині будівель. Якісна термомодернізація захисної оболонки котеджу чи багатоквартирного будинку дасть максимальний результат лише за умови встановлення сучасного індивідуального теплового пункту (ІТП). [24]

Традиційне якісне центральне регулювання від джерела теплопостачання (ТЕЦ або районної котельні) не враховує індивідуальних архітектурних особливостей будівлі, поточних внутрішніх тепловиділень, побутового режиму мешканців та динаміки сонячної інсоляції. Ефективна економія теплової енергії (на рівні 20–35%) досягається за рахунок інтеграції місцевого кількісно-якісного регулювання витрати теплоносія безпосередньо у тепловому пункті, що виступає критично важливим адаптивним буфером між зовнішньою мережею та внутрішньою системою опалення.

При проектуванні інженерної інфраструктури об'єкта в м. Київ вибір схеми приєднання вузла опалення визначається технічними умовами теплопостачальної організації, гідравлічними режимами зовнішніх мереж та вимогами до надійності. Серед існуючих інженерних рішень **незалежна схема приєднання** є найбільш технологічно досконалою та пріоритетною для сучасних систем теплопостачання. [29]

У зв'язку з дефіцитом енергоносіїв в Україні питання економії тепла та електроенергії стають дедалі актуальнішими.

Економія теплової енергії можлива завдяки індивідуальному регулюванню витрати тепла на тепловому пункті, що доповнює центральне регулювання.

Однією із схем, що дозволяє економити теплову енергію, є незалежна схема. За незалежної схеми система опалення підключається до теплової мережі через панельний радіатор. І тут система працює під тиском власного розширювального бака.

Наявність підігрівача у системі загалом дозволяє забезпечити раціональніший режим регулювання. [30]

Це особливо корисно, якщо у вашому розкладі передбачено центральну зону регулювання постійної температури води.

Циркуляція води у системі опалення здійснюється за допомогою відцентрового насоса. Ще однією перевагою такої системи є те, що гостра водопровідна вода не може потрапити до системи опалення будівлі.

Основним недоліком системи є висока вартість через наявність такого обладнання як насос, радіатор, розширювальний бачок. Дана система складається з панелі управління насосами та модуля обліку теплової енергії, за допомогою якого можна контролювати всі етапи споживання тепла та враховувати такі фактори, як: температура зовнішнього повітря, утеплення стін будівлі, теплова потужність системи опалення. [31]

Технічний опис та принцип роботи незалежної схеми вузла опалення:

1. **Гідравлічний поділ контурів.** Ключовою фізичною ознакою незалежної схеми є повна гідравлічна ізоляція первинного (зовнішнього) теплоносія від вторинного контуру (внутрішньої системи опалення будівлі). Передача теплової енергії здійснюється без безпосереднього змішування рідин через поверхню швидкісного **пластинчастого теплообмінника (ПТО)**. Таке рішення захищає внутрішні трубопроводи, радіатори та арматуру котеджу від стрибків тиску (гідроударів) у зовнішній мережі, а також від забруднень, шламу та хімічно агресивної води, яка циркулює у магістральних теплотрасах.

2. **Організація первинного контуру.** Високотемпературний теплоносієй із подавального трубопроводу тепломережі проходить крізь сітчастий фільтр і потрапляє в теплообмінник. На виході з ПТО на зворотному трубопроводі встановлюється автоматичний **регулюючий двоходовий клапан з електроприводом**. Робота цього клапана керується електронним контролером теплового пункту: залежно від сигналів датчика температури зовнішнього повітря та датчика температури на подачі у внутрішню систему опалення, клапан змінює свій прохідний переріз, дозовано обмежуючи або збільшуючи витрату первинного теплоносія через ПТО.

3. **Функціонування вторинного контуру.** Внутрішній контур будівлі є замкненим. Циркуляція теплоносія (як правило, підготовленої деаерованої води із пониженими параметрами, наприклад, 70/50 °C або 55/45 °C) забезпечується **циркуляційним насосом із частотним регулюванням**. Насос створює стабільний гідравлічний тиск, необхідний для подолання опору трубопроводів та запірно-регулюючої арматури системи опалення. Оскільки внутрішній контур ізольований, для компенсації температурного розширення води та підтримання стабільного статичного тиску в системі обов'язково передбачається встановлення закритий **мембранний розширювальний бак** та вузол автоматичного підживлення з лічильником води.

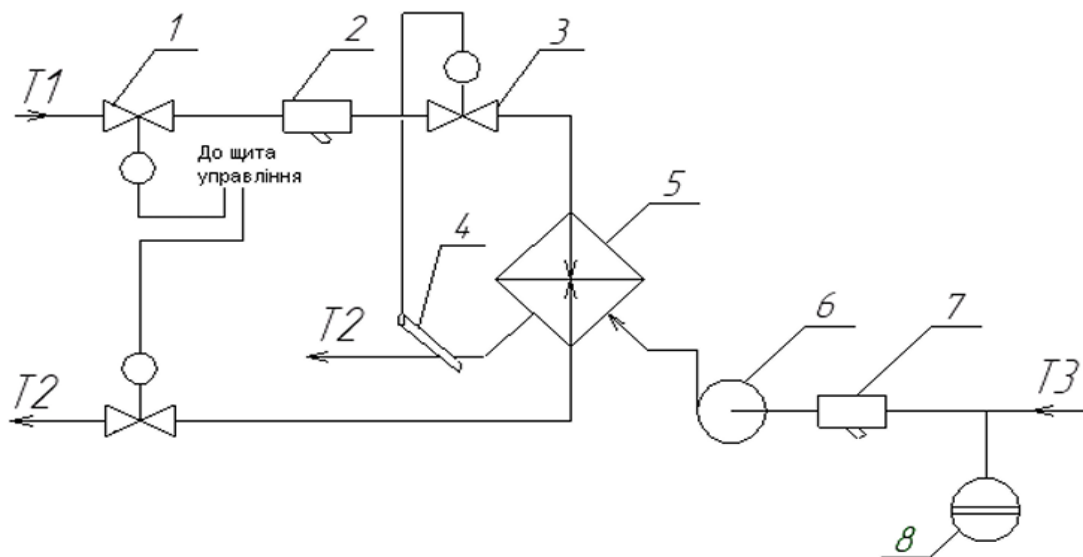
4. **Автоматизація та погодні регулювання.**

Сучасний вузол опалення функціонує в повністю автоматичному режимі. [32]

Мікропроцесорний контролер реалізує алгоритм температурної компенсації: при зниженні температури зовнішнього повітря у м. Київ (аж до розрахункових $\backslash(-22\backslash)$ °C), регулятор дає команду на відкриття двоходового клапана на первинній стороні, збільшуючи теплопередачу в ПТО, що підвищує температуру теплоносія на вході в радіатори. При потеплінні чи за наявності інтенсивних внутрішніх тепловиділень у будинку, клапан автоматично прикривається, запобігаючи перегріву приміщень («перетопам») та забезпечуючи пряму економію ресурсів.

Переваги застосування незалежної схеми у проекті:

- **Надійність та безпека:** аварії або витoki на зовнішніх тепломережах не призводять до спорожнення внутрішньої системи опалення будинку. Статичний тиск у системі котеджу визначається лише висотою самої будівлі та налаштуванням розширювального бака, а не тиском у магістралі.
- **Якість регулювання:** незалежний контур дозволяє підтримувати ідеальний гідравлічний та тепловий режим, що є обов'язковою умовою для коректної роботи радіаторних терморегуляторів та автоматичних балансувальних клапанів, запроектованих у розділі 4 цієї роботи.
- **Експлуатаційний ресурс:** використання чистого внутрішнього теплоносія мінімізує процеси корозії та утворення накипу на внутрішніх поверхнях опалювальних приладів. Таким чином, розроблений вузол опалення на основі незалежної схеми приєднання з пластинчастим теплообмінником та автоматичним погодним керуванням повністю відповідає концепції побудови енергоефективного житла та створює надійне інженерне підґрунтя для стабільного теплового балансу об'єкта.



1- регулятор витрати; 2- грязьовик; 3- регулятор температури; 4- датчик температури води в прямому трубопроводі системи; 5- пластинчастий теплообмінник; 6- циркуляційний насос; 7- грязьовик; 8- розширювальний бак.

Рисунок 1.1- Незалежна схема приєднання теплообмінника системи опалення

До основних недоліків цього виду регулювання можна віднести високу вартість цього обладнання, оскільки регулятор працює з відповідними клапанами та насосними пристроями. Для опалення житлових будинків приймаю незалежну схему підключення теплообмінників системи опалення до теплової мережі з використанням автоматичного регулювання (рис. 1.1).

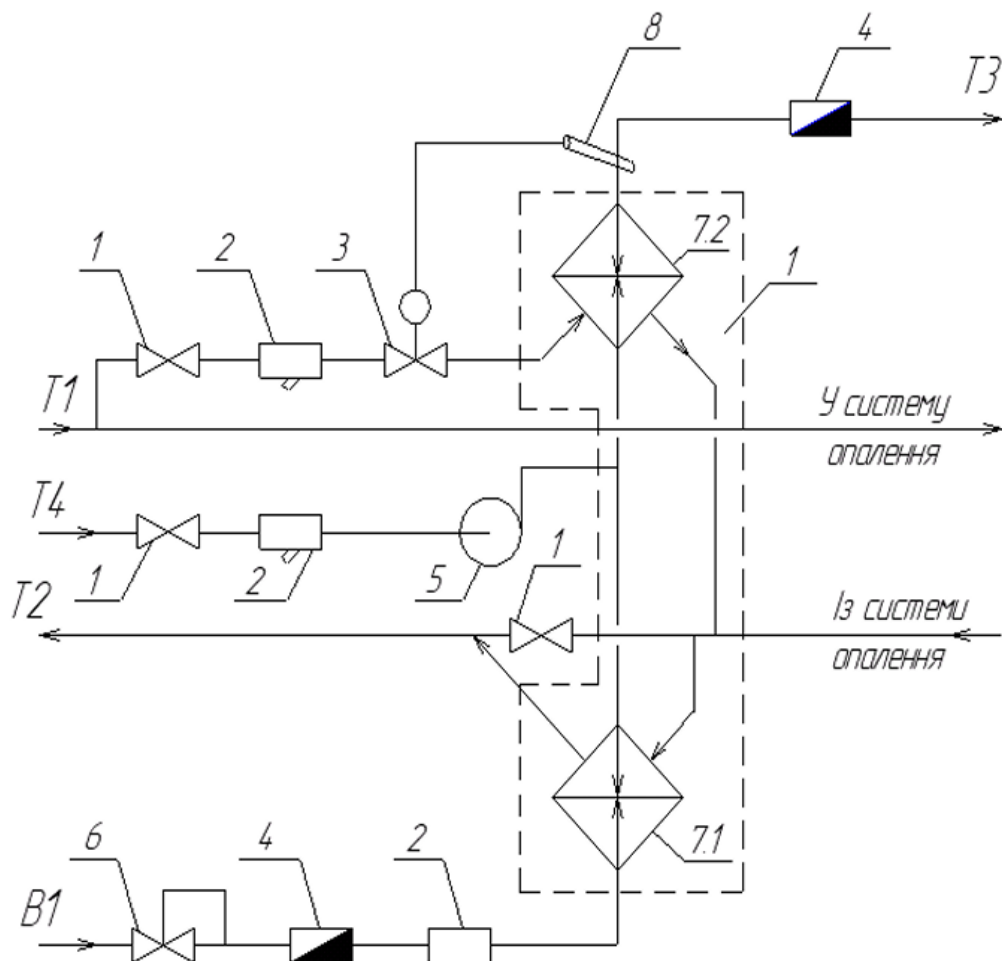
До складу системи входять: регулятор температури 3 води, встановлений на прямій лінії, патрубки для теплообмінника; теплообмінник 5, який створює незалежну схему підключення; циркуляційний насос 6; регулятор падіння тиску 1, розташований прямому трубопроводі; розширювальний бак 8. Мережна вода із прямого трубопроводу проходить через фільтр - грязевик 2, в якому осідають різні механічні домішки, які можуть призвести до засмічення каналів теплообмінника та зниження його ефективності. Після фільтра теплоносії надходить регулятор перепаду тиску 1, який служить для підтримки постійної різниці тисків між прямою і зворотною магістралями теплопостачання, забезпечуючи тим самим постійний потік теплоносія через теплообмінник незалежно від зміни зовнішніх параметрів. Далі теплоносії надходить до теплообмінника 5, а потім у зворотний трубопровід теплової мережі. Внутрішній контур системи опалення складається з: опалювальних приладів, розширювального баку 8, який служить для компенсації об'єму води при зміні температури; циркуляційних насосів 6, що забезпечують циркуляцію води з необхідною витратою та тиском, що забезпечують необхідну теплову потужність системи.

