МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРНИХ СИСТЕМ ТА ЕКОЛОГІЇ
КАФЕДРА ТЕПЛОТЕХНІКИ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

на здобуття ступеня магістра

на тему: «Реконструкція системи теплопостачання групи житлових будинків у м. Київ по вул. О. де Бальзака»

виконав: студент II курсу, групи зТЕм-23
зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

Панаіт Андрій Вікторович _____ _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник доцент Гламаздін П.М. _____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

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

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

Студент _____
(підпис)

Київ – 2024 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

Факультет інженерних систем та екології

Кафедра теплотехніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціалізація «Енергетичний менеджмент, енергоефективні муніципальні та промислові теплові технології»
(шифр і назва)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____Михайло КИРИЧЕНКО
(підпис) (ініціали, прізвище)
«___» _____2024 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проект (роботу) студенту
Панаіту Андрію Вікторовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) «Реконструкція системи теплопостачання групи житлових будинків у м. Київ по вул. О. де Бальзака»

керівник проекту (роботи) Гламаздін Павло Михайлович, доцент.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «___» _____2024 р. №____

2. Термін подання студентом проекту (роботи) «___» _____2024 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи):

1) Схема теплопостачання двотрубна, водяна

2) Загальна кількість квартир – 462

3) Загальна кількість мешканців – 1435

4) Джерело теплопостачання – ТЕЦ-6

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

1) Розробка принципової схеми теплового пункту

2) Підбір основного та допоміжного обладнання

3) Економічна оцінка впровадження проекту

4) Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

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

1) Принципова схема ЦТП

2) Розташування обладнання в ТП

3) Принципова схема теплового пункту

4) Схема підключень систем опалення та ГВП по «незалежній» схемі

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	Дата

7. Дата початку роботи з консультантом_____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів дипломногопроекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розробка принципової схеми теплового пункту	06.09.24	
2	Підбір основного та допоміжного обладнання	17.09.24	
3	Охорона праці	30.09.24	
4	Графічна частина	01.11-22.11.24	
5	Принципова схема теплового пункту	06.11.24	
6	План розміщення обладнання	12.11.24	
7	Насосна група	12.11.24	
8	Вузол вводу теплоносія	13.11.24	
9	Схема трубопроводів та підключення до теплової мережі	18.11.24	
10	Оформлення пояснювальної записки	01.10-25.11.24	

Студент _____ Андрій ПАНАІТ
(підпис) (ініціали, прізвище)

Науковий керівник дипломної роботи _____ Павло ГЛАМАЗДІН
(підпис) (ініціали, прізвище)

Реферат

Дипломний проект на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою 144 «Теплоенергетика» на тему: «Реконструкція системи теплопостачання групи житлових будинків у м. Київ по вул. О. де Бальзака»: 119 с., 24 мал., 23 табл., 24 джерел, 9 креслень формату А1.

Об'єкт розробки – система теплопостачання групи житлових будинків у м. Київ.

Мета роботи – аналіз існуючої системи теплопостачання та запровадження технічних рішень щодо модернізації та реконструкції системи ЦТП.

Приведені розрахунки теплових навантажень споживачів на опалення, та гаряче водопостачання. Складена теплова схема теплового пункту, розраховано та вибрано обладнання (водопідігрівальна установка, циркуляційні насоси, насоси підживлення та холодної води, запірна та регулювальна арматура).

Було здійснено гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж та трубопроводів в межах теплового пункту. Також було розраховано та підібрано двохступеневий пластинчастий теплообмінний апарат зібраного за двох ступінчатою змішаною схемою в одному моноблоці, для системи ГВП, фірма виробник Thermaks, модель РТА (GX) – 42.

Для зменшення внутрішньої корозії труб ГВП встановлена протикорозійна електролізерна установка типу ПКЕУ «Деоксиген» що слугує для захисту труб системи гарячого водопостачання від корозії, спричиненої внаслідок дії розчиненого у воді кисню, агресивної вуглекислоти та ін.

У якості регулюючої арматури застосовується регулятори перепаду тиску, регулятори тиску „до себе", запобіжні клапани, регулятори витрати в залежності від температури зовнішнього середовища фірми LDM та Siemens.

В пункті охорона праці було проаналізовано шкідливі та небезпечні фактори що можуть зашкодити обслуговуючому персоналу. Розроблені засоби по безпеці та охороні праці . Виконані розрахунки теплової ізоляції.

Прорахована економічна оцінка впровадження проету, в результаті техніко-економічних розрахунків показано, що строк окупності $T_{ок}$ = 3,4 роки.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: система теплопостачання, опалення, реконструкція, тепловий пункт, теплові втрати, теплопостачання, гаряче водопостачання.

Abstract

Master's thesis for obtaining a master's degree in an educational and professional training program on the theme: "Reconstruction of the heat supply system of a group of residential buildings in Kyiv on St. AT. de Balzac": 119 p., 24 figures, 23 tables, 24 sources, 9 drawings of A1 format.

The object of development is the heat supply system of a group of residential buildings in the city of Kyiv.

The purpose of the work is to analyze the existing system of heat supply and to introduce technical solutions for the modernization and reconstruction of the system.

Calculation of heat load of consumers for heating, and hot water supply The thermal circuit of a heat point is made, equipment is calculated and selected (water heating unit, circulating pumps, feed pumps and cold water, shut-off and adjusting valves.

Hydraulic calculation of pipelines of heat networks and pipelines within the heat point was carried out. Also, two-stage plate heat exchanger was assembled in two single-stage mixed- circuit circuits, for the PRT system, the Thermaks manufacturer, and the PTA model (GX) -42.

Anticorrosion electrolytic plant of the type PKEU "Deoksigen" is installed to reduce the internal corrosion of PVD pipes, which serves to protect the pipes of the hot water supply systemfrom corrosion caused by the action of oxygen dissolved in water, aggressive carbon dioxide, and others.

Regulating valves use pressure regulators, pressure regulators "to itself", safety valves, flow regulators depending on the ambient temperature of LDM and Siemens.

At the point of labor protection, harmful and hazardous factors that could damage the service personnel were analyzed. Developed tools for safety and protection of work. The calculations of thermal insulation are executed.

The calculated economic evaluation of the implementation of the project, as a result of technical and economic calculations, it is shown that the payback period Current = 3.4 years.

KEYWORDS: heat supply, heating, reconstruction, heat supply, heat losses, heat supply, hot water supply.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів..... 8

Вступ 10

1 Характеристика системи теплопостачання 14

2 Розрахунки теплових навантажень споживачів 17

2.1 Витрати теплоти на опалення..... 17

2.2 Розрахунок витрати тепла та води на гаряче водопостачання..... 22

2.3 Розрахунок витрати холодної води..... 25

2.4 Розрахунок годинної витрати мережної води..... 26

2.5 Висновки з розділу 2 27

3 Тепловий пункт..... 28

3.1 Опис схеми теплового пункту..... 28

3.2Розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання.. 30

3.3Вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту 46

3.4 Вибір насосів..... 49

3.5 Вибір регулятора перепаду тиску 54

3.6 Розрахунок дросельної шайби для системи ГВП 58

3.7 Вибір фільтрів 59

3.8 Вибір грязьовиків 60

3.9 Вибір запірної арматури 62

3.10 Вибір зворотного клапану 64

3.11 Вибір антикорозійної установки 65

3.12 Висновки з розділу 3 66

4 Зовнішні теплові мережі 67

4.1Вибір діаметрів трубопроводів зовнішньої теплової мережі 69

4.2Гідравлічний розрахунок подавального трубопроводу ГВП 70

4.3 Висновки з розділу 4 75

5 Модернізація центрального теплового пункту 76

6 Автоматизація теплового пункту..... 86

6.1 Висновки з розділу 6 92

7 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях 93
7.1 Технічні рішення 94
7.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії..... 97
7.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях..... 103
8 Економічна оцінка впровадження проекту..... 105
8.1 Висновки з розділу 8…….…… 112
Висновки 113
Список використаної літератури..... 115
Додатки
Додаток А
Характеристика насосів…… 116

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

t - температура;

a, b, c – розміри;

Q – тепловий потік, кількість теплоти;

F – площа;

K – коефіцієнт теплопередачі;

G – витрата;

T – час;

c – теплоємність;

ω - швидкість;

ρ – густина;

λ – теплопровідність;

α – коефіцієнт тепловіддачі;

Re – число Рейнольдса;

Nu – число Нуссельта;

ν – в'язкість;

q – питомий тепловий потік;

L – довжина; D – діаметр; H – висота;

Δp – втрати тиску

Z – кількість;

ІндексиНижні

вік – вікно;

вн – внутрішній;

р.о. – розрахункова на опалення;

ст – стінка;

пер – перекриття;

втр – втрати;

год – годинна;

с – секундна;

ср – середня;

цир – циркуляційна;

сп – споживач;

вх – вхід;

вих – вихід.

п.п – перший поверх;

кв – квартир;

пр. – прилад;

г.в – гаряче водопостачання;

max – максимальне;

м.в– мережна вода (гріюча);

г.в – вода що нагрівається;

б – більша;

м – менша;

л – лінійні;

м – місцеві;

гр – грязьовик;

зк – захист від корозії.

Верхні

дод – додаткові;

осн – основні;

опт – оптимальний;

II – другий ступень;

I – перший ступень;

л – літнє;

з – зимнє;

ст – стояк;

Скорочення

ГВП – гаряче водопостачання;

ТЕЦ – теплоелектроцентраль;

ЦТП – центральний тепловий пункт;

ВП – водопідігрівач

ВСТУП

Основною метою роботи теплоенергетичних систем є надання якісного, швидкого, економічного продукту споживачам.

Постійно йде розвиток нових технологій для забезпечення більш ефективного використання паливо-енергетичних ресурсів та підвищення екологічних показників виробництва та зовнішнього середовища.

Одним з перспективних направлень енергозбереження та зниження витрати паливо-енергетичних ресурсів є розроблення та впровадження ефективного теплогенеруючого обладнання та систем автоматики.

Головні джерела теплопостачання у містах є теплоелектроцентралі (ТЕЦ), чи районі котельні (РК), чи котельні промислових підприємств.

Втрата теплової енергії при транспортуванні теплоносія по тепловим мережам є суттєвою та залежить як від відстані до споживача, так і від стану теплової ізоляції трубопроводів.

Також необхідно враховувати, що існуюча система теплопостачання міста Києва є централізованою та використовує потужність ТЕЦ та районних котелень разом з тепловими мережами. Враховуючи значний об’єм капіталовкладень у основне обладнання теплопостачання необхідно впровадження нових економних схем теплопостачання та нового більш економічного обладнання.

Суттєвим елементом систем центрального теплопостачання є установки, що розміщуються у вузлах приєднання до теплових мереж місцевих систем тепловикористання. У таких установках здійснюється контроль роботи теплових мереж та систем тепловикористання, а також управління ними. Виконується вимірювання параметрів теплоносія – тиску, температур, витрат та регулювання відпуску тепла. Від роботи таких установок залежить надійність та економічність теплопостачання в цілому.

По призначенню теплові пункти (ТП) мають значення – відпустити споживачу теплову енергію (гарячу воду чи опалення), а по змісту – грають значну роль в якості та кількості обслуговування теплом споживачів. Таким чином, на теплові пункти покладається головна задача підвищення енергоефективності теплопостачання енергії, яка виробляється тепловим джерелом ТЕЦ.

Всі теплові пункти відносяться чи до центральних (ЦТП), чи до індивідуальних

(ІТП). До ІТП відносяться тільки установки з вузлами приєднання до теплових мереж систем тепловикористання одної будівлі або її частини. Всі інші теплові пункти незалежновід кількості будівель, що обслуговуються відносяться до ЦТП.

На теплових пунктах застосовується складне тепломеханічне обладнання. Так у ЦТП використовується більше 15 найменувань обладнання (насоси, підігрівачі, засувки, регулятори, контрольно-вимірювальні прилади і т.п.).

Обладнання, що використовується на даний час у центральних теплових пунктах застаріле та не дає необхідного ефекту забезпечення споживачів теплом та гарячою водою. Тому встало питання заміни старого обладнання на нове. Але основний напрямок це використання в якості нового обладнання сучасного, економічного, компактного.

Підвищення надійності обладнання, що застосовується в теплових пунктах, раціональна організація його ремонту призводить до суттєвої економії експлуатаційних витрат та підвищення якості теплопостачання. Безвідмовність роботи обладнання в ТП у період роботи без перерв досягається не тільки за рахунок безвідмовної роботи йогоокремих частин, але також за рахунок резервування основного та допоміжного обладнання. Обладнання теплових пунктів в основному відноситься до того що ремонтується, незначна частина – до того що не ремонтується чи до обладнання, ремонт якого по економічним причинам недоцільний.

У трьохланковому ланцюгу системи теплопостачання (джерело тепла – теплова мережа – споживач) тепловий пункт, що пов'язує теплову мережу з споживачем тепла, займає важливе місце. Через тепловий пункт здійснюється управління місцевими системами споживання (опалення, гаряче водопостачання), у ньому також здійснюється трансформація параметрів теплоносія. Одночасно у тепловому пункті здійснюється управління самою тепловою мережею, так як у ньому виконується по відношенню до теплової мережі розподілення та контроль.

Теплові пункти обладнанні електричним освітленням, водопроводом, каналізацією та природною припливно-витяжною вентиляцією з трикратним обміном повітря. Згідно вимог техніки безпеки двері у теплових пунктах повинні відкриватися тільки зовні, а при довжині приміщення 12 *м* та більше передбачається не менше двох виходів. Теплові пункти, що мають великі розміри, розміщуються у окремих будівлях та приміщеннях.

У даному дипломному проекті розглядається незалежне приєднання систем опалення до водяних мереж та незалежна двоступінчата послідовна схема гарячого водопостачання.

Незалежне приєднання системи опалення з водопідігрівачем застосовується у тому випадку, коли режим роботи системи опалення та теплових мереж не співпадають, при цьому тиск теплоносія на вводі значно більший чи значно менший, чим у системі опалення.

По цій схемі приєднуються будівлі, що розташовані у низинних місцях чи на височині, а також висотні будівлі. Вода з магістралі, що подається, теплової мережі поступає у водоводяний підігрівач, де нагріває воду, що циркулює у системі опалення. Охолоджена вода з підігрівача повертається у теплову мережу.

Двоступінчата послідовна схема ГВП характеризується тим, що водопровідна вода попередньо підігрівається у підігрівачі першої ступені, що підключений до зворотної магістралі теплової мережі послідовно після системи опалення. Останній момент підігріву води у підігрівачі другої ступені, що підключений до подаючої магістралі теплової мережітакож послідовно, але вже перед системою опалення. Підігрівачі у цій системі розраховуються на середньо годинну витрату води у тепловій мережі 150/70 $°C$, водопровідна вода до заданої температури підігрівається тільки у підігрівачі першої ступені. У підігрівачі другої ступені підігрівається циркуляційна вода. Вибір підігрівачів першої та другої ступені виконується на перепад температур у подаючій та поворотній магістралях, які відповідають точкам злому графіку.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

Данна магістерська робота розроблена з метою покращення умов забезпечення споживачів теплом та гарячою водою. Це здійснюється за допомогою заміни у існуючому тепловому пункті за адресою: м.Київ, вул. О. де Бальзака, 4а, старого зношеного існуючого обладнання на нове, сучасне, малогабаритне обладнання, яке легше обслуговувати, ремонтувати та експлуатувати. Здійснюється заміна старих теплообмінних кожухотрубних габаритних апаратів на пластинчастий апарат нового покоління, який є малогабаритним. А також виконується заміна насосного обладнання, запірної арматури, захисного та очисного обладнання, регуляторів та встановлення автоматики.Схема теплового пункту зображена на рисунку 1.1.

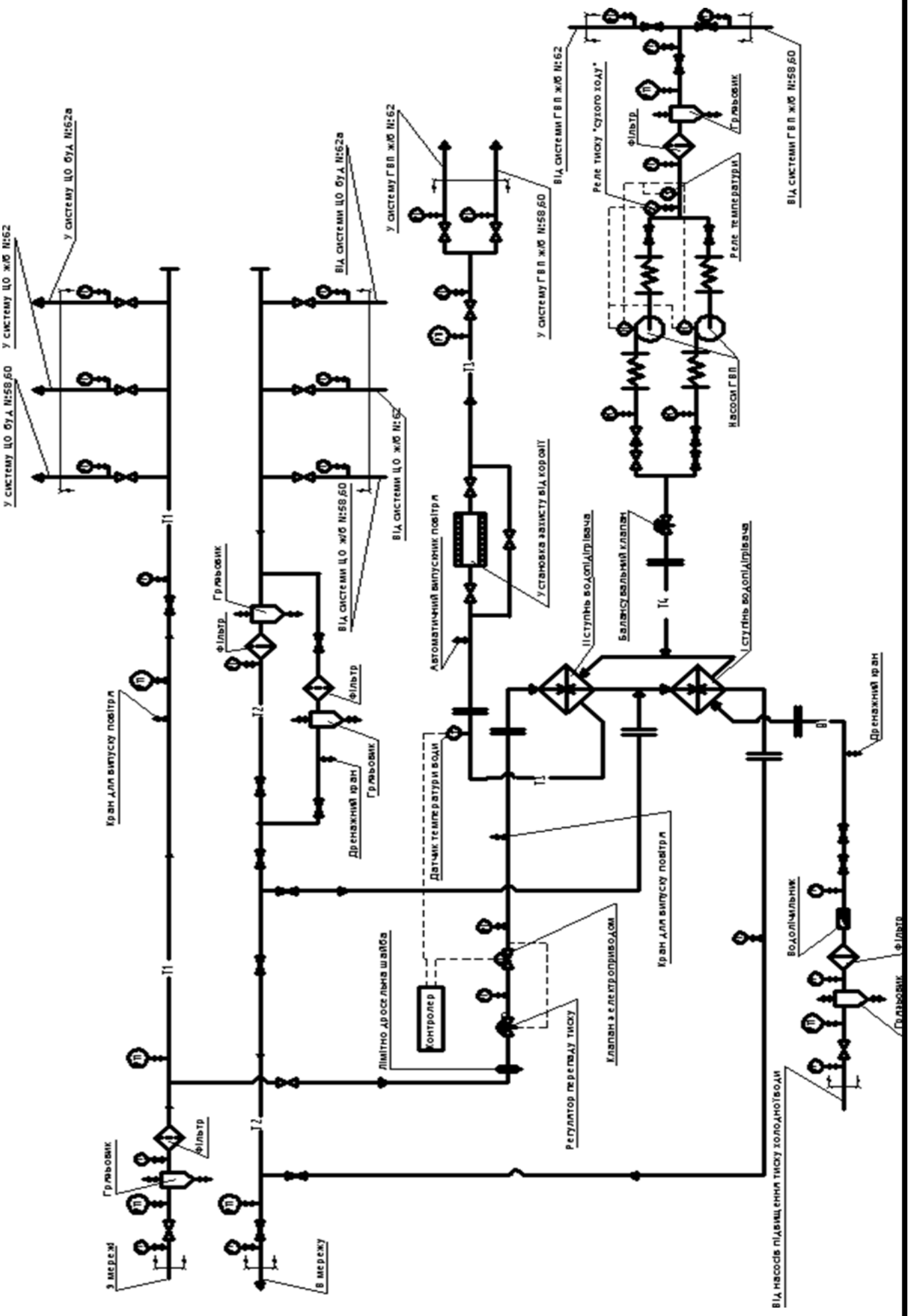
У даному тепловому пункті встановлюються:

- теплообмінний апарат (пластинчастий) для системи гарячого водопостачання;
- два циркуляційні насоси системи центрального опалення;
- два циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання;
- два підвищувальні насоси холодного водопостачання;
- два підживлювальних насоси;
- регулювальне обладнання фірми «Siemens», «LDM»;
- контрольно-вимірювальні прилади;
- кулясті (шарові) крани.

Тепловий пункт має природне та штучне освітлення, ворота та вхідні металевідвері, дренажну систему.

До теплового пункту приєднано 3 будинки:

– по вул. О. де Бальзака, 4 - 154 квартири;
– по вул. О. де Бальзака, 4а – 154 квартири;
– по вул. О. де Бальзака, 6 – 154 квартири.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Випускова кваліфікаційна робота	Арк. 15

Температурний графік мережної води:

- в опалювальний період – 150/70 °С;
- в точці «злому» – 70/42,5 °С;
- в неопалюваний період – 70/30 °С.

В дипломному проекті розробляється центральний тепловий пункт за наступними вихідними даними:

Тепловий пункт, розташований у окремому приміщенні , призначений для розподілу теплової енергії між системами опалення та гарячого водопостачання 3 будинків розташованих поруч з тепловим пунктом.

Схема теплопостачання – двотрубна, водяна.

Загальна кількість квартир 462

Кількість мешканців 1435

Джерело теплопостачання – магістраль №5 теплових мереж КП «Київтеплоенерго» ТЕЦ-6

Вузол приєднання – ТК 238/3

Параметри теплоносія в точці приєднання:

- тиск в подавальному трубопроводі – 7,8 МПа;
- тиск в зворотному трубопроводі – 4,8 МПа.
- температура води в подавальному трубопроводі – Т1 = 150°С;
- температура води в зворотному трубопроводі – Т2 = 70°С.

Таблиця 1.1 – Кліматологічні дані для м. Києва

Назва	Позначення	Одиниця	Значення величини
Розрахункова температура на опалення	$t_{р.о}$	$^{\circ}C$	-22
Середня розрахункова температура опалювального періоду	$t_{ср.о}$	$^{\circ}C$	-0,1
Середня температура найбільш холодного місяця	$t_{ср.х.м}$	$^{\circ}C$	-4,7
Тривалість опалювального періоду	$n_о$	доба	176

2 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

2.1 Витрата теплоти на опалення

Від центрального теплового пункту здійснюється подача теплоти до систем опалення та гарячого водопостачання трьох будинків, характеристика будинків наведена у таблиці 2.1

2.1.1 Вихідні дані :

Населений пункт – м. Київ.

Температура повітря всередині приміщення $t_{вн} = 20^0$С

Кліматологічні дані для населеного пункту- м. Києва:

тривалість опалювального періоду $n_0 = 176$ діб, розрахункова температура повітря $t_{пов} = -22^0$С, середня температура опалювального періоду $t_{ср.о} = -0{,}1\ ^oC$

Таблиця 2.1 - Характеристика будинків

Показник	Будинок по вулиці О. де Бальзака, 4а		Будинок по вулиці О. де Бальзака, 4		Будинок по вулиці О. де Бальзака, 6
Висота приміщення одного поверху, **м**	2,5		2,5		2,5
Кількість поверхів	9	14	9	14	14
Кількість квартир, **шт**	71	83	71	83	154
Висота будинку, **м**	24,6	39,5	24,6	39,5	24,6
Кіл-ть мешканців, **чол**	266	199	263	245	462
Площа будинку, **м^2**	715	660	715	660	1254
Площа фасадів, **м^2**	4000	5600	4000	5600	5500
Матеріал стін	Цегла-бетон		Цегла-бетон		Цегла-бетон
Засклення	Подвійне в дерев'яних сполучених рамах		Подвійне в дерев'яних сполучених рамах		Подвійне в дерев'яних сполучених рамах

Розрахунки будемо проводити за точною методикою, тобто за втратами теплоти у навколишнє середовище.

2.1.2 Загальні втрати теплоти

$$Q_{втр.} = Q^{осн}_{втр} + Q^{дод}_{втр}, \quad (2.1)$$

де $Q^{осн}_{втр}$ - основні теплові втрати, кВт;

$Q^{дод}_{втр}$ - додаткові втрати теплоти, кВт.

2.1.3 Основні теплові втрати

$$Q_{втр}^{осн} = \sum_{i=1}^{m} F_i \cdot k_i (t_{вн} - t_{р.о}), \quad (2.2)$$

де F_i - площа обгороджень, $м^2$

k_i - коефіцієнт теплопередачі обгороджень, Вт / (м²·К)

2.1.4 Теплові втрати через вікна

$$Q_{вік} = F_{вік} \cdot k_{вік} \cdot (t_{вн} - t_{р.о.}), \quad (2.3)$$

де $F_{вік}$ - площа поверхні вікон, м²;

$k_{вік}$ - коефіцієнт теплопередачі вікон, засклених подвійних у дерев'яній рамі $k_{вік}$ = 2,94 Вт / (м²·К) [1].

Так як у будинку вікна різних розмірів, то площу поверхні вікон для окремого будинку розрахуємо за формулою (1.4)

$$F_{вік} = \sum_{i=1}^{n} (a_i \cdot b_i) \cdot n_{вік,i} \quad (2.4)$$

Таблиця 2.2 - Визначення площі поверхні вікон

	Розмір вікон $a \times b$,м²			Загальна площа вікон $F_{вік_i}$,м²
	1,17×1,46	1,77×1,46	2,07×1,46	
О. де Бальзака, 4а	$n_{вік} = 154$	$n_{вік} = 231$	$n_{вік} = 231$	1790,9
О. де Бальзака, 4	$n_{вік} = 154$	$n_{вік} = 231$	$n_{вік} = 231$	1790,9
О. де Бальзака, 6	$n_{вік} = 96$	$n_{âіê} = 240$	$n_{вік} = 240$	1654,6

Таблиця 2.3 - Визначення теплових втрат через вікна

	$F_{вік_i}$, м²	$k_{вік_i}$, Вт/(м²·К)	$\Delta t = t_{вн} - t_{р.о}$	$Q_{вік_i}$,кВт
О. де Бальзака, 4а	1790,9	2,94	42	221,1
О. де Бальзака, 4	1790,9	2,94	42	221,1
О. де Бальзака, 6	1654,6	2,94	42	204,3

Теплові втрати через вікна для трьох будинків:

$$Q_{вік} = Q_{вік4а} + Q_{вік4} + Q_{вік6}, \quad (2.5)$$

$$Q_{вік} = 221,1 + 221,1 + 204,3 = 646,5 \text{ кВт}$$

2.1.5 Теплові втрати через стіни

$$Q_{ст} = F_{ст} \cdot k_{ст} (t_{вн} - t_{р.о}), \quad (2.6)$$

де $F_{ст}$ – площа поверхні стін, м²;

$k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі для цегляно-бетонних стін товщиною $\delta_1 = 525$ мм відповідає $k_{ст} = 1{,}16$ Вт/(м² ×К) [1].

$$F_{ст} = F_{фасад} - F_{вік} \tag{2.7}$$

Таблиця 2.4 - Визначення площі поверхні стін

	$F_{фасад}$,м²	$F_{вік}$,м²	$F_{ст} = F_{фасад} - F_{вік}$,м²
О. де Бальзака, 4а	9600	1790,9	7809,1
О. де Бальзака, 4	9600	1790,9	7809,1
О. де Бальзака, 6	5500	1654,6	3845,4

Таблиця 2.5 - Визначення теплових втрат через стіни

	$F_{ст_i}$, м²	$k_{ст_i}$, Вт/(м²·К)	$\Delta t = t_{вн} - t_{р.о}$	$Q_{ст_i}$,кВт
О. де Бальзака, 4а	7809,1	1,16	42	380,5
О. де Бальзака, 4	7809,1	1,16	42	380,5
О. де Бальзака, 6	3845,4	1,16	42	187,3

Теплові втрати через стіни для трьох будинків:

$$Q_{ст} = Q_{ст4а} + Q_{ст4} + Q_{ст6}, \tag{2.8}$$

$$Q_{ст} = 380{,}5 + 380{,}5 + 187{,}3 = 948{,}3 \text{ кВт}.$$

2.1.6 Теплові втрати через перекриття з горищами

$$Q_{пер} = F_{пер} \cdot k_{пер}(t_{вн} - t_{р.о}), \tag{2.9}$$

де $F_{пер}$ – площа поверхні перекриття , м²;

k_i – коефіцієнт теплопередачі перекриття , для збірних залізо - бетонних панелей з горищем і з товщиною утеплювача δ_2 = 100мм, утеплювач – шлак $k_{пер} = 1{,}24$Вт/(м ×К)² [1].

Площа поверхні перекриття дорівнює площі будинку $F_{пер} = F_{буд}$

Таблиця 2.6 Визначення теплових втрат через перекриття з горищем

	$F_{пер_i}$, м²	$k_{пер_i}$, Вт/(м²·К)	$\Delta t = t_{вн} - t_{р.о}$	$Q_{пер_i}$,кВт
О. де Бальзака, 4а	1375	1,24	42	71,61
О. де Бальзака, 4	1375	1,24	42	71,61
О. де Бальзака, 6	1254	1,24	42	65,31

2.1.7 Теплові втрати через перекриття для трьох будинків:

$$Q_{пер} = Q_{пер4а} + Q_{пер4} + Q_{пер6}, \quad (2.10)$$

$$Q_{пер} = 71{,}61 + 71{,}61 + 65{,}31 = 208{,}53 \text{ кВт.}$$

2.1.8 Теплові втрати через підлогу першого поверху

$$Q_{п.п} = F_{п.п} \cdot k_{п.п}(t_{вн} - t_{підв}), \quad (2.11)$$

де $F_{п.п}$ – площа поверхні перекриття першого поверху, м^2;

$k_{п.п}$ – коефіцієнт теплопередачі перекриття над першим поверхом, для перекриття над опалюваним підвалом (паркетна підлога по залізобетонному перекритті) з товщиною утеплювача $\delta_2 = 100$ *мм*, утеплювач – шлак $k_{п.п} = 1,2$ Вт $\left(\text{м}^2 \times \text{К}\right)$ [1].

$t_{підв}$ – температура повітря у підвалі, приймемо її $t_{підв} = 5\ ^oC$

Таблиця 2.7 - Визначення теплових втрат через підлогу першого поверху

	$F_{п.п_i}$, м^2	$K_{п.п_i}$, Вт/(м^2·К)	$\Delta t = t_{вн} - t_{підв}$	$Q_{п.п_i}$,кВт
О. де Бальзака, 4а	1375	1,2	15	24,8
О. де Бальзака, 4	1375	1,2	15	24,8
О. де Бальзака, 6	1254	1,2	15	22,6

2.1.9 Сумарні теплові втрати через перекриття першого поверху для трьох будинків:

$$Q_{п.п} = Q_{п.п4а} + Q_{п.п4} + Q_{п.п6}, \quad (2.12)$$

$$Q_{п.п} = 24{,}8 + 24{,}8 + 22{,}6 = 72{,}2 \text{ кВт.}$$

Тоді за формулою (2.1) основні теплові втрати будинків дорівнюють:

$$Q_{втр}^{осн} = 646{,}5 + 948{,}3 + 208{,}53 + 72{,}2 = 1875{,}5 \text{ кВт.}$$

2.1.10 Додаткові витрати теплоти

2.1.10.1 Додаткові тепловтрати по орієнтації приміщень по сторонам світу.

- на північ, схід, північний-схід, північний-захід – 10% від $Q_{втр.}^{осн}$;

- на південний-схід і захід – 5% від $Q_{втр.}^{осн}$;

- на південь і південний-захід – 0% від $Q_{втр.}^{осн}$.

$$Q_{втр.1}^{дод} = \left(\frac{Q_{ст} + Q_{вік}}{2}\right) \cdot \frac{10}{100} + \left(\frac{Q_{ст} + Q_{вік}}{2}\right) \cdot \frac{5}{100}, \quad (2.13)$$

$$Q_{втр.1}^{дод} = \left(\frac{948{,}3 + 646{,}5}{2}\right) \cdot \frac{10}{100} + \left(\frac{948{,}3 + 646{,}5}{2}\right) \cdot \frac{5}{100} = 119{,}61 \text{ кВт.}$$

2.1.10.2 Додаткові втрати теплоти при наявності двох або більше кутових стін

$$Q^{дод}_{втр.2} = \frac{5}{100}\left(\frac{Q_{ст} + Q_{вік}}{4}\right), \quad (2.14)$$

$$Q^{дод}_{втр.2} = \frac{5}{100}\left(\frac{948,3 + 646,5}{4}\right) = 19,94 \text{ кВт.}$$

2.1.10.3 Додаткові втрати теплоти (інфільтрація зовнішнього повітря)

$$Q^{дод}_{втр.3} = \frac{15}{100} \cdot Q_{вік}, \quad (2.15)$$

$$Q^{дод}_{втр.3} = \frac{15}{100} \cdot 646,5 = 97 \text{ кВт.}$$

2.1.11 Додаткові втрати теплоти

$$Q^{дод}_{втр.} = Q^{дод}_{втр.1} + Q^{дод}_{втр.2} + Q^{дод}_{втр.3},$$

$$Q^{дод}_{втр.} = 119,61 + 19,94 + 97 = 236,6 \text{ кВт.}$$

Тоді загальні витрати теплоти становлять, за формулою (2.1):

$$Q_{втр.} = 1875,5 + 236,6 = 2112,1 \text{ кВт.}$$

2.2 Розрахунок витрат тепла та води на гаряче водопостачання

Таблиця 2.2.1 – Вихідні дані

Параметри	Позначення	Значення
Кількість квартир що обслуговуються ЦТП	$N_{кв}$	462
Кількість мешканців у квартирах,споживачів, чол	U	1386
Кількість сан.-технічних приладів у квартирі, шт.	$N_{пр}$	2
Кількість годин споживання гарячої води	T	24
Середня норма витрати води за добу, кг/добу	$g_{вит.доб}$	115
Норма витрати за добу найбільшого водо - споживання , кг/добу	$g_{сп}$	130
Секундна норма витрати води, кг/с	g	0,2
Норма витрати води в годину найбільшого водоспоживання, кг/год	$g_{вит.год}$	10,9

2.2.2 Секундна витрата води усіх під'єднаних водозабірних приладів:

$$G_c = 5 \cdot g \cdot \alpha \,, \qquad (2.16)$$

де g – витрата гарячої води одним водозабірним приладом, кг/с,

α – коефіцієнт, що визначається в залежності від загальної кількості приладів *N* та ймовірності їх дії *P*;

2.2.2.1 Визначення загальної кількості приладів *N*, шт.

$$N = N_{кв} \cdot N_{пр} = 462 \cdot 2 = 924 \text{ шт.} \qquad (2.17)$$

2.2.2.2 Ймовірність дії санітарно – технічних приладів *P*:

$$P = \frac{U_{спож} \cdot g_{вит.год}}{g \cdot N \cdot 3600}, \qquad (2.18)$$

$$P = \frac{1386 \cdot 10,9}{0,2 \cdot 924 \cdot 3600} = 0,0227$$

Тоді , $N \cdot P = 924 \cdot 0,0227 = 20,975$. По номограмі (Рисунок 2.1) при $N \cdot P = 20,975$ та $P = 0,0227$ величина $\alpha = 6,4$

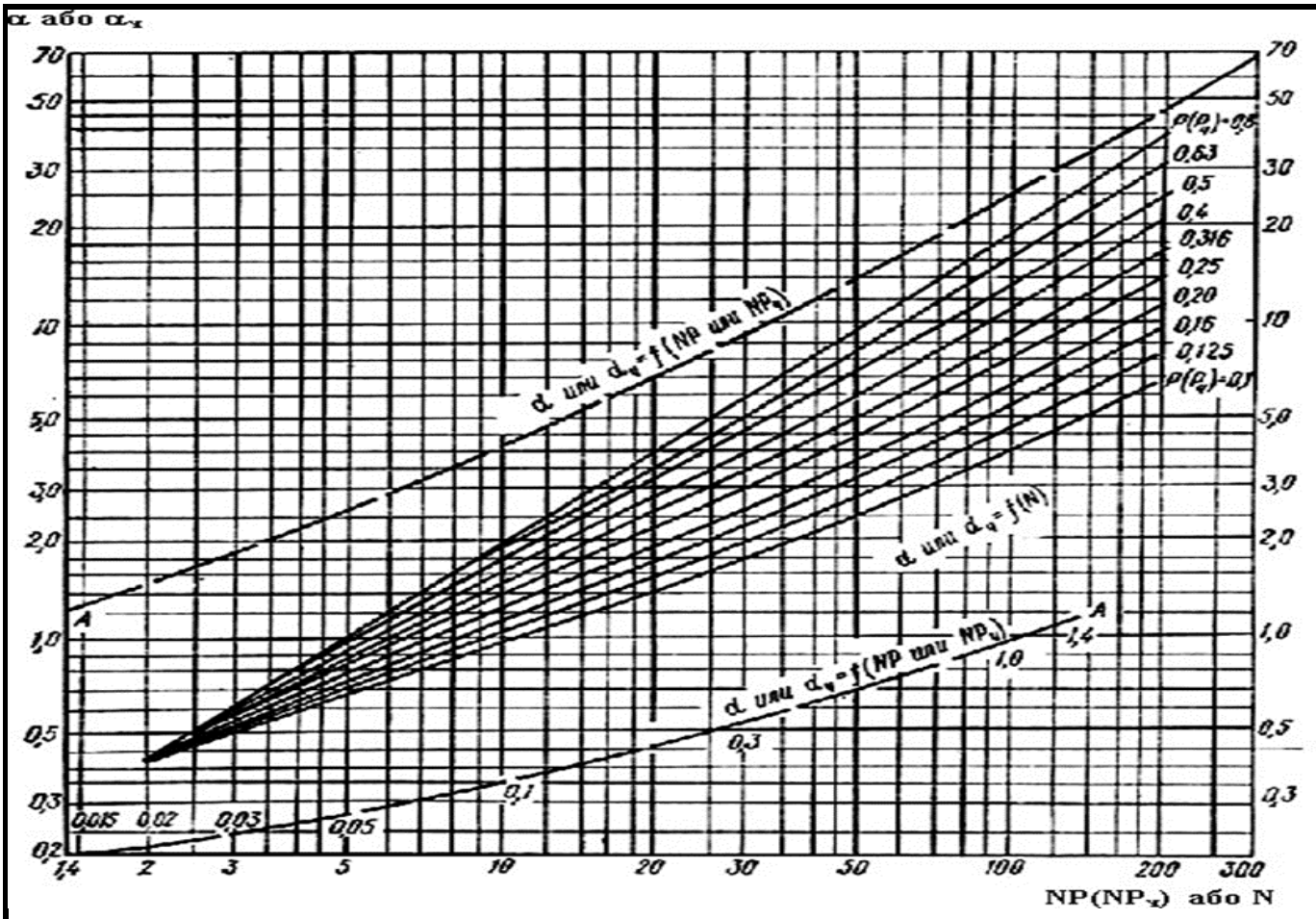


Рисунок 2. 1 - Залежність безрозмірних величин α і $\alpha_ч$ від кількості водорозбірнихприладів *N*, вірогідності їх дії *P* і використання $P_ч$.

Тоді секундна витрата води дорівнює

$$G_c = 5 \cdot 0,2 \cdot 6,4 = 6,4 \text{ кг/с}.$$

2.2.2.3 Розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вит} \cdot \alpha_{год}, \quad (2.19)$$

де $K_{вит}$ – коефіцієнт використання водозабірного приладу за годину найбільшого водоспоживання, $K_{вит} = 0,28$ для змішувача ванни; $\alpha_{год}$ - коефіцієнт, що визначається взалежності від загальної кількості водозабірних приладів *N* та ймовірності їх використання $P_{год}$.

2.2.2.4 Ймовірність використання водозабірних приладів:

$$P_{год} = P \ K_{вит} \quad (2.20)$$

$$P_{год} = 0,0227 \ 0,28 = 0,081$$

тоді, $N \cdot P_{год} = 924 \cdot 0,081 = 74,844$. По номограмі (Рис. 2 . 1) при $N \cdot P_{год} = 74,8$, та

$P_{год} = 0,081$ величина $\alpha_{год} = 18$.