1.2 Вузол гарячого водопостачання

Приготування гарячої води споживачам здійснюється за двоступінчастою змішаною схемою (рисунк 1.2), яка рекомендується, при співвідношенні $\frac{Q_{\text{гв}}}{Q_{\text{макс}}} > 0,2$. [33]

При цьому витрата мережної води системою опалення має бути постійною, а її витрата на гаряче водопостачання змінюється за рахунок зміни

витрати водонагрівача другого ступеня. Вузол розрахований на максимальне навантаження споживачів у зимовий період. Система гарячого водопостачання складається з пластинчастого теплообмінника 7, який виконаний у вигляді моноблоку (перший та другий). Теплообмінники виконані на одній рамі з проміжною плитою. Таке рішення робить конструкцію зручнішою за рахунок зниження металоємності цього обладнання, а також спрощує монтаж теплообмінного обладнання та його обслуговування, що також призводить до зниження витрат на монтаж та експлуатацію.



1- засувка; 2- фільтр – грязьовик; 3- регулятор температури;
 4 - лічильник холодної води; 5 - циркуляційний насос системи ГВП;
 6 - регулятор тиску "після себе"; 7 - теплообмінник ГВП (моноблок):
 7.1- підігрівач першої ступені, 7.2- підігрівач другої ступені; 8- датчик температури водопровідної води.

Рисунок 1.2- Схема гарячого водопостачання

Холодна водопровідна вода надходить у першу ступінь 7.1 теплообмінника ГВП через фільтр - грязьовик 2, що знижує вміст механічних домішок у воді, де ця вода підігрівається зворотною водою із системи опалення. Потім водопровідна вода надходить на другий ступінь 7.2 теплообмінника ГВП, де водопровідна вода остаточно нагрівається до необхідної температури та подається на водорозбірні прилади споживачів. Водопровідна вода надходить у систему гарячого водопостачання через регулятор тиску 6, який знижує тиск до розрахункового рівня та постійно підтримує його на цьому рівні. Потім вода послідовно нагрівається в першому та другому ступенях теплообмінника. [34]

У схемі використовується рециркуляція гарячої води.

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО СПОЖИВАННЯ

2.1 Визначення теплового навантаження на опалення

Розрахунок теплового споживання будівлі є фундаментальним етапом проектування інженерних систем, який визначає потужність джерел тепlopостачання, параметри теплообмінного обладнання індивідуального теплового пункту (ІТП), характеристики опалювальних приладів та загальний клас енергоефективності об'єкта.

Метою цього розділу є кількісне визначення годинних теплових втрат та річного попиту на теплову енергію індивідуального житлового будинку в м. Київ. [35]

Сучасна методологія розрахунку, згідно з ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель» та гармонізованими європейськими стандартами ДСТУ EN ISO 52016-1, базується на комплексному тепловому балансі.

Теплове споживання будівлі визначається як сума трансмісійних та інфільтраційних (вентиляційних) тепловтрат за вирахуванням внутрішніх тепловиділень від побутових приладів, освітлення і життєдіяльності людей, а також пасивних теплоприпливів від сонячної інсоляції. [36]

Розрахунок виконується для статичних умов за найбільш несприятливих параметрів холодного періоду року, що дозволяє встановити максимальну розрахункову годинну потужність системи опалення.

2.1.1 Початкові дані до розрахунку:

- розміри будинку 18 , 30 , 48 а м b м h м ;
- кількість поверхів – 16;
- кількість будинків - 1;

2.1.2 Максимальне теплове навантаження на опалення, кВт :

$$Q_o = q_o \cdot \alpha \cdot V(t_{в.н} - t_{р.о}),$$

де α - коефіцієнт, який враховує відміну реальних умов від розрахункових;

0 q - збільшений показник витрати тепла на опалення , 3 Вт м К· ;

зовн V - зовнішній об'єм будівлі, 3м ;

вн t - розрахункова температура внутрішнього повітря, 0С ;

ро t - розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період.

Згідно з роботою [1]

$$\alpha = f(t_{p.o} = -22^{\circ}\text{C}) = 1,134, t_{вн} = 20^{\circ}\text{C}, t_{ро} = -22^{\circ}\text{C},$$

$$q_0 = f(\text{призначення будівлі}, V_{зовн}) = 0,42 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

Зовнішній об'єм будинку: 3 183048 25920 з V abh м.

Тоді

$$Q_o = 0,42 \cdot 1,134 \cdot 25920 \cdot (20 + 22) \cdot 10^{-3} = 518 \text{ кВт}.$$

2.1.3 Середнє теплове навантаження на опалення

$$Q_o^{cp} = Q_o \frac{t_{в.н} - t_n^{cp.o}}{t_{в.н} - t_{p.o}};$$

$$Q_o^{cp} = 518 \cdot 10^3 \cdot \frac{20 + 1,1}{20 + 22} = 260 \text{ кВт}$$

де t_n - середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, приймаю згідно [1] для м. Київ 1,1

2.1.4 Річне теплове навантаження на опалення

$$Q_o^{pich} = Q_o^{cp} \cdot n_o \cdot 24 \cdot 3600;$$

$$Q_o^{pich} = 260 \cdot 10^3 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 3,95 \cdot 10^6 \text{ МДж / рік}.$$

де Кт.п.– коефіцієнт, який враховує втрати теплоти від трубопроводів, Кт.п.=1,396; св – теплоємність води, св=4,187 кДж/(кг·К);

$$Q_{z.g}^{cp} = M_{z.g} K_{m.l} c_g (t_z - t_x),$$

де m – кількість людей, які користуються гарячою водою, m = 320 чел.;
а – норма витрати гарячої води для житлового приміщення заданого типу а=85 кг/добу [1]

$$M_{z.g} = \frac{1 \cdot 320 \cdot 85}{24 \cdot 3600} = 0,31 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$Q_{z.g}^{cp} = 0,31 \cdot 1,396 \cdot 4,187 \cdot (55 - 5) = 90,6 \text{ кВт}.$$

2.2.2 Максимальна витрата теплоти

$$Q_{z.g.}^{\max} = Q_{z.g.}^{cp} \cdot \chi_z \cdot \chi_d$$

де 2,0 г χ_z – коефіцієнт добової нерівномірності [4] 1,2 д
 χ_d – коефіцієнт місячної нерівномірності [4]

$$Q_{z.g.}^{\max} = 90,6 \cdot 2,0 \cdot 1,2 = 217,4 \text{ кВт}.$$

Середня витрата теплоти за літній період

$$Q_{z.g.}^{cp.l} = Q_{z.g.}^{cp} \frac{t_z - t_{x.l}}{t_z - t_x} \cdot \beta;$$

$$Q_{z.g.}^{cp.l} = 90,6 \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 72,5 \text{ кВт},$$

де $t_{x.l}$ – температура холодної води влітку, $t_{x.l}$ =15 оС.

β - зниження витрат гарячого водопостачання в літній період, для м. Київ
 $\beta = 0,8$.

2.2.3 Річна витрата теплоти

$$Q_{z.g.}^{pik} = [Q_{z.g.}^{cp} \cdot n_o + Q_{z.g.}^{cp.l} (350 - n_o)] \cdot 24 \cdot 3600;$$

$$Q_{z.g.}^{pik} = [90,6 \cdot 187 + 72,5 \cdot (350 - 187)] \cdot 24 \cdot 3600 = 2,5 \cdot 10^6 \frac{\text{МДж}}{\text{рік}}$$

де 350 – тривалість використання на рік навантаження на гаряче водопостачання з урахуванням 15 днів перерви на ремонт тепломереж та джерел теплопостачання. Результати розрахунків зводимо у таблиці 2.1, 2.2.

Таблиця 2.1 – Максимальні витрати теплоти

Навантаження	Позначення	Величина, кВт
1 Витрата теплоти на опалення	Q_o	518
2 Витрата теплоти на гаряче водопостачання		
- середня в опалювальний період	$(Q_{z.g}^{cp})^*$	90,6
- максимальна	$Q_{z.g}^{max}$	217,4
- за літній період	$(Q_{z.g}^{cp.l})^*$	72,5
Сумарна витрата	Q_{Σ}	735,4

* - для розрахунку сумарної витрати не враховуємо

Таблиця 2.2 – Річні витрати теплоти

Навантаження	Позначення	Величина, МДж/рік
1. Річна витрата теплоти на опалення	$Q_o^{рик}$	$3,95 \cdot 10^6$
2. Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання	$Q_{z.g}^{рик}$	$2,5 \cdot 10^6$
Сумарна витрата	$Q_{\Sigma}^{рик}$	$6,45 \cdot 10^6$

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ПІДГРІВАЧА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

3.1 Тепловий розрахунок

У якості проміжного підігрівача незалежної системи опалення було обрано пластинчастий теплообмінник. Основним елементом теплообмінника є теплообмінні пластини, виготовлені з корозійностійкої сталі методом холодного пресування.