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot 18 = 18144 \text{ кг/ год.}$$

2.2.2.5 Циркуляційні витрати гарячої води у системі ГВП,

$$q_{цир} = \frac{Q_{втр}^{тр}}{4,2 \cdot \Delta t}, \quad (2.21)$$

де $Q_{втр}^{тр}$ - втрати тепла у трубопроводах ГВП, кВт;

Δt – різниця температур у подавальному трубопроводі системи від нагрівача до нагрівального тіла до найбільш віддаленого водозабірного приладу, ($^{\circ}C$). Приймаю $\Delta t = 10\,^{0}$C.

Середньо-годинна втрата тепла на ГВП без врахування втрат тепла трубопроводами:

$$Q_{ср}^{'} = 1,16 \cdot q_{ср} \cdot (55 - 5) \quad (2.22)$$

де $q_{ср}$ – середньо-годинна витрата води за добу максимального водоспоживання

$$q_{ср} = \frac{g_{сп} \cdot U_{спож}}{1000 \cdot T}, \quad (2.23)$$

$$q_{ср} = \frac{130 \cdot 1386}{1000 \cdot 24} = 6,6 \text{ м}^3\text{/год;}$$

тоді: $Q_{ср}^{'} = 1,16 \cdot 6,6 \cdot (55 - 5) = 382,8$ кВт.

Втрати тепла у трубопроводах приймаю для систем з рушникосушарці та ізольованими стояками у розмірі 25% від середньо-годинного теплового потоку:

$$Q^{ст} = 0,25 \cdot Q_{ср}^{'}, \quad (2.24)$$

$$Q^{ст} = 0,25 \cdot 382,8 = 95,7 \text{ кВт.}$$

2.2.2.6 Максимальна витрата тепла на ГВП:

$$Q_{г.в.\max} = 1,163 \cdot G_{год} \cdot (t_{г.сер} - t_{х.з}) + Q^{ст} \quad (2.25)$$

$$Q_{г.в.\max} = 1,163 \cdot 18144 \cdot (55 - 5) + 95,7 = 1055,2 \text{ кВт.}$$

2.2.2.7 Секундна витрата циркуляційної води.

$$q_{цир} = \frac{Q_{втр}^{тр}}{4,2 \cdot \Delta t}, \quad (2.26)$$

$$q_{цир} = \frac{95,7}{4,2 \cdot 10} = 2,28 \text{ кг/с.}$$

2.2.2.8 Годинна витрата циркуляційної води:

$$G_{год} = 2,28 \cdot 3,6 = 8,208 \text{ м}^3\text{/год.}$$

2.3 Розрахунок витрати холодної води

Таблиця 2.3.1 – Вихідні дані

	Познач.	Значення
Кількість квартир що обслуговуються ЦТП	$N_{кв}$	462
Кількість мешканців у квартирах,споживачів, чол	U	1435
Кількість сан.-технічних приладів у квартирі, шт.	$N_{пр}$	2
Кількість годин споживання холодної води	T	24
Середня норма витрати води за добу, кг/добу	$g_{вит.доб}$	300
Норма витрати за добу найбільшого водо - споживання , кг/добу	$g_{сп}$	400
Секундна норма витрати води, кг/с	g	0,3
Норма витрати води в годину найбільшого водоспоживання, кг/год	$g_{max.сп}$	20

2.3.2 Визначення розрахункових витрат холодної води.

2.3.2.1 Ймовірність дії сантехнічних приладів:

$$P = \frac{U \cdot g_{\max.сп}}{g \cdot N \cdot 3600}, \quad (2.27)$$

$$P = P = \frac{1435 \cdot 20}{0,3 \cdot 924 \cdot 3600} = 0,0278$$

Тоді , $N \cdot P = 924 \cdot 0,0278 = 25,68$. По номограмі (Рис. 2.1.) при $N \cdot P = 25,68$ та $P = 0,0278$ величина $\alpha = 6,6$

2.3.2.2 Розрахункова максимальна секундна витрата води визначається:

$$G_c = 5 \cdot g \cdot \alpha, \quad (2.28)$$

$$G_c = 5 \cdot 0,3 \cdot 6,6 = 9,9 \text{ кг/с.}$$

2.3.2.3 Ймовірність використання санітарно – технічних приладів:

$$P_{год} = P \mid K_{вит} \quad (2.29)$$

$$P_{год} = 0,0278 \mid 0,28 = 0,0993$$

тоді, $N \cdot P_{год} = 924 \cdot 0,0993 = 91,75$. По номограмі (Рис.2 . 1) при $N \cdot P_{год} = 91,75$, та $P_{год} = 0,0993$ величина $\alpha_{год} = 23$.

2.3.2.4 Розрахункова витрата холодної води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вит} \cdot \alpha_{год}, \quad (2.30)$$

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 0,28 \cdot 23 = 34776 \text{ кг/ год.}$$

2.3.2.5 Середньо-годинна витрата холодної води:

$$q_{ср} = \frac{g_{сп} \cdot U}{1000 \cdot T}, \quad (2.31)$$

$$q_{ср} = q_{ср} = \frac{400 \cdot 1386}{1000 \cdot 24} = 23,1 \text{ м}^3/\text{год}$$

2.4 Розрахунок годинної витрати мережної води

2.4.1 Годинна витрата мережної води на систему опалення

Для розрахунку годинної витрати мережної води на систему опалення розраховую у відповідності з ДБН В.2.5-39:2008, т/год

$$G_0^{\max} = \frac{3,6 Q_0^{\max}}{c(t_1 - (t_2 + 10))}, \quad (2.32)$$

де $Q_0^{\max}$ – максимальне теплове навантаження на опалення, $Q_0^{\max} = Q_{втр.} = 2112,1$ кВт.

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

t_1 – температура води у подавальному трубопроводі мережної води, $t_1 = 150°C$;

t_2 – температура води у поворотному трубопроводі мережної води, $t_2 = 70°C$;

$$G_0^{\max} = \frac{3,6 \cdot 2112,1}{4,187 \cdot (150 - (70 + 10))} = 25,9 \text{ т/год,}$$

2.4.2 Для розрахунку годинної витрати мережної води на гаряче водопостачання у опалювальний період при умові, що для нового теплообмінника температура підігріву у першому ступені приймається $38,4^0$С, використовую формулу:

$$G_{ГВП}^3 = \frac{0,4 \cdot Q_{г.в.\max}}{(t_1 - t_2)} \quad (2.33)$$

де $Q_г^{\max}$ – максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання, $Q_{г.в.\max} = 1055,2$ кВт;

t_1' - температура мережної води у точці “зламу” опалювального графіку у подавальному трубопроводі, для змішаної схеми підключення бойлерів $t_1' = 70^oC$;

t_2' - температура у зворотному трубопроводі, після незалежної системи опалення $t_2' = 43,4^oC$.

$$G^3_{ГВП} = \frac{0,4 \cdot 1055,2}{(70 - 43,4)} = 15,86 \text{ т/год.}$$

2.4.3 У літній період для розрахунку погодинної витрати мережної води на гаряче водопостачання згідно до ДБН В.2.5-39:2008, т/год

$$G^л_{ГВП} = \frac{\beta \cdot Q_{г.в.max}}{(t^л_1 - t^л_3)} \quad (2.34)$$

де $t^л_1$ - температура мережної води в подавальному трубопроводі в літній період, $t^л_1 = 70\,^oC$;

$t_3^л$ - температура мережної води після підігрівача в літній період, $t_3^л = 30\,^oC$.

β - коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання в неопалювальний період по відношенню до опалювального та більше значення температури холодної води (15°С), β=0,8.

$$G^л_{ГВП} = \frac{0,8 \cdot 1055,2}{(70 - 30)} = 21,1 \text{ т/год.}$$

2.5 Висновки до розділу 2

Від центрального теплового пункту здійснюється подача теплоти до системи опалення та гарячого водопостачання трьох будинків. Були визначені основні та додаткові теплові втрати теплоти через вікна, підлогу, перекриття першого поверху та ін.

Визначили, що загальні витрати теплоти становлять 2112,1 кВт.

Також були визначені витрати теплоти та води на ГВП. Максимальна витрата теплоти на ГВП складає 1055,2 кВт, а годинна витрата циркуляційної води складає 8,208 $м^3$/год.

Середньо-годинна витрата холодної води складає 23,1 $м^3$/год.

Годинна витрата мережної води складає 21,1 т/год.

3 ТЕПЛОВИЙ ПУНКТ

3.1 Опис схеми теплового пункту

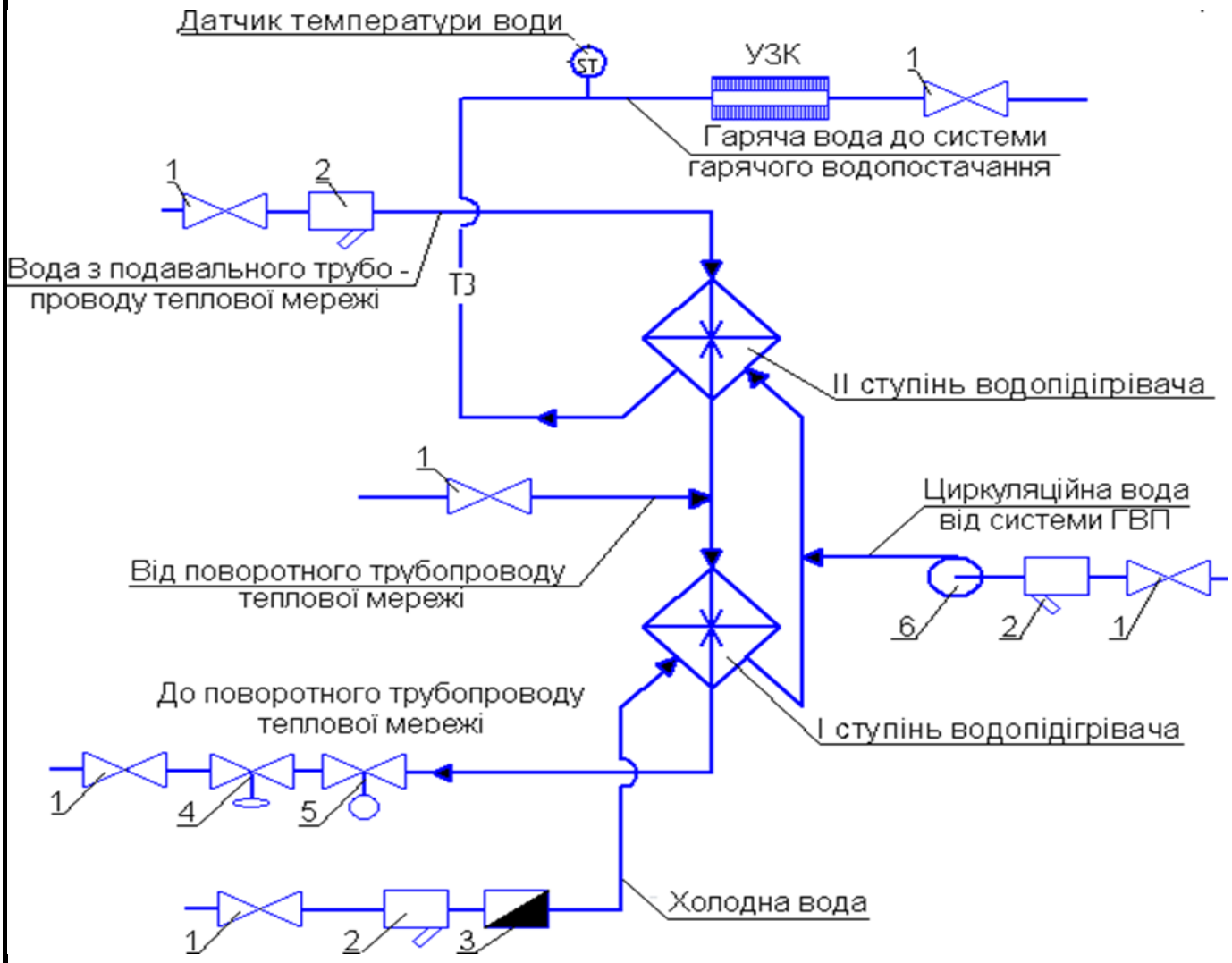


Рисунок 3.1 - Схема гарячого водопостачання

1- кран кульовий, 2 – фільтр-грязьовик, 3 – лічильник холодної води, 4 – регулятор перепаду тиску, 5 – клапан з електроприводом, 6 – відцентровий насос гарячого водопостачання.

Система гарячого водопостачання складається з пластинчатого теплообмінника, який виконаний у вигляді моноблоку (перша і друга ступені виконані на одній рамі з проміжною плитою). Таке рішення робить конструкцію дешевою за рахунок зниження металоємності даного обладнання, а також покращує обв'язку теплообмінного апарата і його обслуговування, що також відбивається на зниженні затрат на монтаж і експлуатацію.

Холодна вода з трубопроводу вихідної води поступає на 1-ий ступень теплообмінникачерез фільтр-грязьовик (2), який зменшує вміст механічних домішок у воді, де нагрівається до температури 36,7^{0}С.

Після цього нагріта вихідна вода поступає на другий ступень теплообмінника, де донеї підмішується циркуляційна вода від системи ГВП, у 2-ій ступені водопідігрівача відбувається кінцевий нагрів водопровідної води до необхідної температури 60^0С.

Мережна вода з подавального трубопроводу теплової мережі подається на 2-ий ступень водопідігрівача, де догріває воду, що йде на ГВП, до температури 60^0С. Після другого ступеня мережна вода змішується з водою із зворотної магістралі, що має температуру $41,7^0$С (див. 3.2.1 Розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання) і направляється на першу ступінь теплообмінника, у якій за рахунок великої витрати гріючого теплоносія відбувається нагрів водопровідної води з температурою 5°С до температури 36,7°С, далі охолоджена мережна (гріючий теплоносій) вода поступає у поворотний трубопровід теплової мережі.

У схемі застосована циркуляція ГВП.

З метою економічної роботи системи ГВП передбачено встановлення системи автоматичного регулювання, що включає у себе такі елементи: контролер одноконтурний, датчик температури води, регулятор перепаду тиску, регулятор температури.

Температура гарячої води на виході з 2-го ступеня програмується у опцію контролера, датчик температури гарячої води, що встановлений у подавальному трубопроводі системи ГВП, вимірює температуру води на ГВП, та надсилає інформацію до контролера, у випадку відхилення цієї температури в бік зниження чи підвищення, контролер надсилає управляючий сигнал до регулюючого клапану регулятора температури. Регулюючий клапан відкривається чи закривається, до того моменту, поки значення температури у подавальному трубопроводі не стане рівним заданому.

Функціональне призначення регулятора перепаду тиску – це постійне підтримання різниці значень тисків, між значенням тиску до регулюючого клапану температури та значенням тиску після нього, Підтримання вищезазначеного перепаду тиску забезпечує комфортний гідравлічний режим для регулюючого клапану температури у момент його спрацювання, та розвантажує електричний привід регулятора температури.

У тепловій схемі передбачається регулювання витрати теплоносія в залежності від його температури та температури навколишнього середовища для забезпечення комфортних умов мешканців будинків (температура повітря в квартирах будинків 20 ^{0}С, температура ГВП 60 ^{0}С)

Розрахунковий температурний графік на опалення 95-70^0С.

3.2 Розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання

3.2.1 Вихідні дані

а) загальне максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання $Q_{г.в.\max} = 1055 кВт$;

б) розрахункова температура води:

- у прямому трубопроводі мережної води $t_1^P = 150^0 C$;
- у зворотному трубопроводі мережної води $t_2^P = 70^0 C$;
- в точці зламу температурного графіка $t_1^{зл} = 70^0 C$;
- гарячої води $t_{г.2} = 60\ _0 C$;
- холодної води $t_{х.1} = 5\ _0 C$;

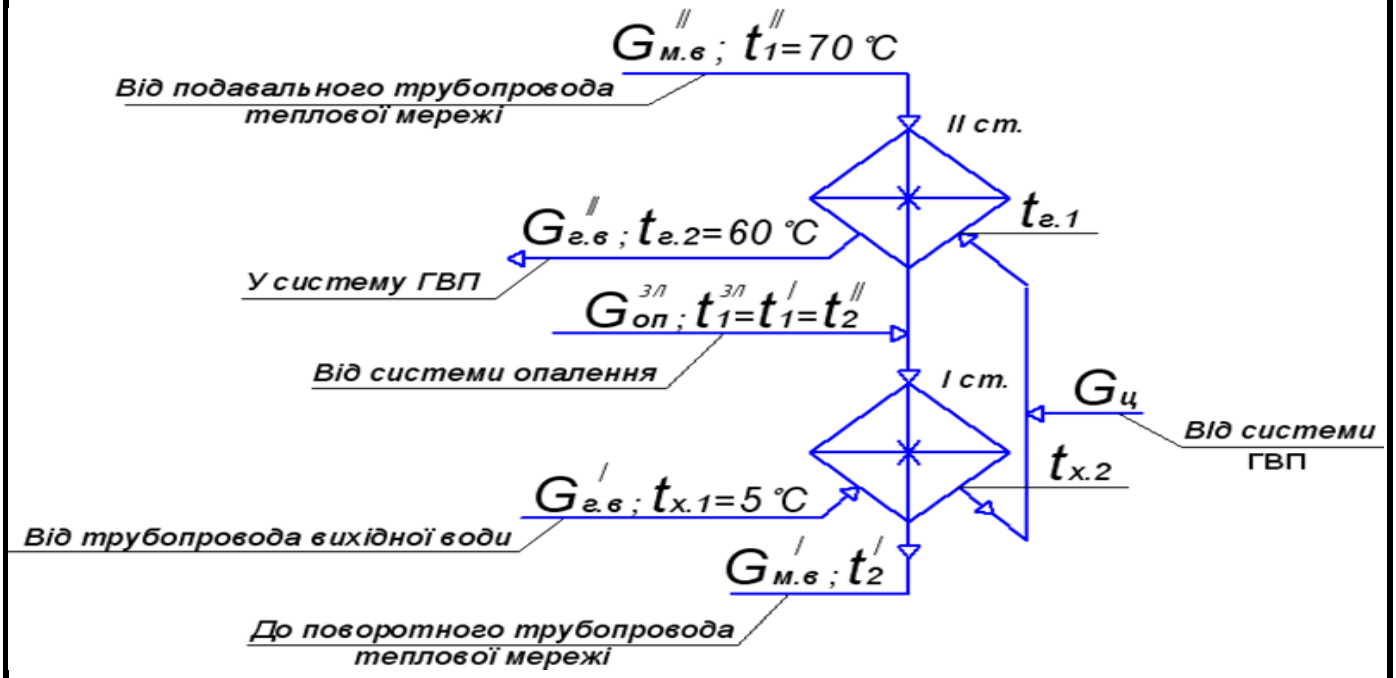


Рисунок 3.2 - Схема підігрівача гарячого водопостачання.

3.2.1.1 Температура гріючого теплоносія на вході у I ступень водопідігрівача.

$$t_1^I = t_1^{зл} - K_{ОВ}(t_1^P - t_2^P) \qquad (3.1)$$

де $K_{ОВ}$=0,354 , а $t_1^{зл} = 70^0 C$

$$t_1^I = 70 - 0{,}354 \cdot (150 - 70) = 41{,}7^0 C$$

3.2.1.2 Температура нагрітої води після підігрівача першого ступеня $t_{x.2}$, ^0C:

$$t_{x.2} = t_1^I - \delta\,, \tag{3.2}$$

де δ – різниця температур мережної та води на ГВП (5…10 ^{0}C) [19], приймаємо δ =5 ^{0}C.

$$t_{x.2} = 41{,}7 - 5 = 36{,}7\ {}_0C\,.$$

3.2.1.3 Теплове навантаження підігрівачів.