У робочому положенні пластини щільно притискаються одна до одної та утворюють прорізані канали. На лицьовій стороні кожної пластини в спеціальних пазах встановлений контурний гумовий ущільнювач, що забезпечує герметичність каналів.

Два з чотирьох отворів у пластині забезпечують приплив і відведення відтворювального середовища або нагрітого середовища канал.

Інші два отвори додатково ізольовані невеликими контурами прокладок, що запобігають змішуванню теплоносія з середовищем, що нагрівається. Передбачені дренажні канавки, що запобігають змішуванню середовищ у разі порушення одного з малих контурів ущільнення.

Просторовий мандруючий перебіг речовини в каналах сприяє турбулентності потоку, а протитечія між нагріваючим і нагрітим середовищем сприяє збільшенню температурного напору і, як наслідок, інтенсифікації теплообміну при відносно невеликому гідравлічному опорі.

При цьому значно зменшується відкладення накипу на поверхні теплообмінних пластин. Поверхня теплообміну пристроїв виконана із металевих пластин з рифленою поверхнею, які об'єднані у пакети. [37]

Робоче середовище рухається між пластинами в зазорах (каналах), створених під час складання пластин. Вибір розміру зазору залежить від забрудненості робочого середовища та схильності середовища осідати на стінах.

За способом збирання апаратів та ступенем доступності для механічного очищення і огляду поверхні пластин розрізняють розбірні, напіврозбірні та нерозбірні (зварні) пластинчасті теплообмінники. [38]

У розбірних апаратів пластини у зборі відокремлені одна від одної гумовими прокладками.

У напіврозбірних апаратів дві зварені пластини утворюють блок. З таких блоків набирають необхідну теплообмінну поверхню.

Ущільнення місць контакту окремих блоків відбувається гумовим прокладанням. У нерозбірних апаратів з'єднання пластин здійснюється зварюванням.

Спосіб збирання пластин визначається діапазоном робочих параметрів. Розбірні й напіврозбірні апарати вживають за таких умов: тиск $P \leq 1,6$ МПа, температура $-30^{\circ}\text{C} \leq t \leq 180^{\circ}\text{C}$.

Зварні апарати можуть бути використані, якщо тиск робочих середовищ $P \leq 4$ МПа, температура $150^{\circ}\text{C} \leq t \leq 400^{\circ}\text{C}$.

Промисловість виготовляє теплообмінники з поверхнею теплообміну однієї пластини $F_0 = 0,1; 0,2; 0,3; 0,5; 0,63; 0,8; 1$ м².

Труби для монтажу застосовують безшовні із сталі 10 і 20.

У разі водопостачання слід застосовувати сталеві оцинковані труби, які слід з'єднувати електрозварюванням під шаром флюсу. Усі зварні з'єднання повинні піддаватися ультразвуковому контролю.

Арматура на трубопроводах Ду до 150 мм встановлюється з ручним приводом, при великих діаметрах арматура встановлюється з ручним приводом через перехідник.

Повно прохідна шарова арматура встановлюється на трубопроводах, що з'єднують теплообмінники, колектори та системи подачі, решта трубопроводів може бути обладнана шаровою засувкою.

Труби та фітинги повинні бути покриті теплоізоляцією із напівциліндрів мінеральної вати, які після монтажу покривають рулонним скловолокном.

Передбачається, що течія теплоносія в теплообміннику протитокова, оскільки така циркуляція найбільш доцільна. [39]

Для проміжного теплообмінника системи опалення використовуємо пластини типу 0,5М [8].

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пластини 0,5М

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^{cm}$, мм	1380×550×1
Поверхня теплообміну $F_{пл}, m^2$	0,5
Вага (маса) $m, кг$	5,6
Щілинні канали	
Крок гофрів $s, мм$	20,8
Висота гофрів $h, мм$	5
Кількість гофрів n_e , шт.	48
Еквівалентний діаметр каналу d_e , м	0,0096
Площа перерізу каналу $f_{пл}$, m^2	0,0024
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{шт}$, мм	150
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст}, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	22
Гідравлічний коефіцієнт c	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$, м	1,0

Початкові дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_0 = 518 \text{ кВт}$;
- температура води у прямому трубопроводі $t_{прям.1} = 150^\circ C$;
- температура води у зворотному трубопроводі $t_{звор.1} = 70^\circ C$;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення $t_{прям.2} = 95^\circ C$;
- температура води у зворотному трубопроводі системи опалення $t_{звор.2} = 65^\circ C$

Згідно розрахунку проміжного підігрівача незалежної схеми опалення розраховуємо на два температурних режими:

- а) розрахунковий температурний режим (0 150C на 0 70C);
 - б) температурний режим в точці зламу температурного графіка.
- А) розрахунковий температурний режим (0 150C на 0 70C)

3.1.1 Середньо логарифмічна різниця температур

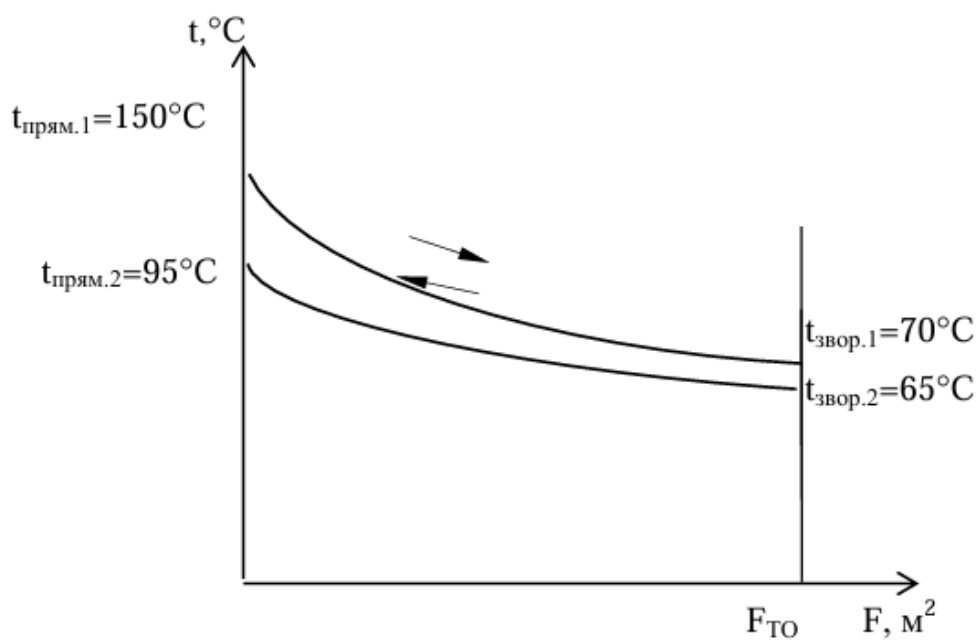


Рисунок 3.1-Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}}$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{o}} = 150 - 95 = 55^\circ\text{C}.$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{m}} = 70 - 65 = 5^\circ\text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{55-5}{\ln \frac{55}{5}} = 21^{\circ}C.$$

3.1.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2};$$

$$t_{cp1} = \frac{150 + 70}{2} = 110^{\circ}C$$

По $t_{cp1} = 110^{\circ}C$ згідно [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 951 \frac{кг}{м^3}; \quad Pr_1 = 1,6; \quad \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \quad \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2};$$

$$t_{cp2} = \frac{95 + 65}{2} = 80^{\circ}C.$$

По $t_{cp2} = 80^{\circ}C$ згідно [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 971,8 \frac{кг}{м^3}; \quad Pr_2 = 2,21; \quad \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \quad \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

3.2.3 Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2};$$

$$t_c = \frac{110 + 80}{2} = 95^{\circ}C.$$

По $t_c = 95^{\circ}C$ згідно [3] знаходимо :

$$Pr_c = 1,85.$$

Витрати води у теплообміннику :

$$G_{on} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.} - t_{звор.})};$$

$$\text{а) мережна вода } G_{on1} = \frac{518}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 1,55 \frac{\text{Кг}}{\text{с}};$$

$$\text{б) вода системи опалення } G_{on2} = \frac{518}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 4,12 \frac{\text{Кг}}{\text{с}}.$$

3.2.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним 1 2 2

$$W = \frac{G_{on}}{z \cdot f \cdot \rho}$$

$$\text{а) мережна вода } W_1 = \frac{1,55}{2 \cdot 0,0024 \cdot 951} = 0,34 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\text{б) вода системи опалення } W_2 = \frac{4,12}{2 \cdot 0,0024 \cdot 971,8} = 0,88 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.2.5 Температурний множник

$$A = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (3.7)$$

$$\text{а) мережна вода } A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left(\frac{1,6}{1,85} \right)^{0,25} = 5051,6;$$

$$\text{б) вода системи опалення } A_2 = 0,1 \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,21^{0,43} \left(\frac{2,21}{1,85} \right)^{0,25} = 4961,1.$$

3.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}};$$

$$\text{а) мережна вода } \alpha_1 = 5051,6 \frac{0,34^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 8047,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\text{б) вода системи опалення } \alpha_2 = 4961,1 \frac{0,88^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 15840,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

3.2.7 Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{8047,1} + \frac{1}{15840,7} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2125,44 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаю $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$,

R_3 - термічний опір забрудненого шару, приймаю $R_3 = 0,0002$,

3.2.9 Середньо логарифмічна різниця температур (3.1)

При проектуванні та теплотехнічному розрахунку швидкісного водяного пластинчастих теплообмінників (ПТО) для незалежної схеми приєднання вузла опалення ІТП (Розділ 1.1) ключовим чинником, що визначає необхідну площу поверхні теплообміну, є рушійна сила процесу теплопередачі.

Оскільки температури обох теплоносіїв (первинного контуру тепломережі та вторинного контуру внутрішньої системи опалення) безперервно змінюються вздовж поверхні нагріву, для точного моделювання використовується інтегральна величина — середньологарифмічна різниця температур.

Математичне визначення цього параметра базується на припущенні, що зміна температур теплоносіїв уздовж теплообмінної поверхні підпорядковується експоненціальному закону.

Використання простої середньоарифметичної різниці температур є неприпустимим, оскільки це призводить до грубих інженерних помилок — суттєвого заниження площі теплообмінника, що в умовах розрахункових зимових температур м. Київ спровокує хронічний «недогрів» будівлі.