а) Теплове навантаження підігрівача першого ступеня $Q^I_{г.в}$, Вт:

$$Q^I_{г.в} = Q^{\max}_{г.в.}\frac{t_{x.2} - t_{x.1}}{t_{г.2} - t_{x.1}}\,, \tag{3.3}$$

де $Q_{г.в.\max}$ – максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання, Вт;

$t_{х.1}$ – температура холодної води в опалювальний період, ^0C;

$t_{х.2}$ – температура подавального трубопроводу ГВП, ^0C.

$$Q^I_{г.в} = 1055\cdot\frac{36{,}7-5}{60-5} = 608\ \text{кВт}\,.$$

б) Теплове навантаження підігрівача другого ступеня $Q^{II}_{г.в}$, Вт,

$$Q^{II}_{г.в} = Q_{г.в.\max} - Q^I_{г.в}\,, \tag{3.4}$$

$$Q^{II}_{г.в} = 1055 - 608 = 447\ \text{кВт}.$$

3.2.1.4 Масова витрата води на ГВП у підігрівачах 1 та 2 ступенів.

а) масова витрата води, що нагрівається на перший ступень $G_{г.в.1}$, кг/с,

$$G^I_{г.в} = \frac{Q_{г.в.\max}}{c_p\cdot\left(t_{г.2} - t_{x.1}\right)}\,, \tag{3.5}$$

$$G^I_{г.в} = \frac{1055}{4{,}187\cdot(60-5)} = 4{,}58\frac{кг}{с} = 16{,}5\ \text{т/год}\,.$$

б) масова витрата води, що нагрівається на другий ступень $G^{II}_{г.в}$, кг/с:

$$G^{II}_{г.в} = G^I_{г.в} + 0{,}1\cdot G^I_{г.в}\,. \tag{3.6}$$

Витрата води на другий ступень включає в себе циркуляцію 10%.

$$G^{II}_{г.в} = 4{,}58 + 0{,}1\cdot 4{,}58 = 5{,}04\ \text{кг/с або } 18{,}14\ \text{т/год}\,.$$

3.2.1.5 Витрата мережної води у підігрівачі другого ступеню $G^{II}_{м.в}$, кг/с, необхідної для отримання температури мережної води на виході з 2-го ступеня водо підігрівальної установки $t^{II}_2 = 41{,}7\,^0C$:

$$G^{II}_{м.в} = \frac{Q^{II}_{г.в}}{c_p\left(t^{II}_1 - t^{II}_2\right)}, \quad (3.7)$$

$$G^{II}_{м.в} = \frac{447}{4{,}187(70 - 41{,}7)} = 3{,}772 \text{кг/с} = 13{,}58 \text{ т/год}.$$

3.2.1.6 Витрата підігрівальної мережної води на перший ступень водопідігрівача $G^{I}_{м.в}$,кг/с:

$$G^{I}_{м.в} = G^{II}_{м.в} + G^{зл}_{оп}, \quad (3.8)$$

де $G^{зл}_{оп}$ – витрата мережної води що подається між ступенями

$$G^{зл}_{оп} = \frac{Q_{втр}}{C_p \cdot (t^P_1 - t^P_2)} = \frac{2112{,}1}{4{,}187 \cdot (150 - 70)} = 6{,}306 \text{ кг/с}. \quad (3.9)$$

Підставивши у вихідне рівняння отримаємо значення витрати мережної води через 2-ий ступень водопідігрівача

$$G^{I}_{м.в} = 3{,}772 + 6{,}306 = 10{,}078 \text{ кг/с або } 36{,}28\text{т/год}$$

3.2.1.7 Температура нагрівальної мережної води на виході з першого ступеня водопідігрівача $t^{I}_2, {}^0C$:

$$t^{I}_2 = t^{I}_1 - \frac{Q^{I}_{г.в}}{c_p \cdot G^{I}_{м.в}}, \quad (3.10)$$

$$t^{I}_2 = 41{,}7 - \frac{608}{4{,}187 \cdot 10{,}078} = 27{,}3 \ {}^0C$$

3.2.2 Тепловий розрахунок 1-го ступеня водопідігрівача

3.2.2.1 Середньологарифмічна різниця температур теплоносіїв у 1-й ступені водопідігрівача $\overline{\Delta t}, {}^{o}C$:

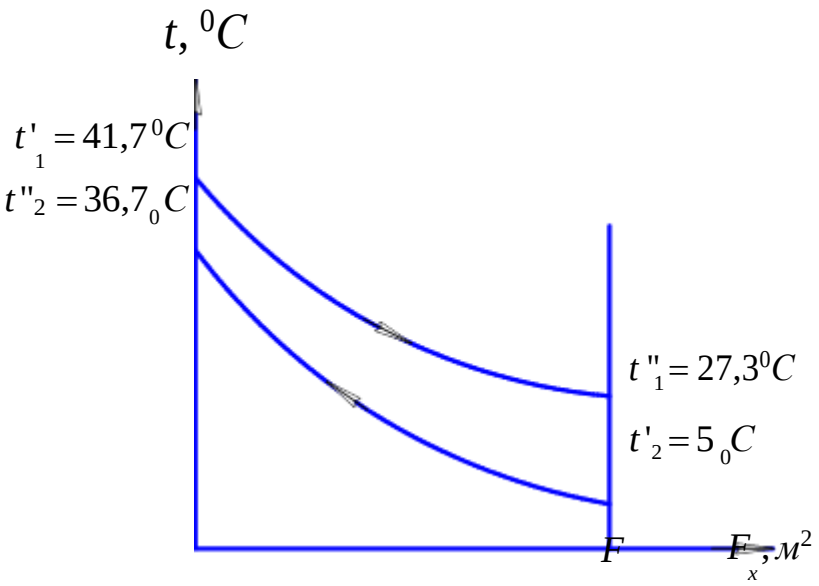


Рисунок 3.3 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}. \qquad (3.11)$$

Згідно з рисунком 3.3:

– більша різниця температур: $\Delta t_б = 27,3 - 5 = 22,3^{o}C$;

– менша різниця температур: $\Delta t_м = 41,7 - 36,7 = 5^{o}C$.

Тоді,

$$\Delta t = \frac{22,3 - 5}{\ln \frac{22,3}{5}} = 11,57\ {}^{0}C.$$

3.2.2.2 Середні теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

а) середня температура гріючого теплоносія $t_{ср1}, {}^{0}C$

$$t_{ср1} = \frac{t^{I}_{1} + t^{I}_{2}}{2}, \qquad (3.12)$$

$$t_{ср1} = \frac{41,7 + 27,3}{2} = 34,5^{0}\text{C};$$

По $t_{ср1} = 34,5_{0}C$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри:

$\rho_1 = 994{,}125$кг/м^3; Pr_1=4,92; $\nu_1 = 0{,}739 \cdot 10^{-6}$м^2/с; $\lambda_1 = 62{,}565 \cdot 10^{-2}$Вт/м×°С;

б) середня температура холодного теплоносія $t_{ср2}$, ^oC

$$t_{ср2} = \frac{t_{х.2} + t_{х.1}}{2}, \quad (3.13)$$

$$t_{ср2} = \frac{36{,}7 + 5}{2} = 20{,}85^0C \cdot$$

По $t_{ср2} = 20{,}85°C$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри:

$\rho_2 = 998$кг/м^3; Pr_2=6,884; $\nu_2 = 0{,}989 \cdot 10^{-6}$м^2/с; $\lambda_2 = 60{,}06 \cdot 10^{-2}$Вт/м×°С;

3.2.2.3 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаю тип пластин 0,5 Пр [5]. Технічні характеристики пластини приведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики пластини типу 0,5 Пр

Найменування	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta$ ^{ст}, мм	1380×550×1
Поверхня теплообміну $f_{пл}$,м^2	0,5
Вага (маса) m,кг	6,0
Щілинні канали	
Крок гофрів s,мм	20,8
Висота гофрів h,мм	5
Кількість гофрів $n_г$, шт.	48
еквівалентний діаметр каналу $d_{екв}$, м	0,009
Площа перерізу каналу $f_к$, м^2	0,0024
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_ш$,мм	200
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст}$, Вт/м·°С	22
Гідравлічний коефіцієнт c	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$, м	1,0

3.2.2.4 Оптимальне співвідношення кількості ходів для гарячого та холодного теплоносіїв

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G^I_{м.в}}{G^I_{г.в}}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}\right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{ср1}}{1000 - t_{ср2}}, \quad (3.14)$$

де ΔP_1 – гідравлічний опір теплообмінника по гарячому теплоносію, Па;

ΔP_2 – гідравлічний опір теплообмінника по холодному теплоносію, Па.

Приймаємо для початкових розрахунків ΔP_1 =60 кПа, ΔP_2 =100 кПа.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{10,078}{4,61}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{60}{100}\right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 34,5}{1000 - 20,85} = 1,346.$$

Отримане значення – менше двох. По [5] приймаємо симетричну компоновку теплообмінника.

3.2.2.5 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію m_2

$$m_2 = \frac{G^I_{г.в}}{W^{опт} \cdot f_к \cdot \rho_2}, \quad (3.15)$$

де $W^{опт}$ – оптимальна швидкість теплоносія в одному каналі теплообмінника $W^{опт}$ = 0,4 м/с;

$f_к$ – площа поперечного перерізу одного каналу між пластин, м^2 (таблиця 3.1);

ρ_2 – густина теплоносія, взятого при $t_{ср2} = 20,85\,^oC$, кг/м^3.

$$m_2 = \frac{4,58}{0,4 \cdot 0,0024 \cdot 998} = 4,78.$$

Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по холоному теплоносію рівним 5.

3.2.2.6 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію m_1

При симетричній компоновці $m_1 = m_2$ [5]. Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію рівним 5.

3.2.2.7 Фактичні швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінника

а) гарячого теплоносія W_1,м/с:

$$W_1 = \frac{G^I_{м.в}}{f_k \cdot m_1 \cdot \rho_1}, \quad (3.16)$$

$$W_1 = \frac{10,078}{0,0024 \cdot 5 \cdot 994,125} = 0,845 \text{м/с};$$

б) холодного теплоносія W_2,м/с :

$$W_2 = \frac{G^I_{г.в}}{f_k \cdot m_2 \cdot \rho_2}, \qquad (3.17)$$

$$W_2 = \frac{4{,}58}{0{,}0024 \cdot 5 \cdot 998} = 0{,}382 \text{м/с}.$$

3.2.2.8 Коефіцієнти тепловіддачі

а) з боку гарячого теплоносія α_1, Вт/м$_2$×°С:

$$\alpha_1 = 1{,}16A\left(23000 + 283 \cdot t_{ср1} + 0{,}63 \cdot t_{ср1}^{\ 2}\right) \cdot W_1^{0{,}73}, \qquad (3.18)$$

де A – коефіцієнт який залежить від типу пластин, згідно [5], для пластин типу 0,5Пр коефіцієнт $A = 0{,}492$;

$t_{ср1}$ – середня температура гарячого теплоносія, °C;

W_1 – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, м/с .

Маємо

$$\alpha_1 = 1{,}16 \cdot 0{,}492 \cdot \left(23000 + 283 \cdot 34{,}5 + 0{,}63 \cdot 34{,}5^2\right) \cdot 0{,}845^{0{,}73} = 16914 \text{ Вт/м}^2\text{×°С};$$

б) з боку холодного теплоносія α_2, Вт/м$_2$×°С:

$$\alpha_2 = 1{,}16 \cdot 0{,}492 \cdot \left(23000 + 283 \cdot 20{,}85 + 0{,}63 \cdot 20{,}85\ _2\right) \cdot 0{,}385\ _{0{,}73} = 8295 \text{ Вт/м}_2\text{×°С}.$$

3.2.2.9 Коефіцієнт теплопередачі k, Вт/м^2×°С:

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_з}, \qquad (3.19)$$

де β_1 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі (β_1=0,92…0,95), приймаю β_1=0,92.

$R_з$– термічний опір забрудненого шару, приймаю $R_з = 0{,}0002$ м^2×°С/Вт.

$$k = \frac{0{,}92}{\frac{1}{16914} + \frac{1}{8295} + \frac{0{,}001}{22} + 0{,}0002} = 2366 \text{ Вт/м}^2\text{×°С}\cdot$$

3.2.2.10 Площа поверхні нагріву F, $м^2$

$$F = \frac{Q^I_{г.в}}{k\Delta t}, \quad (2.20)$$

де $Q^I_{г.в}$ – теплове навантаження на підігрівач ГВП першої ступені, *Вт*;

$\overline{\Delta t}$ – середньологарифмічна різниця температур, $°C$;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м^2×°С.

$$F = \frac{608000}{2366 \cdot 11{,}57} = 22{,}2 м^2 \cdot$$

3.2.2.11 Кількість ходів у теплообміннику X

$$X = \frac{F + f_{пл}}{(m_2 + m_1) \cdot f_{пл}}, \quad (3.21)$$

де $f_{пл}$ – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, $м^2$;

$m_н$ – кількість каналів в одному ході холодного теплоносія;

$m_{гр}$ – кількість каналів в одному ході гарячого теплоносія.

$$X = \frac{22{,}2 + 0{,}5}{(5+5) \cdot 0{,}5} = 4{,}54 \cdot$$

Приймаємо найближче більше, ціле число ходів у теплообміннику – число ходів $X = 5$.

3.2.2.12 Загальна кількість пластин $z_{пл}$,шт

$$z_{пл} = (m_2 + m_1) \cdot X + 1, \quad (3.22)$$

$$z_{пл} = (5+5) \cdot 5 + 1 = 51 \text{ шт.}$$

3.2.2.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника F_1,м^2

$$F_1 = f_{пл} z_{пл}, \quad (3.23)$$

$$F_1 = 0{,}5 \cdot 51 = 25{,}5 м^2.$$

3.2.3 Гідравлічний розрахунок 1-го ступеня водопідігрівача

3.2.3.1 Число Рейнольда

а) по гарячому теплоносію Re_1:

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 d_{екв}}{\nu_1}, \quad (3.24)$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу каналу, м;

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{0{,}845 \cdot 0{,}009}{0{,}739 \cdot 10^{-6}} = 10291;$$

б) по холодному теплоносію Re_2:

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{0{,}385 \cdot 0{,}009}{0{,}989 \cdot 10^{-6}} = 3503.$$

3.2.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

а) по гарячому теплоносію λ_1:

$$\lambda_1 = \frac{c}{\mathrm{Re}_1^{0{,}25}}, \qquad (3.25)$$

де c – гідравлічний коефіцієнт який залежить від типу пластини;

$$\lambda_1 = \frac{15}{10291^{0{,}25}} = 1{,}49;$$

б) по холодному теплоносію λ_2:

$$\lambda_2 = \frac{15}{3503^{0{,}25}} = 1{,}95.$$

3.2.3.3 Втрати тиску

а) з боку гарячого теплоносія $\Delta P_1, \text{Па}$:

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{1}{d_{екв}} \cdot \frac{X \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \qquad (3.26)$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу каналу, м;

$$\Delta_{P_1} = 1{,}49 \frac{1{,}0}{0{,}009} \cdot \frac{5 \cdot 994{,}125 \cdot 0{,}845^2}{2} = 293{,}8\text{кПа};$$

б) з боку холодного теплоносія ΔP_2, Па:

$$\Delta_{P_2} = 1{,}95 \frac{1{,}0}{0{,}009} \cdot \frac{5 \cdot 998 \cdot 0{,}385^2}{2} = 80{,}13\text{кПа}.$$

3.2.3.4 Розрахунок діаметрів патрубків

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W^{\max} = 1{,}5\text{м/с}$;

а) патрубок мережної води D_1, м

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G^I_{г.в}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W^{\max}}}, \qquad (3.27)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 10{,}071}{\pi \cdot 994{,}125 \cdot 1{,}5}} = 0{,}093 \text{ м};$$

б) патрубок внутрішньої системи опалення D_2, м

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 4{,}61}{\pi \cdot 998 \cdot 1{,}5}} = 0{,}063 \text{м}.$$

Приймаємо найближчий за діаметр та відповідну товщину труби для патрубка по ГОСТ 8733-74*:

– D_1 – труба сталева безшовна ДСТУ 8939:2019 100х3,5 із 20 за ДСТУ 7809:2015;

– D_2 – труба сталева безшовна ДСТУ 8939:2019 100х3,5 із 20 за ГОСТ 7809:2015.

3.2.3.5 Характеристики підігрівача

Характеристики вибраного підігрівача зведено в таблицю 3.2. Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 3.4.

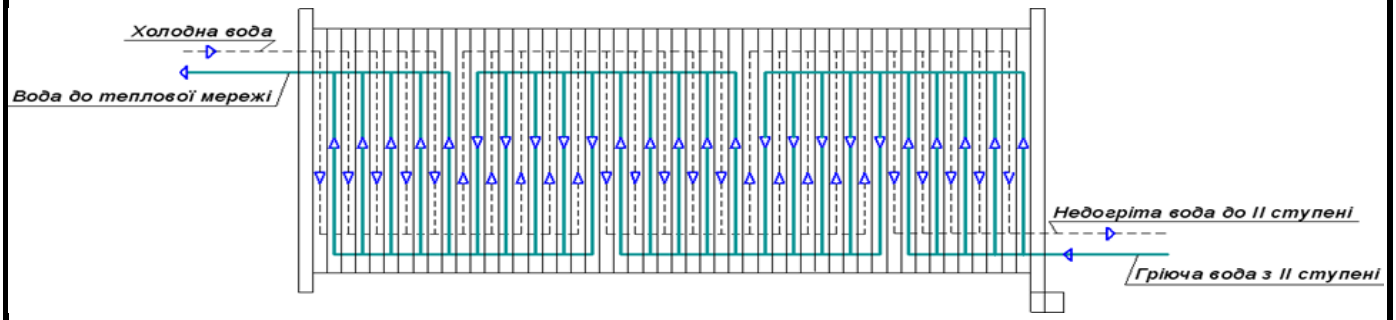


Рисунок 3.4 – Принципова схема теплообмінника системи ГВП 1-го ступеня

Таблиця 3.2 – Характеристики теплообмінника системи ГВП 1 ступені

Найменування	Одиниці	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/м²°С	2366
2. Загальна поверхня теплообміну	м²	22,2
3. Втрата тиску з мережної сторони	кПа	293,8
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	кПа	80,13
5. Кількість ходів	шт.	5
6. Кількість пластин	шт.	51
7. Умовний діаметр патрубка мережної води	мм	100
8. Умовний діаметр патрубка системи ГВП	мм	100

Розрахунок 2-го ступеня водопідігрівача

Вихідні дані:

– загальне максимальне теплове навантаження на другу ступень $Q^{II}_{г.в} = 447$ кВт;

– температура гріючої мережної води на вході $t^{II}_1 = 70^0$C;

– температура гріючої мережної води на виході $t^{II}_2 = t^{зл}_1 = 41{,}7^0$C;

– температура гарячої води на виході з другого ступеня $t_{г.2} = 60\ _0$C.