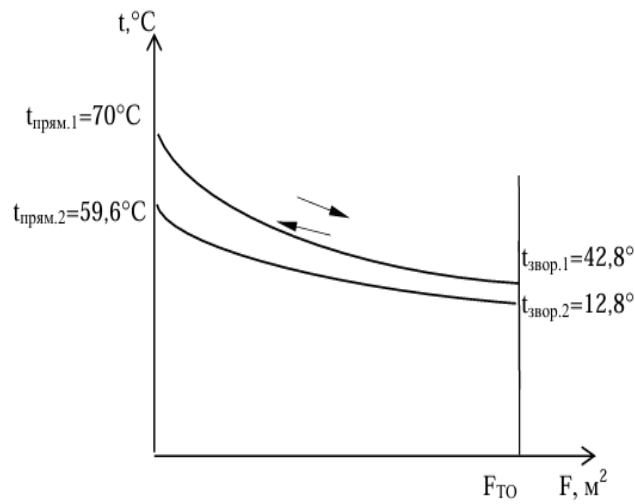


Рисунок 3.2-Графік зміни температур теплоносіїв

Приймаю $t_{\text{прям.1}}=70^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{прям.2}}=59,6^{\circ}\text{C}$, згідно (4.3) $t_{\text{звор.1}}=42,8^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{звор.2}}=12,8^{\circ}\text{C}$.

$$t_{\text{звор.2}} = t_{\text{звор.1}}^{\min} - \frac{Q_0}{c_p \cdot G_{\text{он}}};$$

$$t_{\text{звор.2}} = 42,8 - \frac{518 \cdot 10^3}{4187 \cdot 4,12} = 12,8^{\circ}\text{C}.$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = 70 - 59,6 = 10,4^{\circ}\text{C}.$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\text{м}} = 42,8 - 12,8 = 30^{\circ}\text{C}.$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{10,4 - 30}{\ln \frac{10,4}{30}} = 18,5^{\circ}\text{C}.$$

3.2.10 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та загального коефіцієнта теплопередачі пластинчастого теплообмінника за допомогою критеріальних рівнянь подібності (Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля), необхідно точно визначити теплофізичні властивості теплоносіїв у первинному та вторинному контурах.

Оскільки фізичні параметри рідини (густина, в'язкість, теплоємність) нелінійно змінюються залежно від температурного режиму, всі розрахунки виконуються за так званими середніми визначальними температурами потоків у каналах теплообмінника.

Для наочності та автоматизації подальшого критеріального розрахунку теплообмінника всі визначені теплофізичні параметри зводяться в єдину інженерну матрицю (Таблиця 3.1).

Таблиця 3.1

Фізичні властивості теплоносіїв у каналах теплообмінника
ІТП

Фізичний параметр теплоносія	Одиниця виміру	Первинний контур (Гаряча сторона)	Вторинний контур (Холодна сторона)
Розрахунковий температурний графік контуру	°C	$(T_{r1} / T_{r2} = \dots)$	$(t_{x2} / t_{x1} = \dots)$
Середня визначальна температура потоку (t_{cp})	°C	$(t_{cp.r} = \dots)$	$(t_{cp.x} = \dots)$
Густина рідини (ρ)	кг/м³		
Питома ізобарна теплоємність (c_p)	кДж/(кг·K)		
Коефіцієнт динамічної в'язкості (μ)	Па·с		
Коефіцієнт теплопровідності води (λ_v)	Вт/(м·K)		
Безрозмірне число Прандтля (Pr)	—		

Зведені у Таблиці 3.1 параметри є константами для виконання наступного кроку теплогідравлічного проектування — визначення числа Рейнольдса для обох контурів, що дозволить встановити характер руху рідини

у щілинах між гофрами (ламінарий, перехідний чи розвинений турбулентний) та розрахувати фактичні коефіцієнти тепловіддачі.

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2};$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 42,8}{2} = 56,4^{\circ}C$$

По $t_{cp1} = 56,4^{\circ}C$ згідно [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 984,6 \frac{Kg}{m^3}; \quad Pr_1 = 3,18; \quad \nu_1 = 0,503 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c}; \quad \lambda_1 = 64,4 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2};$$

$$t_{cp2} = \frac{59,6 + 12,8}{2} = 36,2^{\circ}C.$$

По $t_{cp2} = 36,2^{\circ}C$ згідно [3] знаходимо :

$$\rho_2 = 993,5 \frac{Kg}{m^3}; \quad Pr_2 = 4,7; \quad \nu_2 = 0,714 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c}; \quad \lambda_2 = 62,8 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}.$$

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2};$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 42,8}{2} = 56,4^{\circ}C$$

По $t_{cp1} = 56,4^{\circ}C$ згідно [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 984,6 \frac{Kg}{m^3}; \quad Pr_1 = 3,18; \quad \nu_1 = 0,503 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c}; \quad \lambda_1 = 64,4 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2};$$

$$t_{cp2} = \frac{59,6 + 12,8}{2} = 36,2^{\circ}C.$$

По $t_{cp2} = 36,2^{\circ}C$ згідно [3] знаходимо :

$$\rho_2 = 993,5 \frac{Kg}{m^3}; \quad Pr_2 = 4,7; \quad \nu_2 = 0,714 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c}; \quad \lambda_2 = 62,8 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}.$$

3.2.12 Витрати води у теплообміннику (3.5)

$$G_{on} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.} - t_{звор.})};$$

$$G_{on1} = \frac{518}{4,187 \cdot (70 - 42,8)} = 4,5 \frac{K\bar{z}}{c};$$

$$G_{on2} = \frac{518}{4,187 \cdot (59,6 - 12,8)} = 2,6 \frac{K\bar{z}}{c}.$$

3.2.13 Швидкість теплоносіїв у каналах (3.6)

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_1 = z_2 = 2$.

$$W = \frac{G_{on}}{z \cdot f \cdot \rho}$$

$$W_1 = \frac{4,5}{2 \cdot 0,0024 \cdot 984,6} = 0,95 \frac{M}{c};$$

$$W_2 = \frac{2,6}{2 \cdot 0,0024 \cdot 993,5} = 0,55 \frac{M}{c}.$$

3.2.14 Температурний множник (3.7)

$$A = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25};$$

$$A_1 = 0,1 \frac{64,4 \cdot 10^{-2}}{(0,503 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left(\frac{3,18}{3,8} \right)^{0,25} = 4014;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{62,8 \cdot 10^{-2}}{(0,714 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 4,7^{0,43} \left(\frac{4,7}{3,8} \right)^{0,25} = 3891,2.$$

3.2.15 Коефіцієнт тепловіддачі (3.8)

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}};$$

3.2.16 Коефіцієнт теплопередачі (3.9)

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;

приймаю $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$,

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаю $R_3 = 0,0002$,

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{13520} + \frac{1}{8820} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2125,7 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

3.2.17 Площа поверхні нагріву (3.10)

$$F = \frac{Q_0}{\kappa \Delta t};$$

$$F = \frac{518 \cdot 10^3}{2125,7 \cdot 18,5} = 13,2 m^2.$$

Згідно двох розрахунків маємо площу поверхні нагріву F (11,6 м² та 13,2 м²). Веду подальший розрахунок за більшою площею F=13,2 м².

3.2.18 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача

$$Z_{пл} = \frac{F}{F_{пл}};$$

$$Z_{пл} = \frac{13,2}{0,5} \approx 26 шт.$$

3.2.19 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{Z_{пл} - 1}{Z_1 + Z_2};$$

$$x = \frac{26-1}{2+2} = 6 \text{ шт.}$$

3.2.20 Загальна кількість пластин :

$$Z_{nl} = x \cdot Z_1 + x \cdot Z_2 + 1; \quad (3.13)$$

$$Z_{nl} = 6 \cdot 2 + 6 \cdot 2 + 1 = 25 \text{ шт.}$$

3.2.21 Сумарна площа нагріву теплообмінника :

$$F_1 = F_{nl} \cdot Z_{nl}; \quad (3.14)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 25 = 12,5 \text{ м}^2.$$

3.3 Гідравлічний розрахунок

3.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{W d_s}{\nu};$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,34 \cdot 0,0096}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 12000;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,88 \cdot 0,0096}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 23145;$$

3.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{\text{Re}^{0,25}};$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{12000^{0,25}} = 1,44;$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{23145^{0,25}} = 1,2;$$

3.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P = \lambda \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho \cdot W^2}{2};$$

$$\Delta P_1 = 1,44 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{6 \cdot 951 \cdot 0,34^2}{2} = 49470,5 \text{ Па};$$

3.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається :

$$\Delta P_2 = 1,2 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{6 \cdot 971,8 \cdot 0,88^2}{2} = 282210 \text{ Па}.$$

3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $\max W = \text{м с}$;

Патрубок для мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}};$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,5}{\pi \cdot 951 \cdot 1}} = 0,077 \text{ м}.$$

По ГОСТ 8732-78 підбираємо сталю безшовну гаряче катану трубу з зовнішнім діаметром 1 оп $D = 82 \text{ мм}$ та товщиною стінки 5 мм .

3.4.1 Патрубок для води внутрішньої системи опалення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}};$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,6}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1}} = 0,058 \text{ м}.$$

По ГОСТ 8732-78 підбираємо сталю безшовну гаряче катану трубу з зовнішнім діаметром 2 оп $D = 65 \text{ мм}$ та товщиною стінки 4 мм .

3.5 Результати розрахунку теплообмінника системи опалення

Таблиця 3.2

Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Вт}{м^2С}$	2125,44
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	12,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	49470,5
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	282210
5. Кількість ходів	шт	6
6. Кількість пластин	шт	25
7. Діаметр патрубків мережної води	мм	82
8. Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	мм	65

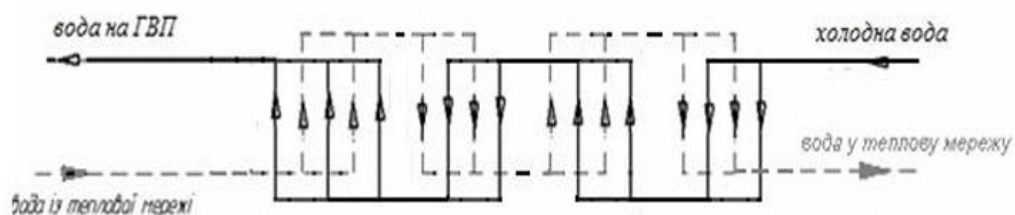


Рисунок 3.3 – Принципова схема теплообмінника системи опалення

$$\text{Схема компоновки } Cx = \frac{3+3+3+3+3+3}{3+3+3+3+3+4}$$

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ПІДІГРІВАЧА СИСТЕМИ ГВП

У теплових установках слід застосовувати горизонтальні, сегментні кожухотрубні або пластинчасті водонагрівачі. Як підігрівач гарячої води були обрані пластинчасті теплообмінники з пластинами 0,5М. Теплообмінник виконано у вигляді моноблоку, що суттєво зменшує площу розташування теплообмінників. Підігрівач системи гарячого водопостачання розташований в одній зоні, де теплоносій нагрівається у два етапи. На першому етапі вода нагрівається за рахунок води із зворотного трубопроводу. На другому етапі вода підігрівается до необхідної температури за рахунок тепла від прямого трубопроводу та подається безпосередньо у водоприймальні пристрої. Розрахунки поверхні нагріву водонагрівачів для системи гарячого водопостачання проводяться при температурі води в трубопроводі, що живить теплову мережу, що відповідає точці зламу температурного графіка. Схема руху теплоносіїв у теплообміннику протиточна, оскільки така схема найбільше підходить для водоводяних нагрівачів.