3.2.4 Тепловий розрахунок 2-го ступеня водопідігрівача

3.2.4.1 Температура води що нагрівається на вході в другу ступень водопідігрівача ГВП $t_{г.1}, {}^0C$

$$t_{г.1} = t_{г.2} - \frac{Q^{II}_{г.в}}{G^{II}_{г.в} \cdot c_p} \tag{3.28}$$

$$t_{г.1} = 60 - \frac{447}{5{,}07 \cdot 4{,}187} = 38{,}94^0C \cdot$$

3.2.4.2 Середньо логарифмічна різниця температур теплоносіїв у водопідігрівачі $\overline{\Delta t}, {}^oC$:

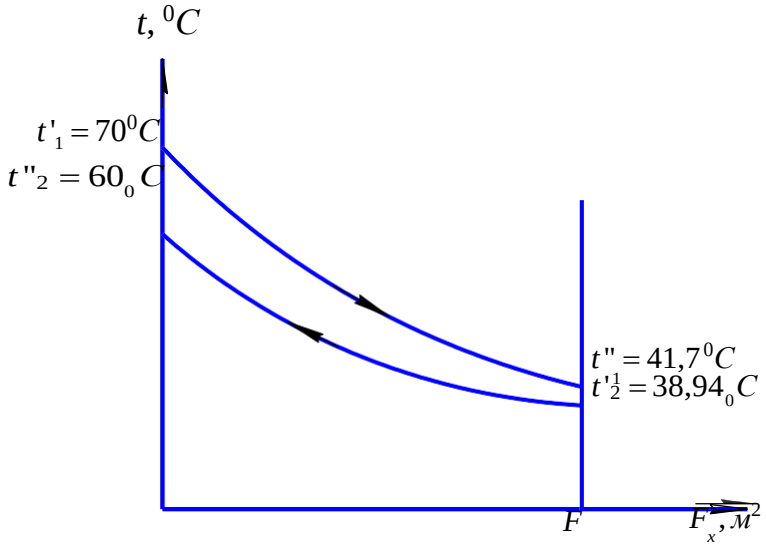


Рисунок 3.5 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \tag{3.29}$$

Згідно з рисунком 3.5

– більша різниця температур: $\Delta t_б = 70 - 60 = 10^oC$;

– менша різниця температур: $\Delta t_м = 41{,}7 - 38{,}94 = 2{,}76^oC$.

Тоді,

$$\Delta t = \frac{10 - 2{,}76}{\ln \frac{10}{2{,}76}} = 5{,}62\ ^{o}C.$$

3.2.4.3 Середні теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника.

а) середня температура гарячого теплоносія $t_{ср1}$, ^{o}C

$$t_{ср1} = \frac{t_1^{II} + t_2^{II}}{2}, \tag{3.30}$$

$$t_{ср1} = \frac{70 + 41{,}7}{2} = 55{,}85^{o}C.$$

По $t_{ср1} = 55{,}85\ _{o}C$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри води:

$\rho_1 = 985{,}234$ кг/м^3; Pr$_1$=3,212; $\nu_1 = 0{,}51 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\lambda_1 = 65{,}485 \cdot 10^{-2}$ Вт/м^2×°С;

б) середня температура холодного теплоносія $t_{ср2}$, ^{o}C:

$$t_{ср2} = \frac{t_{г.2} + t_{г.1}}{2}, \tag{3.31}$$

$$t_{ср2} = \frac{60 + 38{,}94}{2} = 49{,}47^{o}C.$$

По $t_{ср2} = 49{,}47\ _{o}C$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри:

$\rho_2 = 988{,}32$кг/м^3; Pr$_2$=3,58; $\nu_2 = 0{,}561 \cdot 10^{-6}$м^2/с; $\lambda_2 = 64{,}83 \cdot 10^{-2}$Вт/м^2×°С.

3.2.4.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр [5]. Технічні характеристики пластини наведені у таблиці 3.1

3.2.4.5 Оптимальне співвідношення кількості ходів для гарячого та холодного теплоносіїв

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_{м.в}^{II}}{G_{г.в}^{II}}\right)^{0{,}636} \cdot \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}\right)^{0{,}364} \cdot \frac{1000 - t_{ср1}}{1000 - t_{ср2}}, \tag{3.32}$$

де ΔP_1 – гідравлічний опір теплообмінника по гарячому теплоносію, Па;

ΔP_2 – гідравлічний опір теплообмінника по холодному теплоносію, Па.

Приймаємо для початкових розрахунків $\Delta P_1 = 30$ кПа, $\Delta P_2 = 20$ кПа.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{3{,}772}{5{,}07}\right)^{0{,}636} \cdot \left(\frac{30}{20}\right)^{0{,}364} \cdot \frac{1000 - 55{,}85}{1000 - 49{,}47} = 0{,}954 \cdot$$

Отримане значення – менше двох. По [5] приймаємо симетричну компоновку теплообмінника.

3.2.4.6 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію m_2

$$m_2 = \frac{G^{II}_{с.в}}{W^{опт} \cdot f_к \cdot \rho_2}, \quad (3.33)$$

де $W^{опт}$ – оптимальна швидкість теплоносія в одному каналі теплообмінника $W^{опт} = 0{,}4$ м/с [5];

$f_к$ – площа поперечного перерізу одного каналу між пластинами, Па (таблиця 3.1);

ρ_2 – густина теплоносія, взятого при середній температурі $t_{ср2} = 49{,}47\ ^{o}C$, кг/м^3.

$$m_2 = \frac{5{,}07}{0{,}4 \cdot 0{,}0024 \cdot 988{,}32} = 5{,}34.$$

Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію рівним 6.

3.2.4.7 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію m_1

При симетричній компоновці $m_1 = m_2$ [5]. Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію рівним 6.

3.2.4.8 Фактичні швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінника

а) гарячого теплоносія W_1, м/с

$$W_1 = \frac{G^{II}_{м.в}}{f_k \cdot m_1 \cdot \rho_1}, \quad (3.34)$$

$$W_1 = \frac{3{,}772}{0{,}0024 \cdot 6 \cdot 985{,}234} = 0{,}266 \frac{м}{с};$$

б) холодного теплоносія W_2, м/с

$$W_2 = \frac{G^{II}_{с.в}}{f_k \cdot m_2 \cdot \rho_2}, \quad (3.35)$$

$$W_2 = \frac{5{,}07}{0{,}0024 \cdot 6 \cdot 988{,}32} = 0{,}356 \text{м/с}.$$

3.2.4.9 Коефіцієнти тепловіддачі

а) з боку гарячого теплоносія α_1, Вт/м$_2$×°С:

$$\alpha_1 = 1{,}16A\left(23000 + 283 \cdot t_{ср1} + 0{,}63 \cdot t_{ср1}^{\ 2}\right) \cdot W_1^{0{,}73}, \qquad (3.36)$$

де A – коефіцієнт який залежить від типу пластин, згідно [5], для пластин типу 0,5Пр коефіцієнт $A = 0{,}492$;

$t_{ср1}$ – середня температура гарячого теплоносія, ^{o}C;

W_1 – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, $\frac{м}{с}$.

Маємо

$$\alpha_1 = 1{,}16 \cdot 0{,}492 \cdot \left(23000 + 283 \cdot 55{,}85 + 0{,}63 \cdot 55{,}85^2\right) \cdot 0{,}266^{0{,}73} = 8850 \text{Вт/м}^2\text{×°С};$$

б) з боку холодного теплоносія α_2, Вт/м$_2$×°С:

$$\alpha_2 = 1{,}16 \cdot 0{,}492 \cdot \left(23000 + 283 \cdot 49{,}47 + 0{,}63 \cdot 49{,}47_{\ 2}\right) \cdot 0{,}356_{\ 0{,}73} = 10350 \text{Вт/м}_2\text{×°С}.$$

3.2.4.10 Коефіцієнт теплопередачі k, Вт/м^2×°С

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_з}, \qquad (3.37)$$

де β_1 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі (0,92…0,95), приймаю β_1=0,92;

$R_з$ – термічний опір забрудненого шару, приймаю $R_з = 0{,}0002$ м^2×°С/Вт.

$$k = \frac{0{,}92}{\frac{1}{8850} + \frac{1}{10350} + \frac{0{,}001}{22} + 0{,}0002} = 2022 \text{Вт/м}^2\text{×°С}.$$

3.2.4.11 Площа поверхні нагріву F, м^2

$$F = \frac{Q_{г.в}^{II}}{k\Delta t}, \qquad (3.38)$$

де $G_{г.в}^{II}$ – теплове навантаження на підігрівач ГВП другої ступені, Вт;

$\overline{\Delta t}$ – середньо логарифмічна різниця температур, $^{\circ}C$;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м^2×°С.

$$F = \frac{447000}{2022 \cdot 5,62} = 39,34\text{м}^2.$$

3.2.4.12 Кількість ходів у теплообміннику X

$$X = \frac{F + f_{пл}}{(m_2 + m_1) \cdot f_{пл}}, \quad (3.39)$$

де $f_{пл}$ – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, $м^2$;

$m_н$ – кількість каналів в одному ході холодного теплоносія;

$m_{гр}$ – кількість каналів в одному ході гарячого теплоносія.

$$X = \frac{39,34 + 0,5}{(6+6) \cdot 0,5} = 6,64 \cdot$$

Приймаємо найближче більше, ціле число ходів у теплообміннику – число ходів $X = 7$.

3.2.4.13 Загальна кількість пластин $z_{пл}$,шт.:

$$z_{пл} = (m_2 + m_1) \cdot X + 1, \quad (3.40)$$

$$z_{пл} = (6+6) \cdot 7 + 1 = 85\text{шт.}$$

3.2.4.14 Сумарна площа нагріву теплообмінника F_1,м^2:

$$F_1 = f_{пл} z_{пл}, \quad (3.41)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 85 = 42,5\text{м}^2.$$

3.2.5 Гідравлічний розрахунок 2-го ступеня водопідігрівача

3.2.5.1 Число Рейнольдса.

а) по гарячому теплоносію Re_1:

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_{екв}}{\nu_1}, \quad (3.42)$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу каналу між пластин, м;

$$\text{Re}_1 = \frac{0,266 \cdot 0,009}{0,51 \cdot 10^{-6}} = 4694;$$

б) по холодному теплоносію Re_2

$$\text{Re}_2 = \frac{0,356 \cdot 0,009}{0,561 \cdot 10^{-6}} = 5711 \cdot$$

3.2.5.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

а) по гарячому теплоносію λ_1:

$$\lambda_1 = \frac{c}{\mathrm{Re}_1^{0,25}}, \tag{3.43}$$

де c – гідравлічний коефіцієнт який залежить від типу пластини;

$$\lambda_1 = \frac{15}{4694^{0,25}} = 1,812;$$

б) по холодному теплоносію λ_2:

$$\lambda_2 = \frac{15}{5711^{0,25}} = 1,725.$$

3.2.5.3 Втрата тиску

а) з боку гарячого теплоносія ΔP_1, *Па*:

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{1}{d_{екв}} \cdot \frac{X \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \tag{3.44}$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, *м*;

$$\Delta_{P_1} = 1,812 \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{7 \cdot 985,234 \cdot 0,266^2}{2} = 49,12 \text{кПа};$$

б) з боку холодного теплоносія ΔP_2, *Па*:

$$\Delta_{P_2} = 1,725 \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{7 \cdot 988,32 \cdot 0,356^2}{2} = 84 \text{кПа}.$$

3.2.5.4 Розрахунок діаметрів патрубків.

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W^{\max} = 1,5 \text{м/с}$;

а) патрубок мережної води D_1, м:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G^{II}_{м.в}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W^{\max}}}, \tag{3.45}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,772}{\pi \cdot 985,234 \cdot 1,5}} = 0,057 \text{ м};$$

б) патрубок внутрішньої системи опалення D_2, *м*:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,07}{\pi \cdot 988,32 \cdot 1,5}} = 0,066 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий за діаметр та відповідну товщину труби для патрубка по ГОСТ 8733-74*:

– D_1 – труба сталева безшовна ДСТУ 8939:2019 100х3,5 із 20 за ДСТУ 7809:2015;

– D_2 – труба сталева безшовна ДСТУ 8939:2019 100х3,5 із 20 за ГОСТ 7809:2015.

3.2.6 Характеристики 2-го ступеня водопідігрівача

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 3.3

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на Рисунку 3.6

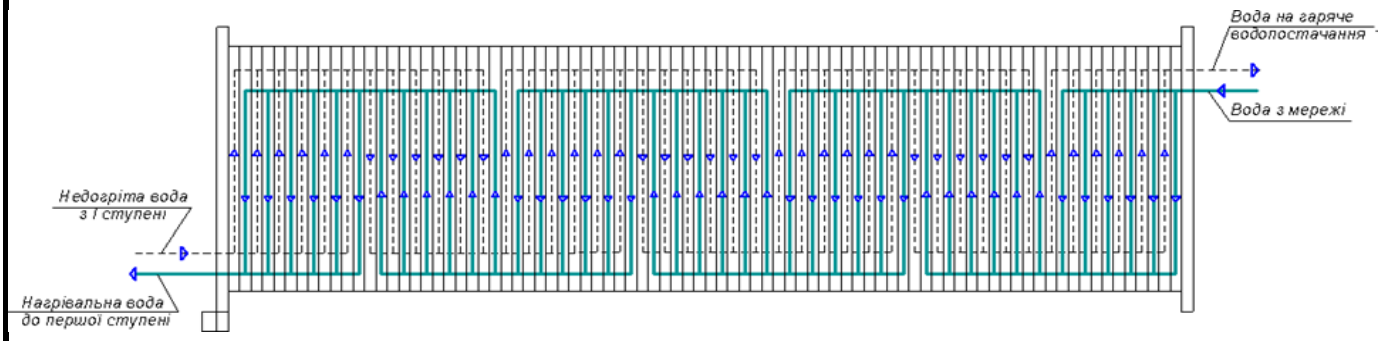


Рисунок 3.6 – Принципова схема теплообмінника ГВП 2 - ої ступені

Таблиця 3.3 – Характеристики теплообмінника системи ГВП 2 - ої ступені

Найменування	Одиниці	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/м^2×°С	2022
2. Загальна поверхня теплообміну	м^2	42,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	кПа	49,12
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	кПа	84
5. Кількість ходів	шт.	7
6. Кількість пластин	шт.	85
7. Умовний діаметр патрубка мережної води	мм	100
8. Умовний діаметр патрубка системи ГВП	мм	100

3.3 Вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту

Розглянемо трубопровід холодної води для системи гарячого водопостачання у межах ТП.

Витрата теплоносія $G^I_{г.в} = 16,6$ м^3/год = 4,61 кг/с, (див. 3 розрахунок водонагрівальної установки).Довжина ділянки трубопроводу l= 15 м; Температура холодної води у холодний період року $t_{х.1}$=5 ^{0}С;

3.3.1 Діаметр трубопроводу холодної води визначаю з рівняння суцільності

$$d_{вн} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{G^I_{г.в}}{\rho \omega_в}}\ , \qquad (3.46)$$

де $\omega_в$ - швидкість гарячої води у трубопроводі, приймаю ω – 0,5 м/с

$\rho_в$ - густина води , $\rho_в = 999{,}8$ кг/м $_3$, при температурі гарячої води $t = 5\ ^{\circ}C$,

$G^I_{г.в}$ - масова витрата холодної води кг/с,

$$d_{вн} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{4{,}61}{999{,}8 \cdot 0{,}5}} = 0{,}109 \text{ м}$$

приймаю діаметр Dу= 0,1 м

уточнюю швидкість води:

$$\omega_в = \frac{4 \cdot G^I_{г.в}}{\rho \cdot \pi \cdot Dy^2} = \frac{4 \cdot 4{,}61}{999{,}8 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 0{,}587 \text{ м/с} \qquad (3.47)$$

3.3.2 Втрати тиску у трубопроводі холодної води в межах ТП

3.3.3 Визначаю дійсні втрати тиску ΔP , кПа, на ділянці теплової мережі від теплового пункту до теплової камери для подавального трубопроводу гарячої води [4]:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{лін} + \Sigma \Delta P_м, \qquad (3.48)$$

де $\Delta P_{лін}$ – лінійні втрати тиску, *Па*;

$\Delta P_м$ – місцеві втрати тиску, кПа;

3.3.4 Лінійні втрати тиску (втрати тиску по довжині) $\Delta P_л$, кПа :

$$\Delta P_л = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega_в^2 \cdot \rho_в}{2} \cdot l, \qquad (3.49)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, d = 0,1 м;

$\omega_в$ – швидкість води в трубопроводі, $\omega_в = 0{,}587$ м/с;

l – довжина даної ділянки трубопроводу, 15 м;

ρ – густина води при температурі t = 5 ^{0}C , $\rho_в = 999{,}8$ кг/м^3;

3.3.5 Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{K_е}{d_{екв}} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}, \qquad (3.50)$$

Де $K_е$ - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб, для сталевих труб $K_е = 0{,}2$ мм :

3.3.6 Число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega_в \cdot d_{вн}}{\upsilon}, \qquad (3.51)$$

Де υ - кінематична в'язкість води, м^2/с при температурі води t = 5 ^{0}С, υ =1,5475·10^{-6} м^2/с

$$\mathrm{Re} = \frac{0,587 \cdot 0,1}{1,5475 \cdot 10^{-6}} = 37932$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2}{100} + \frac{68}{37932}\right)^{0,25} = 0,0273,$$

Тоді:

$$\Delta P_л = \frac{0,0273}{0,1} \cdot \frac{0,587^2 \cdot 999,8}{2} \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 0,705 \text{ ,кПа}$$

3.3.7 Місцеві втрати тиску, $\Delta P_м$, Па

$$\Delta_{P_м} = \sum\zeta \cdot \frac{\rho_в \cdot \omega_в^2}{2}, \qquad (3.52)$$

Де $\sum\zeta$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя.

3.3.8 Коефіцієнти місцевих опорів

Вентиль ζ =1,0 , (1шт) $\zeta_1 = 1 \cdot 1 = 1$

Миттєве розширення ζ =1,0 (1шт) $\zeta_5 = 1 \cdot 1 = 1,0$

3.3.9 Сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя

$$\sum\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 1,0 + 1,0 = 2,0 \qquad (3.53)$$

Тоді

$$\Delta_{P_м} = 2 \cdot \frac{999,8 \cdot 0,587^2}{2} \cdot 10^{-3} = 0,344, \text{ кПа}$$

3.3.10 Дійсні втрати тиску, *кПа*, на ділянці подавального трубопроводу води на гаряче водопостачання

$$\Delta P'_д = 0,705 + 0,344 = 1,049, \text{ кПа}$$

Розрахунки втрат тиску на інших ділянках трубопроводів (виконуються за аналогічною методикою , результати розрахунків зведено до таблиць 3.4, 3.5, 3.6, 3.7, 3.8;

3.4 Вибір насосів

3.4.1 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

Циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання забезпечують циркуляцію гарячої води у системі, підтримуючи її температуру у точках відбору постійною. Застосування циркуляційних насосів у системах ГВП дозволяє зекономити не менше 10 відсотків енергії, що споживається. Контур рециркуляції включається між першою і другою ступенями теплообмінника гарячого водопостачання.

Насос повинен забезпечити не менше 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП. Максимальна витрата через циркуляційний насос складає 90% від максимальної витрати на ГВП.