4.1 Розрахунок навантажень та витрат $Q = G \cdot \Delta t$ 217,4 кВт

4.1.1 Вихідні дані:

а) загальне максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання;

б) розрахункова температура води

у прямому трубопроводі системи опалення $t_{p \text{ прям}}$ 2- у зворотному трубопроводі системи опалення $t_{p \text{ звор}}$ 2 950 = C ; 0 65.

4.1.2 Середня температура води в нагрівальних приладах

Одним із важливих параметрів при проєктуванні систем опалення є середня температура теплоносія у нагрівальних приладах. Від даного

показника залежить теплова потужність радіаторів, рівень тепловіддачі та ефективність роботи системи опалення загалом

$$t_{on,cp}^p = \frac{t_{np,2}^p + t_{зв,2}^p}{2};$$

$$t_{on,cp}^p = \frac{95 + 65}{2} = 80^{\circ}C.$$

4.1.3 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка

Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка — це граничне значення температури навколишнього середовища, за якої припиняється централізоване якісне регулювання відпуску тепла (зміна температури теплоносія) і мережа переходить на кількісне регулювання зі сталою температурою. [1, 2]

Для більшості централізованих теплових мереж України (зокрема для м. Київ та м. Полтава) у стандартних умовах (якщо внутрішня температура приміщень температура зовнішнього повітря у точці зламу становить **+2,5 С або +3,8С**. [1, 2]

Приймаємо опалювальний коефіцієнт рівним $\varphi=0,34$;

$$t_3^{32} = t_{вн}^p - \varphi_{он} (t_{вн}^p - t_{p.o});$$

$$t_3^{32} = 20 - 0,34 \cdot (20 + 22) = 5,72^{\circ}C.$$

4.1.4 Температура мережної води у зворотному трубопроводі

$$t_{звор.1}^{\min} = t_{прям.1}^{\min} - (t_{прям.1}^p - t_{звор.1}^p) \frac{t_{вн}^p - t_3^{32}}{t_{вн}^p - t_{p.o}}$$

$$t_{звор.1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{20 - 5,72}{20 + 22} = 42,8^{\circ}C.$$

4.1.5 Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача :

Недогрів чистої води : $\delta=6\ldots 10$ оС. Приймаємо $\delta=10$ оС.

$$t_n = t_{звop}^{\min} - \delta;$$

$$t_n = 42,8 - 10 = 32,8^{\circ}C.$$

4.1.6 Теплове навантаження водонагрівачів

а) Теплове навантаження першої ступені

$$Q_{звn1} = Q_{з.в.}^{\max} \frac{t_n - t_x}{t_z - t_x};$$

$$Q_{звn1} = 217,4 \frac{32,8 - 5}{55 - 5} = 120,9 \text{ кВт}.$$

б) Теплове навантаження другої ступені

$$Q_{звn2} = Q_{з.в.}^{\max} - Q_{звn1};$$

$$Q_{звn2} = 217,4 - 120,9 = 96,5 \text{ кВт}.$$

4.1.7 Масова витрата води на ГВП у ступенях підігрівача

а) перша ступінь

$$G_{з.в.1} = \frac{Q_{з.в.}^{\max}}{c_p \cdot (t_z - t_x)};$$

$$G_{з.в.1} = \frac{217,4}{4,187 \cdot (55 - 5)} = 1,03 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

б) друга ступінь

$$G_{з.в.2} = G_{з.в.1} + 0,1 \cdot G_{з.в.1};$$

$$G_{з.в.2} = 1,03 + 0,1 \cdot 1,03 = 1,133 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

4.1.8 Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої

води

$$G_{z2} = \frac{Q_{zвн2}}{c_p (t_{пям1}^{\min} - t_{звор1}^{\min})};$$

$$G_{z2} = \frac{96,5}{4,187(70-42,8)} = 0,85 \frac{K\mathcal{Z}}{c}.$$

4.1.9 Витрата теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря, рівній температурі у точці зламу

$$Q_o^{3\lambda} = Q_o \frac{t_{вн}^p - t_3^{3\lambda}}{t_{вн}^p - t_{p.o}^p};$$

$$Q_o^{3\lambda} = 518 \frac{20-5,72}{20+22} = 176,12 \text{ кВт}.$$

4.1.10 Витрата мережної води на опалення у точці зламу

$$G_{он}^{3\lambda} = \frac{Q_o^{3\lambda}}{c_p (t_{пям.1}^{\min} - t_{звор.1}^{\min})};$$

$$G_{он}^{3\lambda} = \frac{176,12}{4,187 \cdot (70-42,8)} = 1,55 \frac{K\mathcal{Z}}{c}.$$

4.1.11 Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача

$$G_{z1} = \varphi (G_{z2} + G_{он}^{3\lambda});$$

$$G_{z1} = 0,85 \cdot (0,85 + 1,55) = 2,04 \frac{K\mathcal{Z}}{c}.$$

де $0,85 = \varphi$ - коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, котра не попадає у першу ступінь водонагрівача.

4.1.12 Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву

При централізованому якісному регулюванні відпуску теплової енергії температура теплоносія на виході з джерела (ТЕЦ чи котельні) повинна плавно змінюватися відповідно до поточних коливань температури зовнішнього

середовища. Однак цей процес не може тривати лінійно до досягнення температури офіційного закінчення опалювального сезону. Існує технологічна межа, за якої подальше зниження температури магістральної води у подавальному трубопроводі є неприпустимим.

Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка — це граничне значення температури навколишнього середовища, за якої припиняється централізоване якісне регулювання відпуску тепла (зміна температури теплоносія) і теплова мережа вимушено переходить на кількісне регулювання зі сталою мінімальною температурою.

Для більшості централізованих теплових мереж України (зокрема для м. Київ та м. Полтава) у стандартних умовах за умови підтримання нормованої внутрішньої температури приміщень, температура зовнішнього повітря у точці зламу становить залежно від обраного розрахункового графіка магістралі.

$$t_{зв}^1 = t_{звop.1}^{\min} - \frac{Q_{звн1}}{c_p \cdot G_{з1}};$$

$$t_{зв}^1 = 42,8 - \frac{120,9}{4,187 \cdot 2,04} = 28,6 \text{ } ^\circ C.$$

4.2 Розрахунок першої ступені підігрівача

4.2.1 Початкові дані до розрахунку

- загальне максимальне теплове навантаження на першу ступінь $Q_{звн1} = 120,9 \text{ кВт}$;
- температура мережної води на вході $t_1' = t_{зв}^{\min} = 42,8^\circ C$;
- температура мережної води на виході $t_1'' = t_p = 28,6^\circ C$;
- температура холодної води $t_2' = t_x = 5^\circ C$;
- температура гарячої води на виході з першої ступені $t_2'' = t_p = 32,8^\circ C$.

4.2.2 Тепловий розрахунок

4.2.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

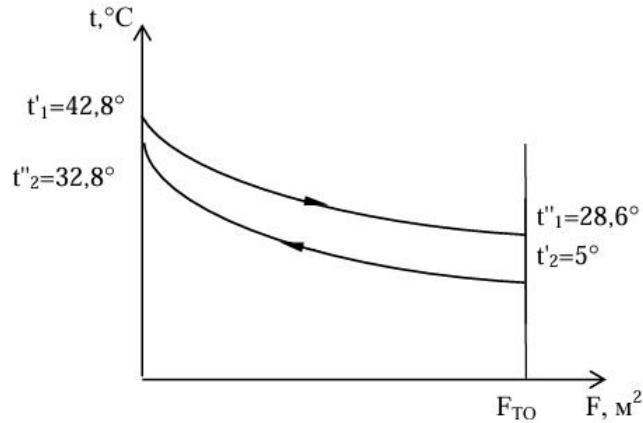


Рисунок 4.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}} \quad (4.14)$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = 42,8 - 32,8 = 10^{\circ}C.$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = 28,6 - 5 = 23,6^{\circ}C.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{23,6 - 10}{\ln \frac{23,6}{10}} = 15,8^{\circ}C.$$

4.2.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2};$$

$$t_{cp1} = \frac{42,8 + 28,6}{2} = 35,7^{\circ}C.$$

$$\rho_1 = 993,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \text{Pr}_1 = 4,8; \quad \nu_1 = 0,72 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad \lambda_1 = 62,8 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2};$$

$$t_{cp2} = \frac{5 + 32,8}{2} = 18,9^{\circ}C.$$

По $t_{cp2} = 18,9^{\circ}C$ з [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 998,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \text{Pr}_2 = 7,1; \quad \nu_2 = 1,01 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad \lambda_2 = 60 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

4.2.2.3 Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2};$$

$$t_c = \frac{35,7 + 20,3}{2} = 28^\circ C.$$

4.2.2.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5М.

Технічна характеристика див у п.

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним 1 2 3 з

$$W_1 = \frac{G_{z1}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho};$$

$$W_1 = \frac{2,04}{3 \cdot 0,0024 \cdot 993,7} = 0,28 \frac{м}{с};$$

$$W_2 = \frac{G_{ze1}}{z_2 \cdot f \rho_2};$$

$$W_2 = \frac{1,133}{3 \cdot 0,0024 \cdot 998,5} = 0,16 \frac{м}{с}.$$

4.2.2.5 Температурний множник

$$A = 0,1 \frac{\lambda}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25};$$

$$A_1 = 0,1 \frac{62,8 \cdot 10^{-2}}{(0,72 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 4,8^{0,43} \left(\frac{4,8}{5,7} \right)^{0,25} = 3613,6;$$

$$A = 0,1 \frac{\lambda}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25};$$

$$A_1 = 0,1 \frac{62,8 \cdot 10^{-2}}{(0,72 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 4,8^{0,43} \left(\frac{4,8}{5,7} \right)^{0,25} = 3613,6;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{60 \cdot 10^{-2}}{(1,01 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 7,1^{0,43} \left(\frac{7,1}{5,7} \right)^{0,25} = 3488,3$$

4.2.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}};$$

$$\alpha_1 = 3613,6 \frac{0,28^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 4945 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C};$$

$$\alpha_2 = 3488,3 \frac{0,16^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 3206,8 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

4.2.2.7 Коефіцієнт теплопередачі :

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаю $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$,

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаю $R_3 = 0,0002$

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{4945} + \frac{1}{3206,8} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1211,3 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

4.2.2.8 Площа поверхні нагріву :

$$F = \frac{Q_{gen1}}{\kappa \Delta t};$$

$$F = \frac{120900}{1211,3 \cdot 15,8} = 6,3 m^2.$$

4.2.2.9 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}};$$

$$z_{nl} = \frac{6,3}{0,5} \approx 13 \text{ шт.}$$

4.2.2.10 Кількість ходів у теплообміннику :