3.4.1.1 Розрахункова об'ємна витрата води системи ГВП V_p, м^3/год:

$$V_p = \frac{G_{г.в.1} \cdot 3600}{\rho}, \qquad (3.54)$$

де $\rho_в = f\left(t_p = 46_0 C\right) = 990$ кг/м$_3$ – густина води.

$$V_p = \frac{0,46 \cdot 3600}{990} = 1,673 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3.4.1.2 Максимальне сумарне значення втрати тиску в системі контуру циркуляції системи гарячого водопостачання $\Delta P^{ц}_{ГВП}$,кПа:

$$\sum \Delta P^{ц}_{ГВП} = \Delta P_ф + \Delta P_{гр} + \Delta P_{звп} + \Delta P_{бкпц} + \Delta P_{нгр2} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{тр.м} + h, \qquad (3.55)$$

де $\Delta P_ф = 9,81$ кПа (1,0м.вод.ст.) – гідравлічний опір фільтру (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{гр} = 9,81$ кПа (1,0м.вод.ст.) – гідравлічний опір грязьовика (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{звп} = 0,687$ кПа (0,07м.вод.ст.) – гідравлічний опір зворотного клапану на подачі;

$\Delta P_{бкп} = 5,366$ кПа (0,547м.вод.ст.) – гідравлічний опір балансувального клапану на циркуляційній лінії;

$\Delta P_{нгр2} = 84,0$ кПа – гідравлічний опір 2-ої ступені водопідігрівача;

$\Delta P_{тр.м} = 9,362$ кПа (0,954м.вод.ст.) – гідравлічний опір трубопроводів контуру циркуляції від ЦТП до житлових будинків

$\Delta P_{зк} = 39,24$ кПа (4,00м.вод.ст.) –граничний опір установки захисту від корозії;

$\Delta P_{тр} = 2{,}195$ кПа (0,224 м.вод.ст.) – граничний опір трубопроводів контуру циркуляції у межах ЦТП

$h = 49{,}05$кПа (5,0 м.вод.ст.) – максимальний гідравлічний опір будинкової системи ГВП (дані випробувань).

$$\sum \Delta P^{ц}_{ГВП} = 9{,}81 + 9{,}81 + 0{,}687 + 5{,}366 + 84{,}0 + 9{,}362 + 39{,}24 + 2{,}195 + 49{,}05 =$$
$$= 209{,}52 \text{ кПа } (21{,}358 \text{ м.вод.ст.})$$

3.4.1.3 Виходячи з визначеного значення максимальних втрат тиску у системі ГВП та враховуючи необхідний запас по величині тиску величина нагнітання насосу повинна бути не менше ніж на (5,0м.вод.ст) або (49,05 кПа) 258,57 кПа, або (26,36 м.вод.ст.).

3.4.1.4 Кожен із встановлених циркуляційних насосів повинен мати наступні характеристики:

– продуктивність $V_{н} = 1{,}673$ м^3/год (з урахуванням 10% запасу);

– напір $P_{н} = 27$м

Із номенклатурного ряду насосів фірми WILO найбільш оптимальним варіантом є вибір насосу типу MHI 203.

Рисунок 3.7 – Насос фірми WILO

Характеристика насосу WILO модель MHI 203:

1. Потужність насосу : $N_{н} = 0{,}55$ кВт

2 Подача насосу: $V_{н} = 5$ м^3/год

3. Напір насосу: $P_{н} = 35$м

З умови 100 відсоткового резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.1)

3.4.2 Вибір циркуляційного насосу системи опалення

В системах водяного опалення потрібна значно менша потужність насосів, ніж у водопровідних системах. Насоси розвивають напір, який повинен подолати гідравлічний опір у замкненому контурі та підняти воду на задану висоту будівлі. Таким чином, циркуляційні насоси розраховують тільки на переміщення води по замкненому кільці трубопроводів місцевої системи опалення.

Для організації схеми із 100-відсотковим резервуванням насосного обладнання самі насоси включені паралельно.

3.4.2.1 Продуктивність циркуляційних насосів

$$Q_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{Q_o \cdot 3600}{\left(t_1^p - t_2^p\right) \cdot c_в \cdot \rho} \tag{3.56}$$

$Q_{\text{о}} = 2{,}112$ МВт – загальне максимальне теплове навантаження на опалення; $t^{\text{р}}_{\text{пр.2}} = 150$ °С– температура води у прямому трубопроводі системи опалення; $t^{\text{р}}_{\text{зв.2}} = 70$ °С – температура води у зворотному трубопроводі системи опалення; $\rho = f\left(t^{\text{р}}_{\text{зв.2}} = 70°\text{C}\right) = 977{,}8$ кг/м^3 – густина води.

$$Q_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{2112 \cdot 3600}{\left(150 - 70\right) \cdot 4{,}187 \cdot 977{,}8} = 23{,}2 \text{ м}^3/\text{год}$$

3.4.2.2 Повний напір контуру системи опалення

$$H_{\text{оп}} = H_2' + H_{\text{ф}}' + H_{\text{р.с}} + H_{\text{ст}} \tag{3.57}$$

де H_2 – втрати тиску у каналах теплообмінного апарату зі сторони води, що нагрівається; $H_{\text{ф}}$ – втрати тиску у фільтрі; $H_{\text{р.с}}$ – втрати тиску у радіаторній системі опалення та трубопроводах; $H_{\text{ст}}$ – геометрична висота підйому рідини.

$$H'_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_2 \cdot g}, \tag{3.58}$$

де $g = 9{,}81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння.

$$H'_2 = \frac{103842}{917 \cdot 9{,}81} = 11{,}54 \text{ м. вод. ст.}$$

Приймаю: $\Delta P_{\text{ф}} = 20$ кПа – максимальний гідравлічний опір фільтра; $\Delta P_{\text{р.с}} = 35$ кПа – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів.

Геометрична висота підйому рідини – 27 м.вод.ст.

Звідси:

$$H'_{\text{ф}} = \frac{\Delta P_{\text{ф}}}{\rho_2 \cdot g}; \qquad (3.59)$$

$$H'_{\text{ф}} = \frac{20000}{917 \cdot 9{,}81} = 2{,}22 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{\text{р.с.}} = \frac{\Delta P_{\text{р.с.}}}{\rho_2 \cdot g}; \qquad (3.60)$$

$$H_{\text{р.с.}} = \frac{35000}{917 \cdot 9{,}81} = 3{,}9 \text{ м. вод. ст.}$$

Повний напір контуру системи опалення відповідно дорівнює:

$$H_{\text{оп}} = 11{,}54 + 27 + 2{,}22 + 3{,}9 = 44{,}7 \text{ м.вод.ст.}$$

Отже, за напором і подачею ($H_{\text{оп}} = 44{,}7$ м.вод.ст, $Q^{\text{н}}_{\text{ц}} = 23{,}2$ м^3/год) вибираю насос фірми “WILO” використовуючи каталог даної фірми :

Модель MHI 1604

Характеристика даної Моделі насосу WILO MHI 1604

1. Потужність насосу : $N_н = 2{,}5$ кВт

2 Подача насосу: $V_н = 25$ м^3/год

3. Напір насосу: $P_н = 45$м

З умови 100% резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один – робочий, один – резервний)

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.2)

3.4.3 Вибір підживлювальних насосів

Підживлювальний насос підбирається з умови заповнення системи теплоносієм, при цьому він повинен забезпечити підйом теплоносія у саму верхню точку системи. Витрата, що забезпечує насос, повинна забезпечити помірний час заповнення чи доповнення системи

теплоносієм. Підживлювальні насоси працюють при відключених циркуляційних насосах. При закритій системі передбачають не менше двох насосів.

Насоси підживлювальної води системи опалення вибираю за напором та витратою води. Напір насоса згідно з геометричними характеристикаи будинків (найвищий будинок має висоту 40 метрів) буде дорівнювати 40 м.вод.ст.

Витрата підживлювальної води на компенсацію витікань води в системі оалення, $м^3$/год

$$V_{підж} = \frac{0,75}{100} \cdot Q_o \cdot V \qquad (3.61)$$

Де Q_o - максимальне навантаження системи опалення (Q_o=2,112 МВт)

V – питомий об'єм води в системі опалення, $м^3$/МВт,

За данними [11] при температурному графіку в системі опалення 95/70 ^{0}C, та обладнання системи радіаторами висотою 500мм V = 16,77 $м^3$/МВт

Тоді: $$V_{підж} = \frac{0,75}{100} \cdot 2,112 \cdot 16,77 = 2,65 \text{ м}^3/\text{год}$$

За величинами $V_{підж} = 2,65$ та напором 40 м.вод.ст вибираю насос фірми WILO модель насосу MVI 205 P з характеристиками:

1. Потужність насосу: $N_н = 0,7$ кВт

2 Подача насосу: $V_н = 2,65 \text{ м}^3/\text{год}$

3. Напір насосу: $P_н = 42$м

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.3)

3.4.4 Вибір насосу холодної води

Підвищуючі насоси холодної води забезпечують підтримку постійного тиску у точках водозабору. Насоси вибирають по витраті води та напору. Напір насосу враховує опір системи та тиск у системі холодної води. Напір підвищувального насосу (орієнтовний) повинен складати

$$H = H_{хол}^{\min} - \sum \Delta h_{сист}, \quad (3.62)$$

де $H_{хол}^{\min}$ – тиск холодної води, $H_{хол}^{\min} = 40$ м.вод.ст;

$\sum \Delta h_{сист}$ – втрати та опір у системі;

$$\sum \Delta h_{сист} = h_{ф+ар} - h_T - h_{VB2}, \quad (3.63)$$

де $h_{ф+ар}$ – втрати тиску на фільтрах, арматурі, тертя у трубопроводах, $h_{ф+ор}$ = 1,6 м.вод.ст;

h_T – втрати тиску у теплообмінниках I та II ступеню ГВП,

$h_т$ = 164,13 кПа або 16,73 м.вод.ст;

h_{VB2} – втрати тиску на регулюючому клапані ГВП, , h_{VB2} = 5,63 м.вод.ст.;

H = 40 – 1,6 – 16,73 – 5,630 = 16,04 м.вод.ст.

Робочою точкою підвищувального насосу холодної води є $G_{хол.}^{\max}$ = 16,6 м^3/год та H = 20 м.вод.ст.

Вибираю насос фірми “WILO” використовуючи каталог даної фірми WILO MVI 1602.

Основні характеристики насосу WILO MVI 1602:

1. Потужність насосу: $N_н = 2{,}0$ кВт

2 Подача насосу: $V_н = 16{,}6$ м^3/год

3. Напір насосу: $P_і = 25$ м.вод.ст

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.4)

3.5 Вибір регулятора перепаду тиску

Для забезпечення надійної роботи обираю регулятор перепаду тиску IVD/IVF.

Застосовуються у системах центрального теплоспоживання та великих системах центрального опалення. Вони прямої дії. Можуть застосовуватися відповідно як регулятори перепаду тиску; як обмежувачі витрати; регулятори для підтримки постійної витрати.

Регулятори перепаду тиску є приладами прямої дії з лінійною характеристикою регулювання та застосовуються у великих системах центрального опалення, централізованого теплоспоживання будівель та промислового теплоспоживання. Регулятор складається з регулювального елементу IVD та односідального клапану IVF/IVFS.

В залежності від положення вузла настроювання регулятор може застосовуватись у наступній якості:

- регулятор перепаду тиску чи обмежувач витрати. Клапан закривається при збільшені перепаду тиску;
- регулятор для підтримання постійної витрати. Клапан відкривається при збільшені перепаду тиску.

3.5.1 Різниця тиску, яку необхідно розподілити для погашення між регулятором перепаду тиску та дросельною шайбою складає

$$\Delta P = (P_1 - P_2) - \sum \Delta P, \quad (3.64)$$

де, $$\sum \Delta P = \Delta P_{ГР} + \Delta P_{Ф} + \Delta P_{ТР.ПР.} + \Delta P_{ТР} + \Delta P_{ВП} \quad (3.65)$$

P_1 – тиск у подаючому трубопроводі, P_1 = 78 м.вод.ст.;

P_2 – тиск у зворотньому трубопроводі, P_2 = 48 м.вод.ст.;

$\Delta P_{ГР} = 1,0$ м.вод.ст- гідравлічний опір грязьовика на вводі ЦТП (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{Ф} = 1,0$ м.вод.ст- гідравлічний опір фільтру (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{ТР.ПР.} = 0,82$ м.вод.ст- гідравлічний опір трубопроводів приєднання регуляторів у системі ГВП

$\Delta P_{ТР} = 1,16$ м.вод.ст- гідравлічний опір трубопроводів контуру , що нагріває у системі ГВП

$\Delta P_{ВП} = 8, 0$ м.вод.ст- гідравлічний опір водопідігрівача (див.розрахунок водопідігрівача)

$$\Delta P = (78 - 48) - (1,0 + 1,0 + 0,82 + 1,16 + 8,0) = 8,02 \text{ м.вод.ст.}$$

З номенклатурного ряду регуляторів фірми «LDM» вибраний регулятор перепаду тиску типу RD 122 D/F з наступними технічними характеристиками:

- D_y =50;
- K_{vs}=32,0;
- діапазон регулювання 0,4 - 2,2 бар;

Всі елементи регулятора розраховані а граничні параметри тиску та температури: 16,0 бар (P_y=16), t=150 ^{0}C.

3.5.2 Втрата тиску у регуляторі перепаду тиску (у відкритому положені):

$$\Delta P_{РПГ} = \left(\frac{G_{мо(ГВП)}}{K_{vs}}\right)^2 \cdot 10; \quad (3.66)$$

Де $G_{мо(\ ГВП\ )}$ –розрахункова об'ємна витрата мережної води із подавального трубопровода у систему ГВП, через регулятор перепаду тиску та регулятор температури, м^3/год:

$$G_{мо(ГВП)} = (\frac{G^{II}_{м.в}}{\gamma_{(150)}}); \qquad (3.67)$$

Де , $\gamma_{(150)} =$ 0,9169 т/м^3 – щільність води при температурі 150 ^{0}С.

$$G_{мо(ГВП)} = (\frac{13,58}{0,9169}) = 14,81 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$\Delta P_{РПГ} = \frac{14,81^{\ 2}}{(\overline{32,0})} \cdot 10 = 2,142 \text{ м.вод.ст.}$$

З номенклатурного ряду регуляторів фірми «Siemens» вибраний регулятор температури з клапаном VVF40.65 та електроприводом SKD32.21 (з пружиною повернення у положення закрито):

- D_y =65;
- K_{vs}=49,0;

Всі елементи регулятора розраховані а граничні параметри тиску та температури: 16,0 бар (P_y=16), t=150 ^{0}С.

3.5.3 Втрати тиску у регуляторі температури (у відкритому положенні) визначається:

$$\Delta P_{РТГ} = (\frac{G_{мо(ГВП)}}{\overline{K_{vs}}})^2 \cdot 10 = (\frac{13,58}{\overline{49}})^2 \cdot 10 = 0,768 \text{ м.вод.ст.} \qquad (3.68)$$

3.5.4 Значення величини перепаду тиску, що встановлюється за допомогою регулятора:

$$\Delta P_{ВСТ} = \Delta P_{РТГ} + \Delta P_{ТР.МР} \qquad (3.69)$$

де, $\Delta P_{ТР.МР}$ =0,206 м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у трубопроводі між регуляторами

$$\Delta P_{ВСТ} = 0,768 + 0,206 = 0,974 \text{ м.вод.ст.}$$

Так як діапазон регулювання регулятора перепалу тиску знаходиться у межах 4,0 - 22,0 м.вод.ст. ,то можливе встановлення значення величини $\Delta P_{ВСТ}$. Для більш комфортного режиму роботи регулятора перепаду тиску бажано встановлювати технологічну дросельну діафрагму $Д_у$=65, $Д_{шт г}$=30,6мм (для ΔP =5 м.вод.ст.)

3.5.5. Перевірка регуляторів на предмет можливості виникнення ефекту «кавітації».

Для попередження кавітації в регулюючих органах регуляторів необхідне виконання наступних умов:

1. Для регулятора перепаду тиску:

$$Z \cdot (P_1 - P_H - \Sigma\Delta P) > \Delta P_{РПГ} \quad (3.70)$$

Де,

Z = 0,6 – коефіцієнт початку кавітації (із технічних характеристик регулятора);

P_1 = 78,0 м.вод.ст. – абсолютне значення тиску у подавальному мережному трубопроводі на вводі у ЦТП;

$P_н$ = 50,0 м.вод.ст. – абсолютне значення тиску насичення при температурі води 150 ^{0}C;

$$\Sigma\Delta P = \Delta P_{ГР} + \Delta P_{Ф} + \Delta P_{ТР} = 1,0 + 1,0 + 1,16 = 3,16 \text{ м.вод.ст} \quad (3.71)$$

Підставляємо все у рівняння (5.18)

$$0,6 \cdot (78,0 - 50,0 - 3,16) = 14,9 > 2,142$$

умова виконується.

2. Для регулятора температури:

$$Z \cdot (P_1 - P_H - \Sigma\Delta P - \Delta P_{РПГ}) > \Delta P_{РТГ} \quad (3.72)$$

Де,

Z = 0,6 – коефіцієнт початку кавітації (із технічних характеристик регулятора);

P_1 = 78,0 м.вод.ст. – абсолютне значення тиску у подавальному мережному трубопроводі на вводі у ЦТП;

$P_н$ = 50,0 м.вод.ст. – абсолютне значення тиску насичення при температурі води 150 ^{0}C;

$$\Sigma\Delta P = \Delta P_{ГР} + \Delta P_{Ф} + \Delta P_{ТР} + \Delta P_{ТР.МР} = 1,0 + 1,0 + 1,16 + 0,206 = 3,366 \text{ м.вод.ст.} \quad (3.73)$$

$\Delta P_{РТГ} = 0,768$ м.вод.ст. – із розрахунку вище;

$\Delta P_{РПГ}$ = 2,142 м.вод.ст. – із розрахунку вище.

Підставивши значення у рівняння (5.20) отримаємо:

$$0,6 \cdot (78 - 50 - 3,366 - 2,142) = 13,495 > 0,768$$

умова виконується, таким чином, вибрані регулятори перепаду тиску типу RD122 D/F (D_y50; K_{VS}=32; діапазон регулювання: 0,4-2,2 бар; P_y16; t=150^{0}C) та регулятор температури з клапаном VVF40.65 (D_y65; K_{VS}=49; діапазон P_y16; t=150^{0}C) з електроприводом SKD 32.21 відповідають всім технічним та технологічним вимогам.

3.6 Розрахунок дросельних шайб

3.6.1 Розрахунок дросельної шайби для системи ГВП :

Діаметр отвору шайби, мм:

$$d_ш^{ГВП} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{9{,}81 G^{II\,2}_{м.в}}{\Delta P}}\ , \qquad (3.74)$$

де $G^{II}_{м.в}$ – розрахункова витрата мережної води в системі ГВП, $G^{II}_{м.в} = 13{,}58$ т/год;

$$\Delta P = (P1 - P2) - \Delta P_{ТР} - \Delta P_{ВП} - \Delta P_{ТРПР} - \Delta P_{РПГ} - \Delta P_{РТГ}\ , \qquad (3.75)$$

де $P1 = 78$ м.вод.ст. – розрахунковий тиск мережної води у подавальному трубопроводі;

$P2 = 48$ *м.вод.ст.* – розрахунковий тиск у зворотному мережному трубопроводі;

$\Delta P_{ТР} = 3{,}16$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску на грязьовику, арматурі та трубопроводах;

$\Delta P_{ВП} = 8{,}0$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у водопідігрівачі;

$\Delta P_{ТР.ПР} = 0{,}82$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у трубопроводах приєднання регуляторів;

$\Delta P_{РПГ} = 2{,}142$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у регуляторі перепаду тиску;

$\Delta P_{РТГ} = 0{,}768$ м.вод.ст.– розрахункова втрата тиску у регуляторі температури;

Підставивши у рівняння (3.75) отримаємо:

$$\Delta P = (78 - 48) - 3{,}16 - 8{,}0 - 0{,}82 - 2{,}142 - 0{,}768 = 15{,}11 \text{ м.вод.ст.}$$

тоді

$$d_ш^{ГВП} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{13{,}58^2 \cdot 9{,}81}{15{,}11}} = 33 \text{ мм}$$

3.7 Вибір фільтрів

3.7.1 Підбираю фільтри для системи опалення, ГВП, для трубопроводу холодної води, компанії DINANSY по діаметру трубопроводу системи опалення (Ду = 200 мм),для циркуляційного трубопроводу системи ГВП (Ду = 80 мм), для трубопровода холодної води (Ду = 100 мм),

Модель фільтру Lattice ST-01/F (сітчастий з дренажною пробкою). Робоче середовище: гаряча та холодна вода, пар, хімічні нейтральні рідини.