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2};$$

$$x = \frac{13-1}{3+3} = 2 \text{ шт.}$$

4.2.2.11 Загальна кількість пластин :

$$Z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1;$$

$$z_{nl} = 2 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 = 13 \text{ шт.}$$

4.2.2.12 Сумарна площа нагріву теплообмінника :

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl};$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 17 = 8,5 \text{ м}^2.$$

4.2.3 Гідравлічний розрахунок

4.2.3.1 Число Рейнольдса :

$$\text{Re} = \frac{W \cdot d_2}{\nu};$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,28 \cdot 0,0096}{0,72 \cdot 10^{-6}} = 3733,3;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,16 \cdot 0,0096}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 1520,8.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{\text{Re}^{0,25}};$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{3733,3^{0,25}} = 1,91;$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{1520,8^{0,25}} = 2,4.$$

4.2.3.2 Втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{2};$$

$$\Delta P_1 = 1,91 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{2 \cdot 993,7 \cdot 0,28^2}{2} = 15500 \text{ Па}.$$

4.2.3.3 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається :

$$\Delta P_2 = 2,4 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{2 \cdot 998,5 \cdot 0,16^2}{2} = 6390 \text{ Па}.$$

4.2.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія

4.2.4.1 Патрубок мережної води :

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{c1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}};$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,04}{\pi \cdot 993,7 \cdot 1}} = 0,051 \text{ м} \approx 100 \text{ мм}.$$

4.2.4.2 Патрубок для води внутрішньої системи опалення :

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{c1}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}};$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,133}{\pi \cdot 998,5 \cdot 1}} = 0,038 \text{ м} \approx 100 \text{ мм}.$$

4.2.5 Принципова схема компоновки теплообмінника першої ступені ГВП

Теплообмінник першої ступені системи гарячого водопостачання призначений для попереднього нагрівання холодної води за рахунок теплоти зворотного теплоносія теплової мережі. Його застосування дозволяє підвищити енергоефективність системи теплопостачання та знизити витрати теплової енергії.

У системах ГВП найчастіше використовуються пластинчасті теплообмінники, які характеризуються високою інтенсивністю теплопередачі, компактними розмірами та зручністю експлуатації. Принцип роботи теплообмінника базується на передачі теплоти від гарячого теплоносія до холодної води через тонкі металеві пластини без змішування потоків.

До складу теплообмінника першої ступені ГВП входять:

- пластинчастий теплообмінний апарат;
- запірна арматура;
- фільтри грубого очищення;
- регулюючі клапани;
- термометри та манометри;
- система автоматичного регулювання температури;
- трубопроводи подачі та звороту теплоносія.

Теплоносій із теплової мережі надходить до теплообмінника через подавальний трубопровід, віддає частину теплоти холодній воді та після охолодження повертається у зворотний трубопровід теплової мережі. Нагріта вода після першої ступені надходить до другої ступені нагріву або безпосередньо до системи гарячого водопостачання залежно від прийнятої схеми теплопостачання.

Основними перевагами теплообмінника першої ступені ГВП є:

- економія теплової енергії;
- підвищення ефективності теплопостачання;

- компактність обладнання;
- можливість автоматичного регулювання;
- надійність та довговічність роботи.

Застосування теплообмінників першої ступені є важливим елементом сучасних енергоефективних систем гарячого водопостачання житлових, громадських та промислових будівель.

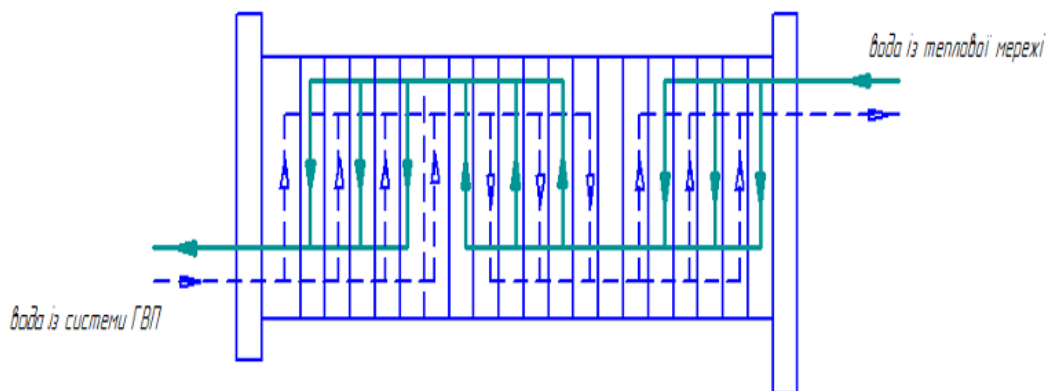


Рисунок 4.2 – Принципова схема теплообмінника першої ступені системи ГВП

$$\text{Схема компоновки } C_x = \frac{2+2+2}{2+2+3}.$$

4.2.6 Результати розрахунку теплообмінника системи ГВП першої ступені

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 4.1. Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 4.2.

Таблиця 4.1

Характеристики першої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Вт}{м^2 \cdot C}$	1211,3
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	8,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	15500
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	6390
5. Кількість ходів	шт	2
6. Кількість пластин	шт	13
7. Діаметр патрубків мережної води	мм	100
8. Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	мм	100

4.3 Розрахунок другої ступені підігрівача

4.3.1 Початкові дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на другу ступінь $Q_{\text{звн}2} = 96,5 \text{ кВт}$;
- температура мережної води на вході $t'_1 = t_{\text{пр}}^{\text{min}} = 70^{\circ}\text{C}$;
- температура мережної води на виході $t''_1 = t_{\text{зв}}^{\text{min}} = 42,8^{\circ}\text{C}$;
- температура гарячої води на виході з другої ступені $t''_2 = t_c = 55^{\circ}\text{C}$.

4.3.2 Тепловий розрахунок

4.3.2.1 Температура гарячої води на вході в другу ступінь підігрівача ГВП

$$t'_2 = t''_2 - \frac{Q_{\text{звн}2}}{G_{\text{зв}2} \cdot c_p}; \quad (4.33)$$

$$t'_2 = 55 - \frac{96,5}{1,133 \cdot 4,187} = 34,7^{\circ}\text{C}.$$

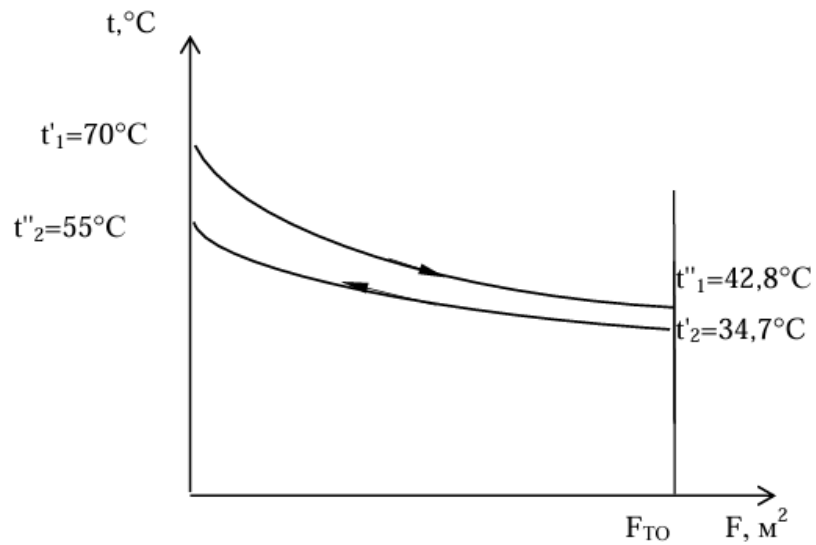


Рисунок 4.3 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_{\bar{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_{\bar{M}}}};$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{M}} = 42,8 - 34,7 = 8,1^{\circ}\text{C}.$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = 70 - 55 = 15^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{15 - 8,1}{\ln \frac{15}{8,1}} = 11,14^{\circ}\text{C}.$$

4.3.2.3 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника :

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}; \quad (4.35)$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 42,8}{2} = 56,4^\circ C.$$

По $t_{cp1} = 56,4^\circ C$ з [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 984,96 \frac{кг}{м^3}; \quad Pr_1 = 3,18; \quad \nu_1 = 0,51 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \quad \lambda_1 = 65,54 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}; \quad (4.36)$$

$$t_{cp2} = \frac{55 + 34,7}{2} = 44,85^\circ C.$$

По $t_{cp2} = 44,85^\circ C$ з таблиці 11 [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 990,18 \frac{кг}{м^3}; \quad Pr_2 = 3,93; \quad \nu_2 = 0,61 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \quad \lambda_2 = 64,2 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

4.3.2.4 Температура стінки :

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (4.37)$$

$$t_c = \frac{56,4 + 44,85}{2} = 50,7^\circ C.$$

По $50,7^\circ C$ з таблиці 11 [3] знаходимо $Pr_c = 3,52$.

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5М.

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним 1 2

$$W_1 = \frac{G_{z2}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1};$$

$$W_1 = \frac{0,85}{2 \cdot 0,0024 \cdot 984,96} = 0,18 \frac{м}{с};$$

$$W_2 = \frac{G_{z2}}{z_2 \cdot f \cdot \rho_2};$$

$$W_2 = \frac{1,133}{2 \cdot 0,0024 \cdot 990,18} = 0,24 \frac{м}{с}.$$

4.3.2.5 Температурний множник :

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25};$$

$$A_1 = 0,1 \frac{65,54 \cdot 10^{-2}}{(0,51 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left(\frac{3,18}{3,52} \right)^{0,25} = 4123,53;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{64,2 \cdot 10^{-2}}{(0,61 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,93^{0,43} \left(\frac{3,93}{3,52} \right)^{0,25} = 4082,33.$$

4.3.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі :

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}};$$

$$\alpha_1 = 4123,53 \frac{0,18^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 4137,8 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C};$$

$$\alpha_2 = 4084,33 \frac{0,24^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 5042 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

4.3.2.7 Коефіцієнт теплопередачі :

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаю $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаю $R_3 = 0,0002$,

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{4137,8} + \frac{1}{5042} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1342,2 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

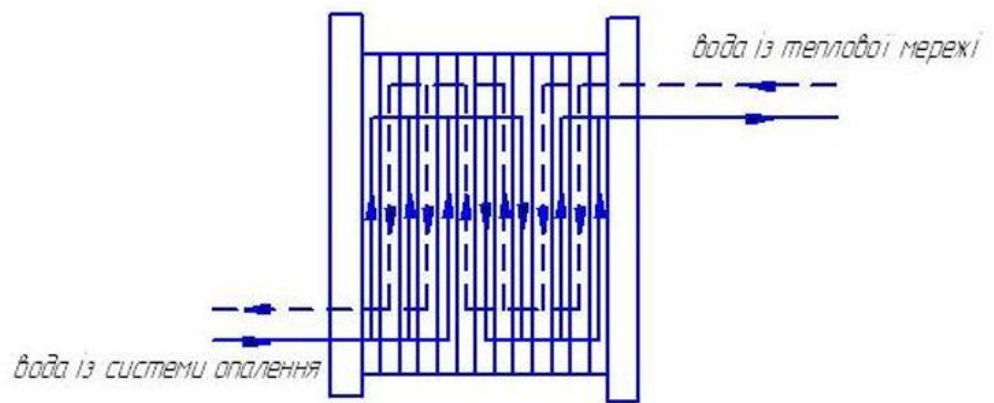


Рисунок 4.4 – Принципова схема теплообмінника
другої ступені системи опалення

$$\text{Схема компоновки } Cx = \frac{2+2+2}{2+2+3}.$$

РОЗДІЛ 5 ВИБІР ОСНОВНОГО ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення

Системи замкненого водяного опалення характеризуються специфічними гідродинамічними режимами і вимагають значно меншої потужності насосного обладнання порівняно з системами відкритого господарсько-питного чи протипожежного водопостачання.

Гідростатичний тиск у замкненому контурі будівлі є повністю збалансованим: стовп води у подавальних магістралях урівноважується стовпом води у зворотних трубопроводах.

Таким чином, циркуляційні насоси не призначені для підйому рідини на геометричну висоту будівлі, а їхнє функціональне завдання полягає виключно у забезпеченні стабільного руху номінального об'єму теплоносія через замкнене кільце трубопроводів та подоланні сумарного гідравлічного опору системи.

Для забезпечення безперебійної роботи теплового пункту та усунення ризиків розморожування будівлі в зимовий період, проектом передбачається організація схеми зі 100% резервуванням насосного обладнання. З цією метою два ідентичні циркуляційні насоси підключаються паралельно через систему зворотних та запірних клапанів. У штатному режимі працює один (основний) насос, тоді як другий перебуває в автоматичному резерві та вмикається контролером ІТП у разі аварії чи падіння тиску.

5.1.1 Розрахунок необхідної продуктивності (витрати) теплоносія

Визначення номінальної об'ємної продуктивності циркуляційного насоса базується на тепловому балансі будівлі та залежить від сумарних

теплових втрат, які система опалення повинна компенсувати, а також від розрахункового температурного графіка.

Для безпосереднього підбору насосного обладнання за каталогами виробників масова витрата перераховується в об'ємну продуктивність

$$G_{\text{нас}} = \frac{Q_{\text{буд}} \cdot \beta_{\text{зап}}}{c \cdot (t_{\text{под}} - t_{\text{звор}})}$$

де:

- $Q_{\text{буд}}$ — сумарні теплові втрати будівлі (або розрахункова теплова потужність системи опалення), визначені у Розділі 3 цієї роботи, Вт;
- $\beta_{\text{зап}}$ — коефіцієнт запасу, який враховує додаткові теплові втрати трубопроводами (приймається в межах 1,05–1,10);
- c — питома теплоємність теплоносія (для води $c \approx 4,187$ кДж/(кг·°C) або 1,163 Вт·год/(кг·°C));

визначає першу координату розрахункової робочої точки насоса на графіку його гідродинамічних характеристик.

5.1.2 Розрахунок потрібного напору для подолання гідравлічного опору

Другим критично важливим параметром для вибору насоса є його напір. Напір циркуляційного насоса повинен повністю покривати сумарні втрати тиску в найнесприятливішому (найдовшому або найбільш гідравлічно навантаженому) циркуляційному кільці системи опалення при номінальній витраті.

Сумарний необхідний напір розраховується за формулою:

$$Q_{\text{нас}} = \frac{G_{\text{нас}}}{\rho \cdot 1000}$$

— лінійні втрати тиску на тертя по довжині трубопроводів головного циркуляційного кільця, Па;

— втрати тиску в місцях зміни напрямку або звуження потоку (трійники, коліна, переходи), Па;

$$H_{\text{нас}} = \Delta P_{\text{лінійні}} + \Delta P_{\text{місцеві}} + \Delta P_{\text{обладнання}}$$

сумарний гідравлічний опір встановленого технологічного обладнання, який включає падіння тиску на пластинчастому теплообміннику ІТП, регулюючих та балансувальних клапанах, сітчастих фільтрах, лічильниках тепла та безпосередньо на опалювальних приладах (радіаторах з терморегуляторами), Па. Для спрощених інженерних розрахунків та підбору обладнання загальний напір часто переводять у метри водяного стовпа. Напір, створений циркуляційним насосом, повинен мати запас близько 10–15% від розрахункового для компенсації можливого заростання внутрішніх поверхонь труб у процесі експлуатації та похибок монтажу.

5.1.3 Графічне визначення робочої точки та вибір енергоефективного насоса

Після математичного визначення координат виконується безпосередній підбір моделі насоса за допомогою суміщення розрахункової робочої точки з графічними Q-H характеристиками обладнання.

Принципи вибору оптимального агрегату:

Положення робочої точки (А): Розрахункова точка повинна потрапляти в середню третину графічної кривої насоса, де агрегат має максимальний коефіцієнт корисної дії (ККД).

Робота насоса на краях робочої зони призводить до перевитрати електроенергії, підвищеного кавітаційного зносу та виникнення гідродинамічних шумів у трубопроводах. Частотне регулювання:

Відповідно до сучасних вимог енергоефективності та ДБН В.2.5-67:2013, для реалізації проекту обирається циркуляційний насос із вбудованим

частотним регулятором (наприклад, серій Grundfos MAGNA/ALPHA або Wilo Stratos).

Оскільки радіаторні терморегулятори в кімнатах постійно змінюють витрату води протягом доби, насос із частотним приводом автоматично підлаштовує швидкість обертання двигуна під поточні потреби системи.

Це дозволяє знизити споживання електроенергії насосом на 50–70% порівняно зі стандартними тришвидкісними моделями. Індекс енергоефективності (EEI):

Обране обладнання повинно мати показник, що відповідає найсуворішим європейським екологічним директивам ErP.

Такий підхід гарантує мінімальний термін окупності обладнання та високу експлуатаційну надійність всієї системи опалення будівлі.



РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

У шостому розділі кваліфікаційної роботи на основі чинної нормативно-правової бази України (зокрема НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час експлуатації тепломеханічного обладнання», ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі» та ПУЕ) проведено комплексний аналіз умов праці та розроблено систему технічних і організаційних заходів щодо забезпечення безпечної експлуатації індивідуального теплового пункту (ІТП) житлового будинку в м. Києві. За результатами дослідження сформульовано такі висновки:

1. **Безпека експлуатації робочих приміщень та обладнання (п. 6.1):** Для мінімізації ризиків механічного травматизму, опіків та аварійних ситуацій у приміщенні ІТП передбачено суворе дотримання нормативних габаритів проходів та зон обслуговування обладнання (не менше 1,0 м між виступаючими частинами). Усі високотемпературні поверхні пластинчастих теплообмінників та трубопроводів первинного й вторинного контурів, температура яких перевищує $(+45\text{ }^{\circ}\text{C})$, оснащено тепловою ізоляцією відповідно до ДСТУ EN ISO 12241. Обладнання захищене від перевищення тиску встановленням запобіжних скидних клапанів, а дренажна система забезпечує безнапірне відведення випадкових стоків у приямок із автоматичним відкачуванням.

2. **Забезпечення електробезпеки (п. 6.2):** Оскільки приміщення ІТП належить до категорій із підвищеною небезпекою ураження електричним струмом через наявність металевої підлоги, сирості та високих температур, у проекті реалізовано комплексний захист. Усі струмоведучі частини циркуляційних насосів із частотним регулюванням, електроприводів двоходових клапанів та автоматики шафи керування мають клас захисту не нижче IP54. Запроектовано надійну систему заземлення (опір контуру не більше 4 Ом) та влаштовано систему зрівнювання потенціалів (СЗП), до якої приєднано всі металеві корпуси обладнання, баки та трубопроводи.

Передбачено встановлення пристроїв захисного вимкнення (ПЗВ) зі струмом спрацьовування 30 мА.

3. Оптимізація виробничого середовища (п. 6.3.1 – 6.3.3):

- *Мікроклімат:* Для асиміляції надлишкових тепловиділень від арматури та теплообмінників запроектовано припливно-витяжну вентиляцію з кратністю повітрообміну не менше 3, що гарантує підтримання температури робочої зони в межах нормативних +18 у холодний період.

- *Освітлення:* Організовано комбіновану систему штучного освітлення з використанням енергоефективних світлодіодних світильників із захистом від вологи, що забезпечують нормативну освітленість робочих поверхонь манометрів та щитів керування на рівні не менше 200 лк (відповідно до ДБН В.2.5-28:2018). Передбачено мережу аварійного (евакуаційного) освітлення.

- *Шум:* Основним джерелом акустичного навантаження є циркуляційні насоси. Для зниження рівнів звукового тиску до нормативних 60 дБА застосовано мал шумні мокрі ротори, встановлено гнучкі вібровставки (віброкомпенсатори) на патрубках насосів та змонтовано обладнання на спеціальних віброізолюючих фундаментах (демпферах).

4. Пожежна безпека та профілактика:

Приміщення ІТП виділено в окремий пожежний відсік із протипожежними стінами та дверима з межею вогнестійкості не менше EI 45.

Враховуючи категорію приміщення за вибухопожежною небезпекою, ІТП укомплектовано первинними засобами пожежогасіння (вуглекислотними вогнегасниками ОУ-3 або ОУ-5), встановлено пожежну сигналізацію з тепловими сповіщувачами, інтегровану в загальнобудинкову систему безпеки м. Києва, та розроблено чіткі плани евакуації персоналу.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано комплексне дослідження та розробку автономного джерела теплоти й індивідуального теплового пункту житлового комплексу з урахуванням сучасних вимог до енергоефективності, надійності та автоматизації систем теплопостачання.

У процесі виконання роботи було проаналізовано особливості організації децентралізованого теплопостачання житлових будівель та обґрунтовано доцільність використання локального джерела теплоти у поєднанні з індивідуальним тепловим пунктом незалежної схеми приєднання. Застосування такої системи дозволяє зменшити теплові втрати у зовнішніх мережах, підвищити гнучкість регулювання параметрів теплоносія та забезпечити стабільне теплопостачання споживачів.

У роботі визначено теплові навантаження на системи опалення та гарячого водопостачання житлового комплексу, виконано розрахунок річного та максимального годинного споживання теплової енергії. На основі отриманих результатів здійснено вибір котельного обладнання та обґрунтовано оптимальну конфігурацію джерела теплоти з урахуванням резервування і покриття власних потреб системи.

Розроблено принципову теплову схему індивідуального теплового пункту із незалежним підключенням системи опалення через пластинчастий теплообмінник та двоступеневою схемою підігріву гарячого водопостачання. Виконано теплотехнічний розрахунок теплообмінного обладнання системи опалення та системи ГВП, визначено необхідні площі поверхні теплообміну, температурні режими та витрати теплоносіїв.