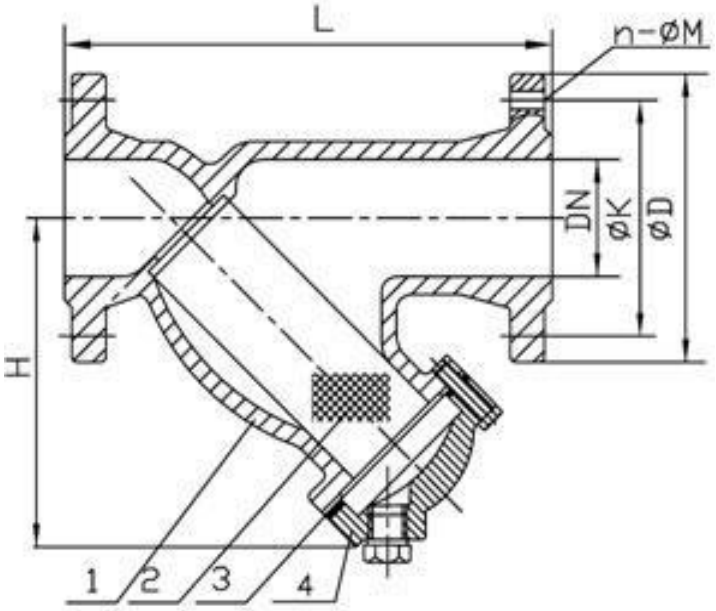


Рисунок 3.8 - Фільтр Lattice ST-01/F

Корпус (1) та кришка (4) виконаний з чавуну ,сітка (2) з нержавіючої сталі прокладка (3) з графітового волокна.

З'єднання: фланцеве PN16

Розмір чарунок сітки (серія 2010 року) $Д_у$80-300 – 1,5мм

Робоча температура (-15^0C-$+180^0$C)

Таблиця 3.9 - Габаритні розміри фільтрів

$Д_у$	L	H	D	K	n	M	Вага,кг
80	310	215	200	160	8	18	22,2
100	350	235	220	180	8	18	32,1
150	480	320	285	240	8	23	63
200	600	405	340	295	12	23	169,0

3.8 Вибір грязьовиків

Грязьовик слугує для очищення води від твердих частинок, таких як : бруд, пісок, металічна стружка. У тепловому пункті їх встановлено на подавальному трубопроводі теплової мережі, на трубопроводі заповнення, на поворотному трубопроводі системи опалення, на трубопроводі холодної води, та на поворотному (циркуляційному) трубопроводі системи гарячого водопостачання для захисту системи опалення та теплообмінника ГВП від забруднення та псування.

Виготовляють їх із стальної труби, діаметр корпусу у 3 рази перевищує діаметр вхідного патрубка, що дозволяє зменшити швидкість води у корпусі грязьовика, задля кращого осадження частинок бруду чи піску.

Зверху корпусу є кран для випуску повітря, а знизу пробка для спуску бруду.

3.8.1 Вибираю:

Грязьовик Ду80 (2шт), для циркуляційного трубопроводу.

Грязьовик Ду100 (1шт), для трубопроводу холодної води.

Грязьовик Ду150 (1шт), для поворотного трубопроводу системи опалення та трубопроводу заповнення.

Грязьовик Ду200 (1шт),, для подавального трубопроводу теплової мережі

У комплекті до грязьовика йдуть:

Вентиль дренажний Ду20.

Вентиль для випуску повітря Ду15.

Комплектуючі для приєднання

Технічні характеристики грязьовиків:

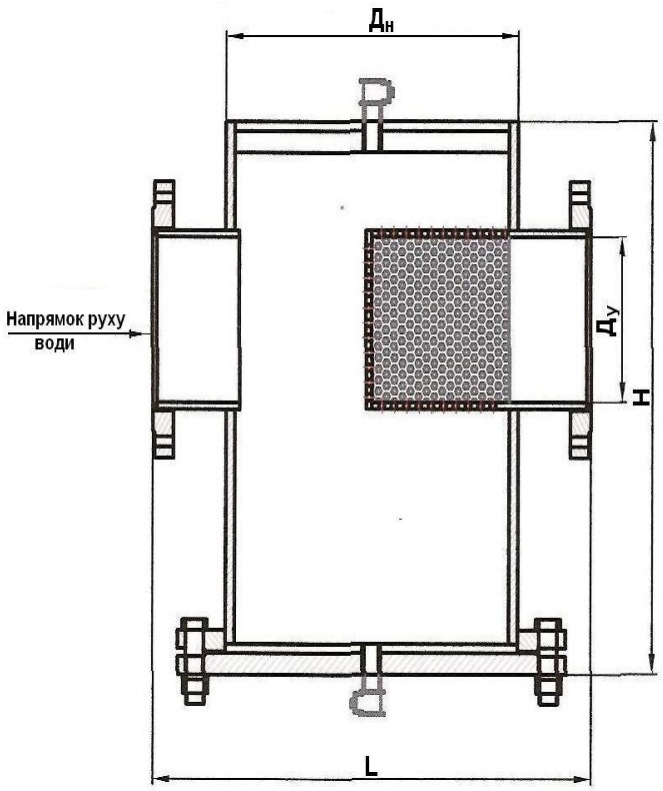


Рисунок 3.9 - Грязьовик

Таблиця 3.10 - Габаритні розміри вибраних грязьовиків

Ду, мм	Дн, мм	L, мм	H, мм	Ру, МПа	Вага, кг
80	219	419	500	1,6	52,4
100	273	473	500	1,6	79,9
150	325	526	700	1,6	128
200	426	626	700	1,6	222,4

3.9 Вибір запірної арматури

3.9.1 На подавальному та поворотному трубопроводах теплової мережі вибираю та встановлюю сталеві кулясті крани фірми Вексве Тип 103 з фланцевим з'єднанням $Д_у$200, характеристики наведені нижче.

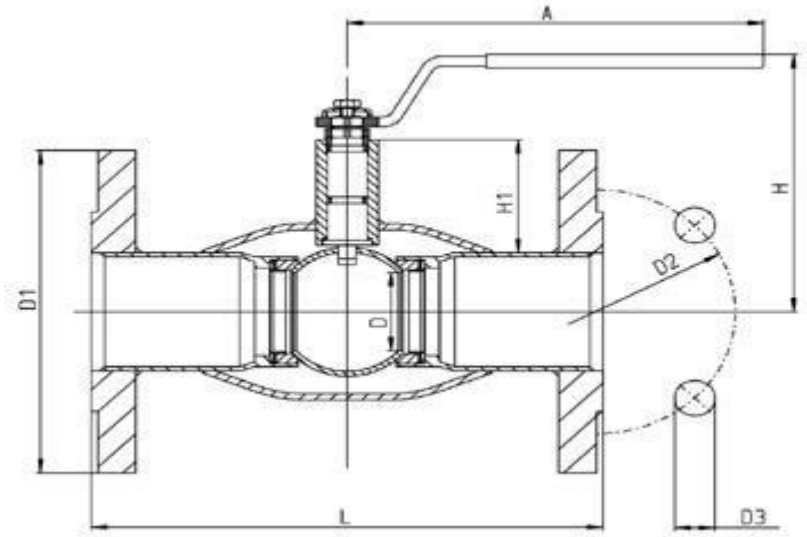


Рисунок 3.10 - Сталевий кульовий кран тип 103 Вексве

Таблиця 3.11 - Габаритні розміри сталевого кулястого крану Вексве тип 103

$Д_у$, мм	D, мм	D1, мм	D2, мм	D3, мм	H, мм	H, мм	A, мм	L, мм	Отв Шт.	K_v	Вага, кг
200	150	340	295	22	260	92	900	400	12	1750	58

3.9.2 Відповідно до діаметра трубопроводів у межах ЦТП було вибрано таку запірну арматуру фірми Brandoni:

$Д_у$50 кількість 2 шт.

$Д_у$65 кількість 1 шт.

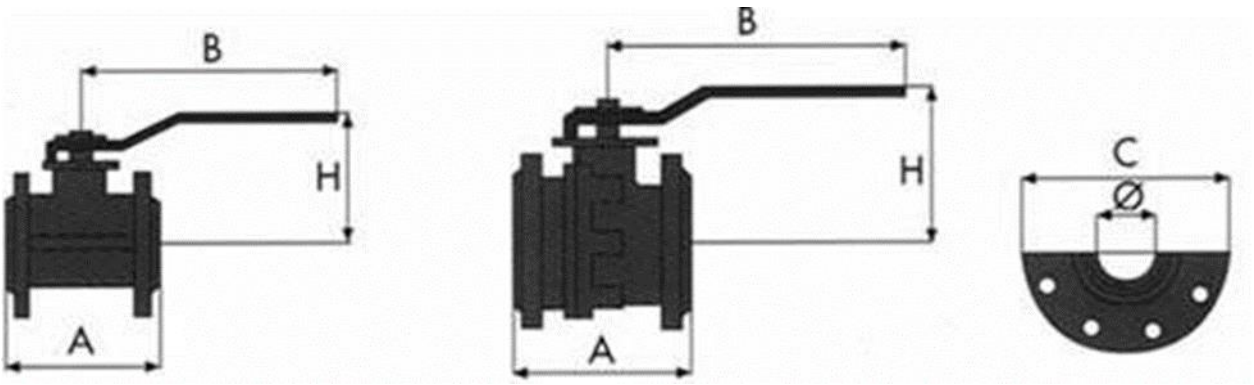
$Д_у$80 кількість 10 шт.

$Д_у$100 кількість 4 шт.

$Д_у$150 кількість 12шт.

$Д_у$200 кількість 1 шт.

Рисунок 3.11 - Кульовий кран з чавунним корпусом фірми Brandoni



Таблиця 3.12 - Габаритні розміри чавунного кульового крану фірми Brandoni

$Д_у$, мм	50	65	80	100	150	200
О, мм	50	63	76	95	145	190
А, мм	150	170	180	190	210	400
В, мм	220	284	284	360	560	1000
С, мм	165	185	200	220	285	340
Н, мм	125	152	166	180	242	320
Обертовий момент, Нм	20	40	70	100	250	600
Вага, кг	9	12,2	15,5	20	38,5	93

3.10 Вибір зворотного клапану

Вибрано та встановлено 2 зворотних клапана $Д_у$80 після циркуляційних насосів системи гарячого водопостачання, 1 зворотній клапан $Д_у$100 на трубопровід холодної води, та 1 зворотній клапан $Д_у$150 на поворотний трубопровід системи опалення, фірма виробник Zetkama, модель 287

Вони забезпечують довготривалий строк слугування ,прості в експлуатації, дозволяють монтаж у будь якому положенні, дуже незначні втрати напору, герметичні за рахунок підбору якісних матеріалів та якості виготовлення.

Номінальний тиск: $P_у$1,6 МПа

Максимальна робоча температура: 300 ^{0}C

Тип з'єднання: фланцеве.

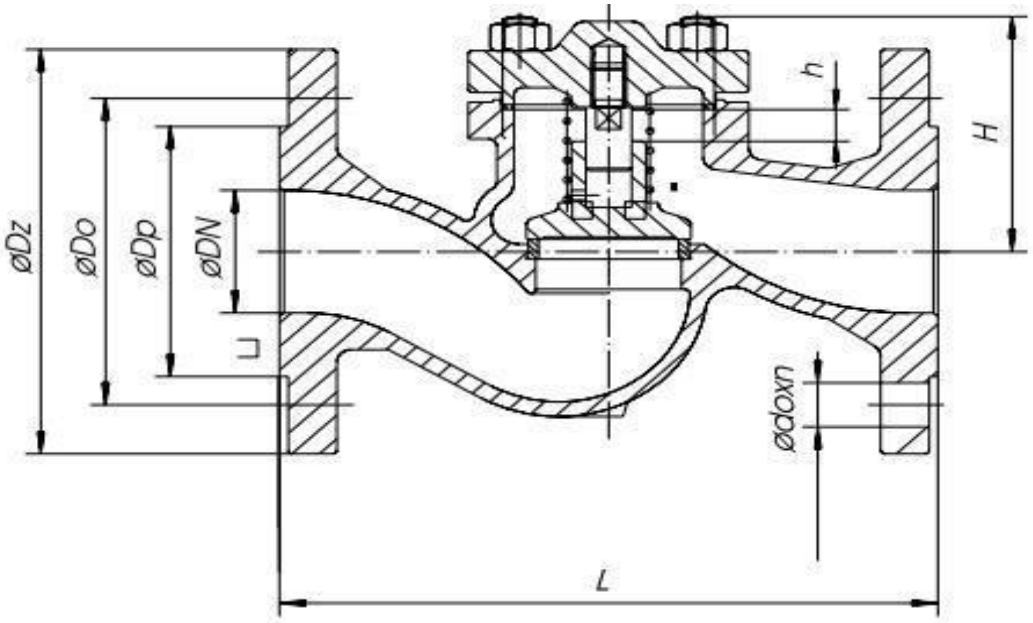


Рисунок 3.13 - Зворотній клапан Zetkama модель 287

Таблиця 3.13 - Габаритні розміри моделі 287 зворотній клапан

DN,мм	Dp,мм	Do,мм	Dz,мм	n x d_o, мм	L,мм	h,мм	H,мм	Вага, кг
80	132	160	200	8 x 19	310	21	124	20
100	156	180	220	8 x 19	350	25	161	29
150	211	240	285	8 x 23	480	38	197	66

3.11 Вибір антикорозійної установки

Протикорозійна електролізерна установка типу ПКЄУ «Деоксиген» слугує для захисту труб системи гарячого водопостачання від корозії шляхом зменшення концентрації розчиненого кисню, агресивної вуглекислоти, зростання pH та утворення осаду та відкладень на поверхнях трубопроводів Проектом передбачено вибір та встановлення двох установок типу ПКЄУ «Деоксиген 1/15» продуктивністю 15 м^3/год, для забезпечення очищення гарячої води на систему ГВП трьох будинків, кожна з установок споживає 24 Вт, температура води що оброблюється може становити 80 ^{0}С, коефіцієнт захисної дії не менше 2, діаметр патрубка 100 мм

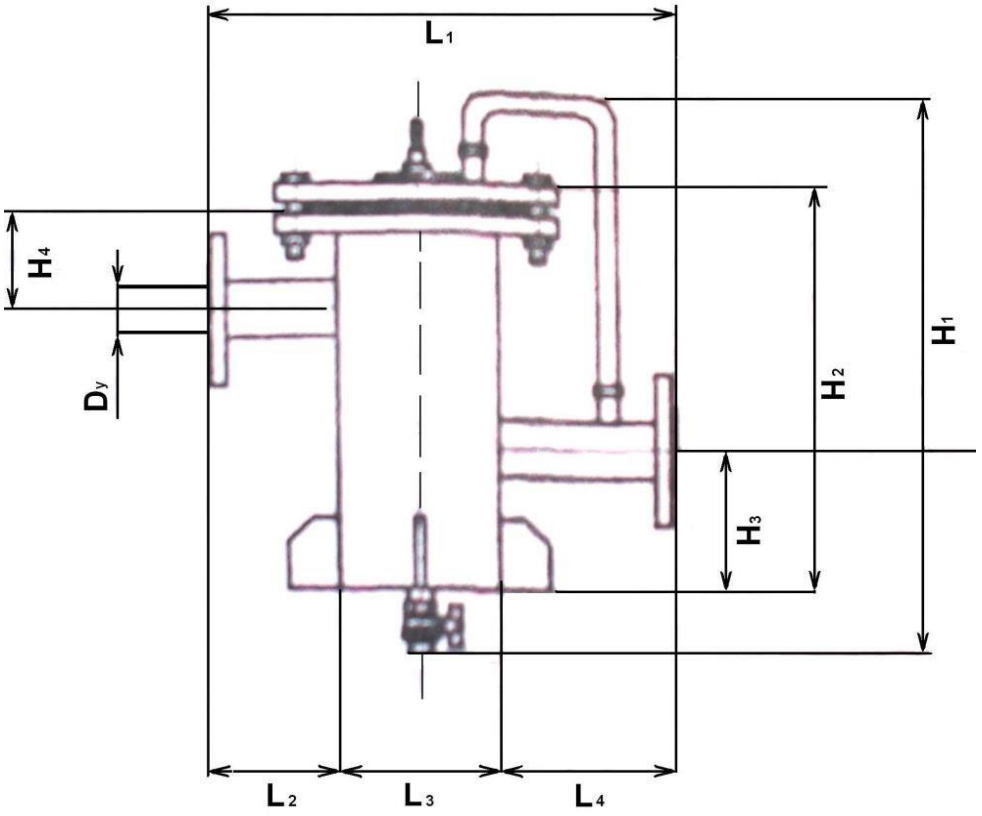


Рисунок 3.13 - Протикорозійна електролізерна установка типу ПКЄУ «Деоксиген»

Таблиця 3.14 - Габаритні розміри установки типу ПКЄУ «Деоксиген 1/15»

D_y	H_1	H_2	H_3	H_4	L_1	L_2	L_3	L_4
100	790	965	325	130	509	150	159	200

3.12 Висновки з розділу 3

В цьому розділі був складений опис теплової схеми, принцип її роботи. Бувпроведений розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання.

Пораховані теплові та гідравлічні розрахунки для 1-го та 2-го ступеня водопідігрівача.

Площа нагрівальної поверхні для 1-го ступеня складає 22,2 м^2, а для 2го – 42,5 м^2.

Зроблений вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту.

Здійснений вибір насосів. Здійснено вибір фільтрів , грязьовиків , зворотних клапанів, запірної арматури що встановлені на трубопроводах у тепловому пункті відповідно до розробленої теплової схеми.

4 ЗОВНІШНІ ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ

Основний нормативний документ для будівництва теплових мереж – ДБНВ 2.5 – 39:3008.

У населених пунктах для теплових мереж передбачається, як правило, підземна прокладка (безканальна, у каналах чи у міських та внутрішньо квартальних тунелях чи футлярах.

У безканальних прокладках трубопроводи працюють у більш важких умовах, чим у при канальній прокладці, так як вони сприймають додаткове навантаження ґрунту та при незадовільному захисті від вологи пошкоджуються зовнішньою корозією. У зв'язку з цим безканальні прокладки рекомендується застосовувати при температурі теплоносія до 180°*C*.

Для зменшення можливості корозійного пошкодження трубопроводів теплових мереж застосовуються попередньо ізольовані труби.

Попередньо ізольована труба складається з провідної труби, яка розташована концентрично з поліетиленової труби. Простір між провідною та захисною трубою заповнений поліуретановою пінкою. За рахунок з'єднання пінки з провідною та поліетиленовою трубою, така попередньо ізольована труба є єдиною монолітноюсистемою.

Для провідних труб можуть використовуватися труби сталеві, полімерні та ін. В основному використовують сталеві труби („чорні", оцинковані, емальовані).

В якості теплоізоляційного матеріалу використовується пінополіуретанова пінка з показниками згідно вимог ДСТУ 34-204-88-002-98. Світлові екологічні організації рекомендують обмеження вживання фреону в промисловості, враховуючи екологічні проблеми (знищення озонового шару). Тому як спінювач застосовується вільна від фреону пінка, в якій використовується CO_2.

Властивості пінополіуретану пінки наступні:

- густина серцевини теплоізоляційного шару в радіальному напрямку < 60 гк/м^3;
- загальна густина < 80 кг/м^3;
- водопоглинання > 10% від маси;
- кількість закритих комірок < 88%;
- стійкість до стиску < 0,3 МПа;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{50} \leq 0{,}035$ Вт/м·^{0}С.

Поліетиленова труба (захисна оболонка).

Маса труб визначена при $\rho = 945$ кг/м^3.

Властивості матеріалу:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0{,}43$ Вт/м·^{0}С.

Попередньо ізольовані труби застосовуються для транспортування теплоносія з наступними робочими параметрами:

- максимальна робоча температура довготривала $t_{p.max} = 140^0$С;
- максимальна допустима робоча температура короткотривала (протягом 10 діб сумарно) за рік = $[t_{p,max}]$ 150^0С;
- умовний тиск $P_y = 1{,}6$ МПа.