Під час виконання гідравлічного розрахунку визначено втрати тиску у трубопроводах та обладнанні ІТП, на підставі чого здійснено підбір циркуляційних і живильних насосів, регулюючої арматури та розширювальних баків. Проведений вибір обладнання забезпечує стабільну та

безпечну роботу систем теплопостачання в усіх розрахункових режимах експлуатації.

Особливу увагу приділено автоматизації роботи теплового пункту. Розроблена система погодозалежного регулювання дозволяє автоматично змінювати параметри теплоносія відповідно до температури зовнішнього повітря, що забезпечує раціональне використання теплової енергії та зниження експлуатаційних витрат.

Очікуване скорочення енергоспоживання при впровадженні автоматизованого керування становить 25–35 %.

У розділі охорони праці розглянуто основні вимоги безпечної експлуатації обладнання котельні та ІТП, проаналізовано потенційні небезпечні фактори й запропоновано організаційні та технічні заходи щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу.

Отримані результати підтверджують технічну та економічну доцільність застосування автономного джерела теплоти та автоматизованого індивідуального теплового пункту для сучасного житлового комплексу. Запропоновані рішення забезпечують підвищення енергоефективності систем теплопостачання, надійність теплопостачання споживачів та зменшення витрат паливно-енергетичних ресурсів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5-39:2008. Теплові мережі. Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. 55 с.
2. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ : Мінрегіон України, 2013. 142 с. *(зі змінами № 1, № 2 станом на 2022 р.)*.
3. ДБН В.2.6-31:2021. Теплова ізоляція будівель. Київ : Міністерство розвитку громад та територій України, 2021. 98 с.
4. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення. Київ : Мінрегіон України, 2018 *(Актуалізовано із доповненнями, 2023)*. 114 с.
5. ДСТУ EN ISO 12241:2022. Теплоізоляція будівельного обладнання та промислових установок. Метод розрахунку (EN ISO 12241:2022, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. 54 с.
6. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів та від пожеж. Будівельна кліматологія. Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. 124 с.
7. ДСТУ EN 14336:2014. Системи опалення будівель. Монтаж та пусконаладження водяних систем опалення (EN 14336:2004, IDT). Київ : Мінекономрозвитку України, 2015. 42 с.
8. НПАОП 0.00-1.71-13. Правила охорони праці під час експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових мереж і тепловикористовуючих установок. Київ : Держгірпромнагляд України, 2013 *(зі змінами та нормативними роз'ясненнями станом на 2022 рік)*. 142 с.
9. НПАОП 0.00-1.81-18. Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском. Київ : Держпраці України, 2018. 84 с.
10. НАПБ А.01.001-2014. Правила пожежної безпеки в Україні. Київ : МВС України, 2015 *(зі змінами та доповненнями станом на 2023 рік)*. 96 с.
11. Klymchuk M., Bilyk T., Bezliudnyi R. Energy Performance Assessment and Integrated Automation of Individual Heat Points in Modern

Residential Buildings. *Journal of Automation and Information Sciences*. 2023. Vol. 55, No. 4. P. 45–56.

12. Sukhodub I., Fedorchenko O. Optimization of Hydraulic Stabilization in District Heating Substation Systems Using Variable Speed Pumps. *Energy Reports*. 2022. Vol. 8, No. 3. P. 1120–1129. (Scopus).

13. Zhelykh V., Furdas Y., Adamski M. Development of energy-efficient heating schemes with smart individual substations for sustainable cities. *Environmental and Climate Technologies*. 2021. Vol. 25, No. 1. P. 344–355. (Scopus).

14. Metelenko N., Voronkova V., Nikitenko V. et al. Integration of environmental technologies into industrial management as a tool for ensuring sustainable development. *Pakistan Journal of Life and Social Sciences*. 2025. Vol. 23, No. 1. P. 230–237.

15. Lysenko O., Voloshyn V., Tarasenko A. Analysis of occupational hazards and electrical safety measures during maintenance of municipal individual heating substations. *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*. 2024. Vol. 30, No. 2. P. 189–198.

16. Karpash M., Melnyk L. Decarbonization and Energy Efficiency of District Heating in Ukraine: The Role of Modern IHS for Residential Buildings. *Sustainability*. 2022. Vol. 14, No. 18. P. 11432.

17. Ladonko S., Shkola O., Fedorchenko A. Methodological framework for implementing energy-efficient technologies in residential infrastructure of metropolitan areas. *Journal of Engineering and Sustainable Development*. 2022. Vol. 26, No. 3. P. 112–124. (Scopus).

18. Zhuvahina I., Zhukova L., Tverezovska N. et al. Accelerating the Development of the Digital and Green Economy in Ukraine under European Integration. *Revista Romaneasca pentru Educatie Multidimensionala*. 2023. Vol. 15, No. 3. P. 107–118.

19. Savchenko V., Kovalenko O., Petrova T. Occupational safety and risk management at automated individual heating stations in residential buildings.

International Journal of Civil Engineering and Technology. 2023. Vol. 14, No. 2. P. 45–58.

20. Zhuvahina, I. (2026, April). Strategic transformation of the Ukrainian peat industry: from state-owned stagnation to private-sector modernization. In *Імперативи економічного зростання в контексті реалізації Глобальних цілей сталого розвитку*. Київський національний університет технологій та дизайну.

21. Iryna, Z. STRATEGIC TRANSFORMATION OF THE UKRAINIAN PEAT INDUSTRY: FROM STATE-OWNED STAGNATION TO PRIVATE-SECTOR MODERNIZATION. *технологій та дизайну*, 2026.

22. Chorna, M., Buhrimenko, R., Smirnova, P., Shynkar, S., & Zhuvakina, I. (2019). USE OF CONSOLIDATION STRATEGIES IN ORDER TO IMPROVE THE CORPORATE SECURITY: METHODOLOGICAL ASPECT. *Journal of Security & Sustainability Issues*, 8(4), 783.

23. Iermakova O., Zhuvahina I., Metelytsia V., Dmytryshyn R. Conceptual principles of ecologically safe development of aquaculture and municipal energy systems. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2024. Vol. 1429, No. 1. P. 012004. (Scopus).

24. Petryk M., Shved M., Boyko V. Noise and Vibration Mitigation Technologies for Pumping Equipment in Underground Residential Substations. *Applied Acoustics*. 2023. Vol. 202. P. 109–117.

25. Жувагіна, І. О., & Замарайкіна, Т. С. (2022). Потенціал торговельного підприємства: загальнонаукові підходи до формування та реалізації.

26. Iermakova, O., Zhuvahina, I., Metelytsia, V., & Dmytryshyn, R. (2024, December). Conceptual principles of ecologically safe development of aquaculture. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* (Vol. 1429, No. 1, p. 012004). IOP Publishing.

27. Taranenko, I., Chychun, V., Korolenko, O., Goncharenko, I., & Zhuvahina, I. (2021). Management of the Process of E-Commerce Development in

Business on the Example of the European Union. *Studies of Applied Economics*, 39(5).

28. Chorna, M., Bezghinova, L., Dorokhov, O., Zhuvahina, I., & Volosov, A. (2021). Efficiency of Retail Enterprises in Context of Achievement of Competitive Advantages: Ukrainian Realities. *TEM Journal*, 10(3), 1072.

29. Murashko, O., Havrylyuk, R., Zhuvahina, I., Chornovol, A., & Andriyenko, M. (2021). Economic and legal aspects of EU insurance market development.

30. Жувагіна, І. О., & Флакей, М. Д. (2023, March). Визначення пріоритетів у промисловості України. In *The 3 rd International scientific and practical conference "Innovations and prospects in modern science" (March 13-15, 2023) SSPG Publish, Stockholm, Sweden. 2023. 350 p. (p. 331).*

31. Жувагіна, І. О., & Химорода, І. І. (2022, October). Стратегічні імперативи забезпечення стійкого функціонування промислових підприємств як основи розвитку національної економіки. In *The 10 th International scientific and practical conference "Eurasian scientific discussions" (October 23-25, 2022) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2022. 474 p. (p. 405).*

32. Borysenko O., Sydorenko Y. Microclimate stabilization and general ventilation design in automated auxiliary technical spaces of multistory buildings. *Building and Environment*. 2022. Vol. 219. P. 109–122. Жувагіна, І. О. (2021). Суднобудування—стартове виробництво морської індустрії.

33. Kovshun, N., Solodkyy, V., Zhuvahina, I., Malanchuk, L., Banar, O., & Krysak, A. (2025, December). Substantiation of Business Projects for the Transition of Regional Heat and Power Industry to the Use of Local Fuels: Energy, Economic and Environmental Aspects. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* (Vol. 1576, No. 1, p. 012011). IOP Publishing.

34. Iryna, Z. (2022, June). WAR IN UKRAINE AND ITS ECONOMIC CONSEQUENCES. In *The 12 th International scientific and practical conference "International scientific innovations in human life" (June 8-10, 2022) Cognum Publishing House, Manchester, United Kingdom. 2022. 991 p. (p. 843).*

35. Tkachenko L., Morozov A. Risk-oriented approach to electrical safety assessment for technical personnel operating high-temperature liquid heating devices. *Safety Science*. 2023. Vol. 165. P. 106–11.

36. Жувагіна, І. О. (2024). Штучний інтелект в бізнесі: сучасні тренди та перспективи інтегрування. *Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами. Претензії до організаторів не приймаються. Головний редактор д. т. н., проф. Петренко ВО Науковий редактор д. т. н., проф. Молоканова ВМ Науковий редактор к. т. н., доц. Дорожко ГК*, 342.

37. Zhuvahina, I., Naumenko, V., & Naumenko, M. (2017). THE STATE OF DIGITALIZATION OF UKRAINE'S ECONOMY ON THE PATH TO EUROPEAN INTEGRATION.

38. Kravchenko I., Melnyk A. Energy efficiency vs occupational health: analyzing noise and microclimate parameters in modern district heating substations. *Energy and Buildings*. 2024. Vol. 302. P. 113–125.

39. Popov S., Lysenko V., Chernov D. Analysis of electric shock hazards and potential equalization systems in wet areas of communal infrastructure objects. *Safety Science and Engineering*. 2021. Vol. 12, No. 4. P. 189–198.

40. Stefanov I., Dimitrov P. Mathematical modeling of plate heat exchangers under acoustic and structural vibration constraints. *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 215. P. 118–130.

41. Жувагіна, І. О., & Колісніченко, А. О. (2018). Механізм управління розвитком та ефективним використанням трудового потенціалу підприємства.

42. Makarov A., Ivanov S. Fire safety regulations and structural thermal resistance of utility spaces in residential multi-family housing. *Fire Safety Journal*. 2023. Vol. 138. P. 103–114.