Вхід і вихід через фундамент будівлі виконується у гільзах на відмітці землі підвалу і з встановленням подушки та ковзкої опори. Подавальний трубопровід укладається по праву сторону по ходу теплоносія від джерела теплоти, а поворотний – зліва. Уклін трубопроводів незалежно від направлення руху теплоносія та способу прокладки повинен бути не менше 0,002.

Теплові камери

Камери встановлюються по трасі підземних трубопроводів для розміщення у них засувок, сальникових компенсаторів, нерухомих опор, дренажних та повітряних пристроїв, вимірювальних приладів. Відстані між камерами зазвичай приймають рівними відстаням між нерухомими опорами.

Внутрішні габарити камер залежать від кількості та діаметра труб, розмірів обладнання. Висота камер приймається не менше 2 м. Для обслуговування арматури і обладнання передбачаються вільні проходи, відстані від стін та між обладнанням приймаються по нормам проектування.

Спуск у камери здійснюється через вхідні та аварійні люки по скобам, що зароблені у стіни, або по драбинам. Конструкції та кількість люків повинні забезпечувати безпечний вихід у будь – яких аварійних ситуаціях та вилучення обладнання з камер. Для вилучення крупногабаритного обладнання, що не проходить через звичайні люки, встановлюють монтажні люки та прорізи. При необхідності споруджують крупні камери павільйонного типу з встановленням у них вантажопідіймальних механізмів. Дно камер та прорізів виконують з нахилом 0,02 у сторону водозбірного приямку. Камери виконують з цегли, збірних плит, об'ємних елементів чи монолітного залізобетону типових розмірів. У місцях розходження теплових мереж до невеликої будівлі теплові камери можуть бути виконані у вигляді оглядових колодязів з круглих збірних залізобетонних кілець типових розмірів.

Розглянемо частину трубопроводу від приміщення ЦТП до теплової камери ТК 5238/3-3 (Рисунок 4.1)

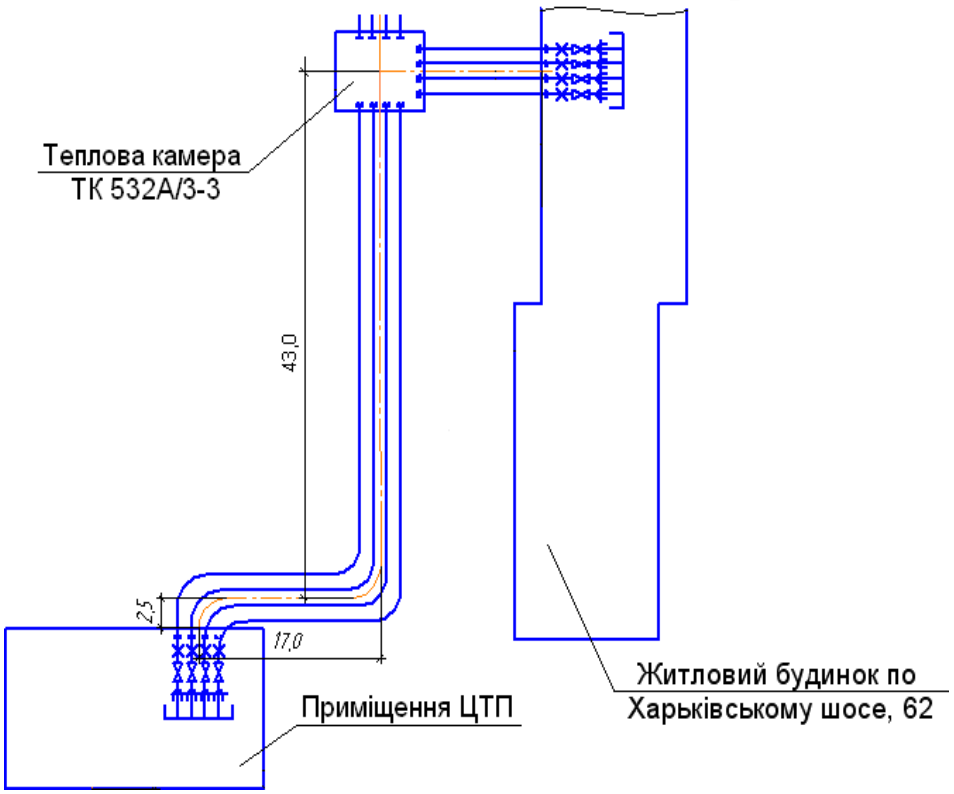


Рисунок 4.1 - Розташування трубопроводів від центрального теплового пункту до теплової камери ТК 238/3-3.

4.1 Вибір діаметрів трубопроводів зовнішньої теплової мережі

4.1.1 Витрата гарячої води на житловий будинок по вул. О. де Бальзака 62 становить:

$$G_{ГВП}^{62} = G_{ГВП} \cdot \frac{154}{404}, \qquad (4.1)$$

Де 154 – загальна кількість квартир у будинку,

404 – загальна кількість квартир що обслуговуються ЦТП.

$$G_{ГВП}^{62} = 20,22 \cdot \frac{154}{404} = 7,7 \text{ м}^3/\text{год або } 2,14 \text{ кг/с}$$

4.1.2 Діаметр подавального трубопроводу ГВП визначаю з рівняння суцільності

$$d_{вн} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{G_{ГВП}^{62}}{\rho \omega_в}}, \qquad (4.2)$$

де $\omega_в$ - швидкість гарячої води у трубопроводі, приймаю ω – 0,4 м/с

$\rho_в$ - густина води , $\rho_в = 983,2$ кг/м^3, при температурі гарячої води $t = 60$ C ,

$G^{62}_{ГВП}$ - массова витрата води кг/с,

$$d_{вн} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{2,14}{983,2 \cdot 0,4}} = 0,081 \text{ м}$$

приймаю діаметр Dу= 0,09 м

уточнюю швидкість води:

$$\omega_в = \frac{4 \cdot G^{62}_{ГВП}}{\rho \cdot \pi \cdot Dy^2} = \frac{2,14}{983,2 \cdot 3,14 \cdot 0,09^2} = 0,34 \text{ м/с} \qquad (4.3)$$

4.2 Гідравлічний розрахунок подавального трубопроводу ГВП

4.2.1 Визначаю дійсні втрати тиску ΔP , *кПа*, на ділянці теплової мережі від теплового пункту до теплової камери для подавального трубопроводу гарячої води [4]:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{лін} + \Sigma \Delta P_м, \qquad (4.4)$$

де $\Delta P_{лін}$ – лінійні втрати тиску, Па;

$\Delta P_м$ – місцеві втрати тиску, Па;

4.2.2 Лінійні втрати тиску (втрати тиску по довжині) $\Delta P_л, кПа$:

$$\Delta P_л = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2_в \cdot \rho_в}{2} \cdot l, \qquad (4.5)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, d = 0,09 м;

$\omega_в$ – швидкість води в трубопроводі, $\omega_в = 0,34$ м/с;

l – довжина даної ділянки трубопроводу, 63 м;

ρ – густина води при температурі t = 60 ^{0}C , $\rho_в = 983,2$ кг/м^3;

4.2.3 коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{K_е}{d_{екв}} + \frac{68}{\text{Re}}\right)^{0,25}, \qquad (4.6)$$

Де $K_е$ - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб,для сталевих труб $K_е = 0,2$ мм :

4.2.4 Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_в \cdot d_{вн}}{\upsilon}, \qquad (4.7)$$

Де υ - кінематична в'язкість води, м^2/с при температурі води t = 60 ^{0}C,

$\upsilon = 0,478 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

$$\mathrm{Re} = \frac{0{,}342 \cdot 0{,}9}{0{,}478 \cdot 10^{-6}} = 643933$$

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}2}{90} + \frac{68}{643933}\right)^{0{,}25} = 0{,}024,$$

Тоді:

$$\Delta_{P_л} = \frac{0{,}024}{0{,}09} \cdot \frac{0{,}34^2 \cdot 983{,}2}{2} \cdot 63 \cdot 10^{-3} = 0{,}955 \text{ ,кПа}$$

4.2.5 Місцеві втрати тиску, $\Delta P_м, Па$:

$$\Delta_{P_м} = \sum\zeta \cdot \frac{\rho_в \cdot \omega_в^2}{2}, \qquad (4.8)$$

Де $\sum\zeta$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя.

4.2.6 Коефіцієнти місцевих опорів (ділянка ЦТП-ТК 532А/3-3)

Вентиль ζ =1,0 , (2шт) $\zeta_1 = 1 \cdot 2 = 2$

Компенсатор ζ =1,5 , (1шт) $\zeta_2 = 1 \cdot 1{,}5 = 1{,}5$

Відводи на 90^0 ζ =1,0 , (2шт) $\zeta_3 = 2 \cdot 1{,}0 = 2{,}0$

Миттєве звуження ζ =0,5 (1шт) $\zeta_4 = 1 \cdot 0{,}5 = 0{,}5$

Миттєве розширення ζ =1,0 (1шт) $\zeta_5 = 1 \cdot 1 = 1{,}0$

4.2.7 Сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя

$$\sum\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5 = 2{,}0 + 1{,}5 + 2{,}0 + 0{,}5 + 1{,}0 = 7 \qquad (4.9)$$

Тоді

$$\Delta_{P_м} = 7 \cdot \frac{983{,}2 \cdot 0{,}34^2}{2} \cdot 10^{-3} = 0{,}398 \text{ ,кПа}$$

4.2.8 Дійсні втрати тиску, *кПа*, на ділянці подавального трубопроводу води на гаряче водопостачання:

$$\Delta P'_д = 0{,}955 + 0{,}398 = 1{,}353 \text{ ,кПа}$$

Розрахунки діаметрів трубопроводів та гідравлічні розрахунки трубопроводів (див. Рисунок 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7) виконуються за аналогічною методикою , результати розрахунків зведено до таблиць 4.1, 4.2.

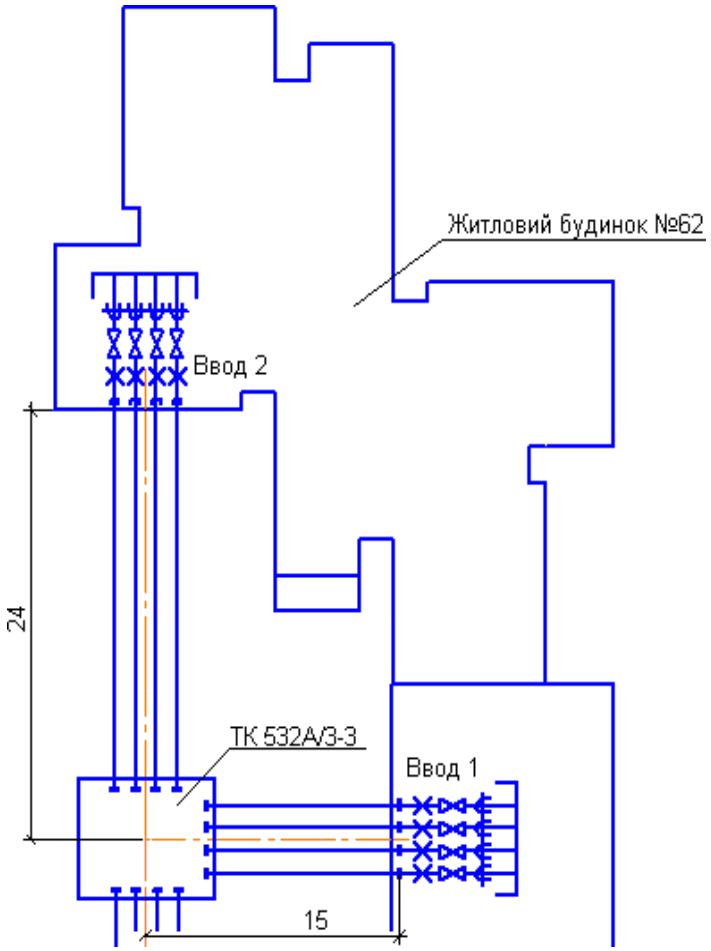


Рисунок 4.2 - Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 238/3-3 до жилого будинку № 4 (ввід 1,ввід 2)

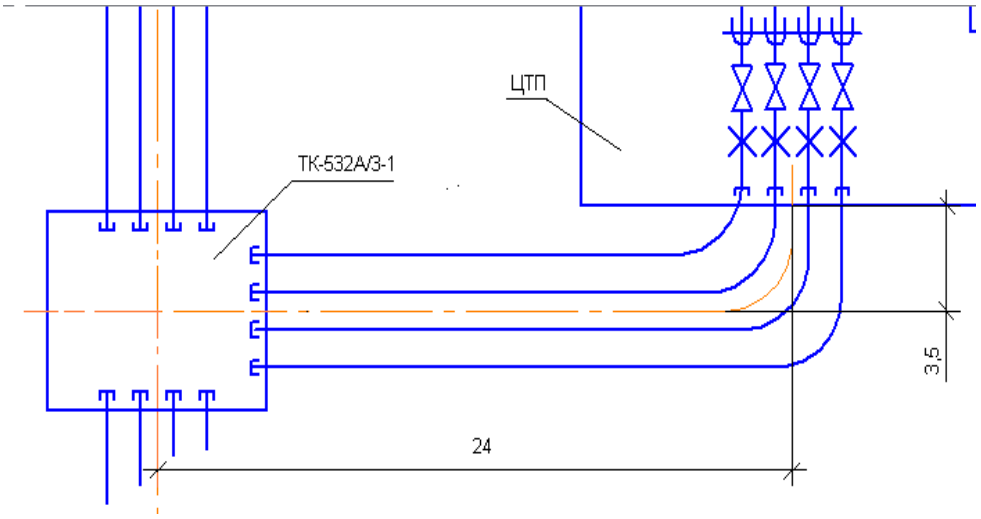


Рисунок 4.3 - Ділянка трубопроводу від ЦТП до теплової камери ТК 238/3-1

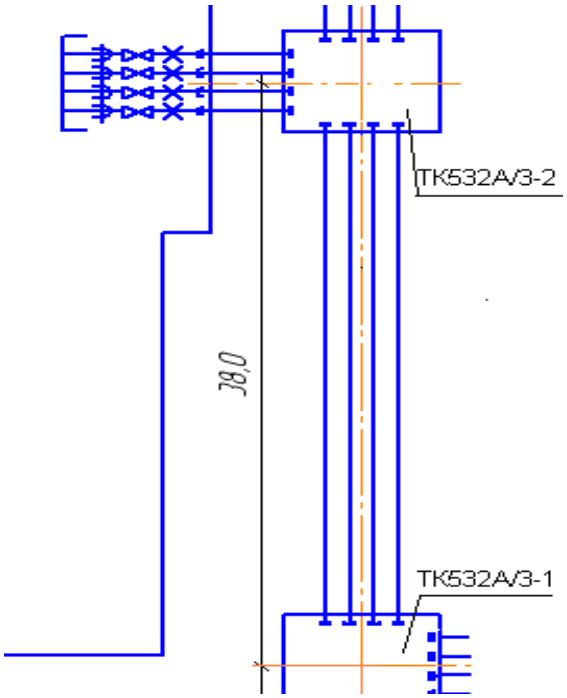


Рисунок 4.4- Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 238/3-1 до теплової камери ТК 238/3-2

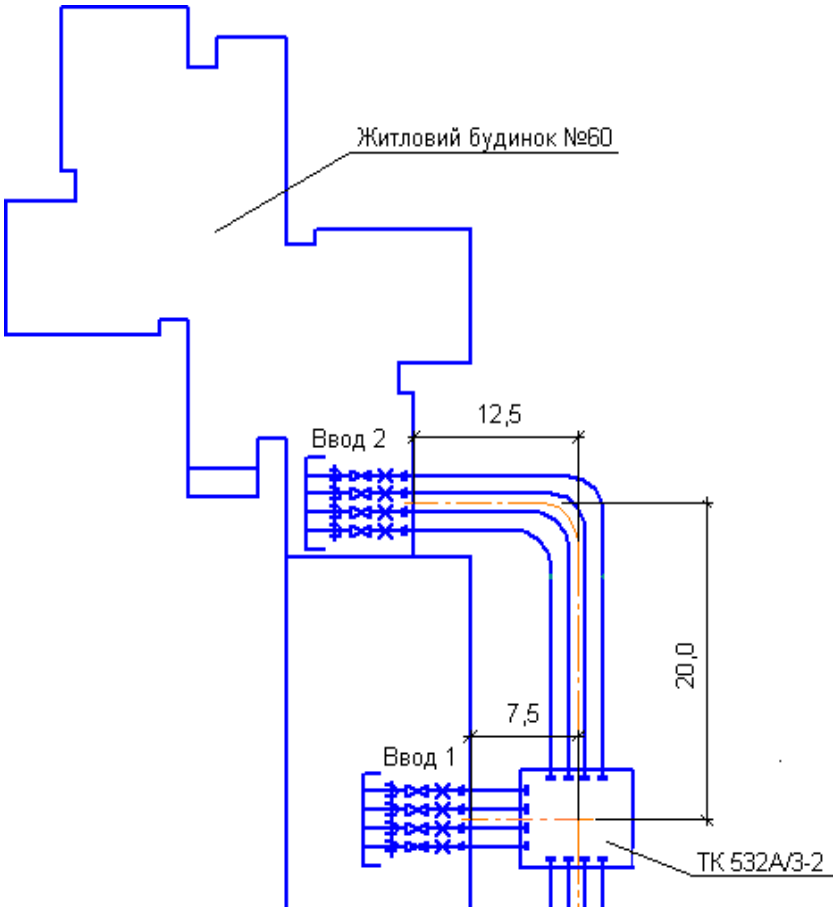


Рисунок 4.5 - Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 238/3-2 до житлового будинку № 4а (ввід 1, ввід 2)

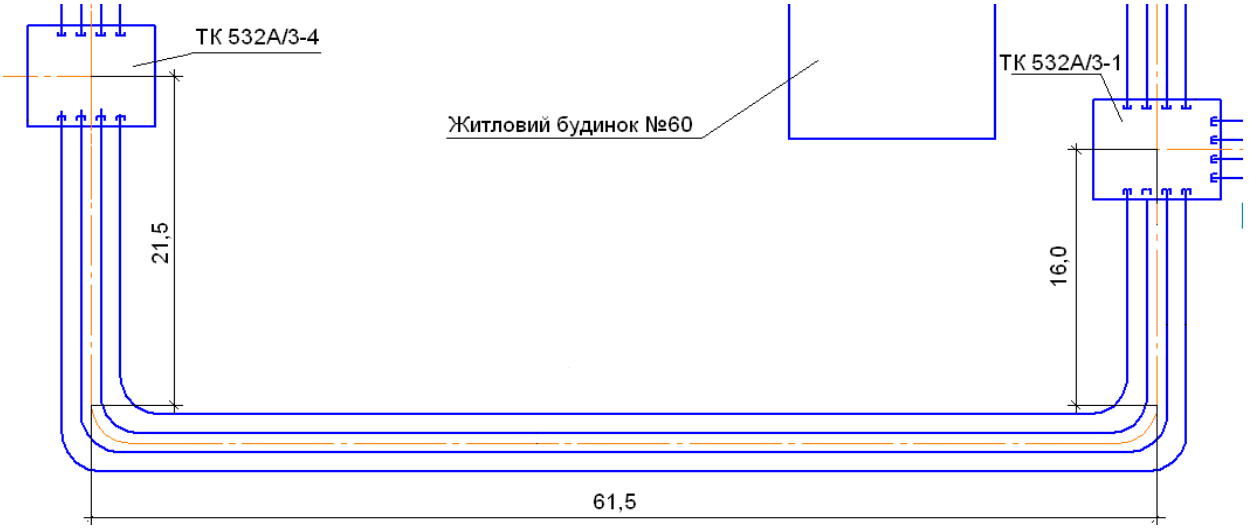


Рисунок 4.6- Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 238/3-1 до теплової камери ТК 238/3-4

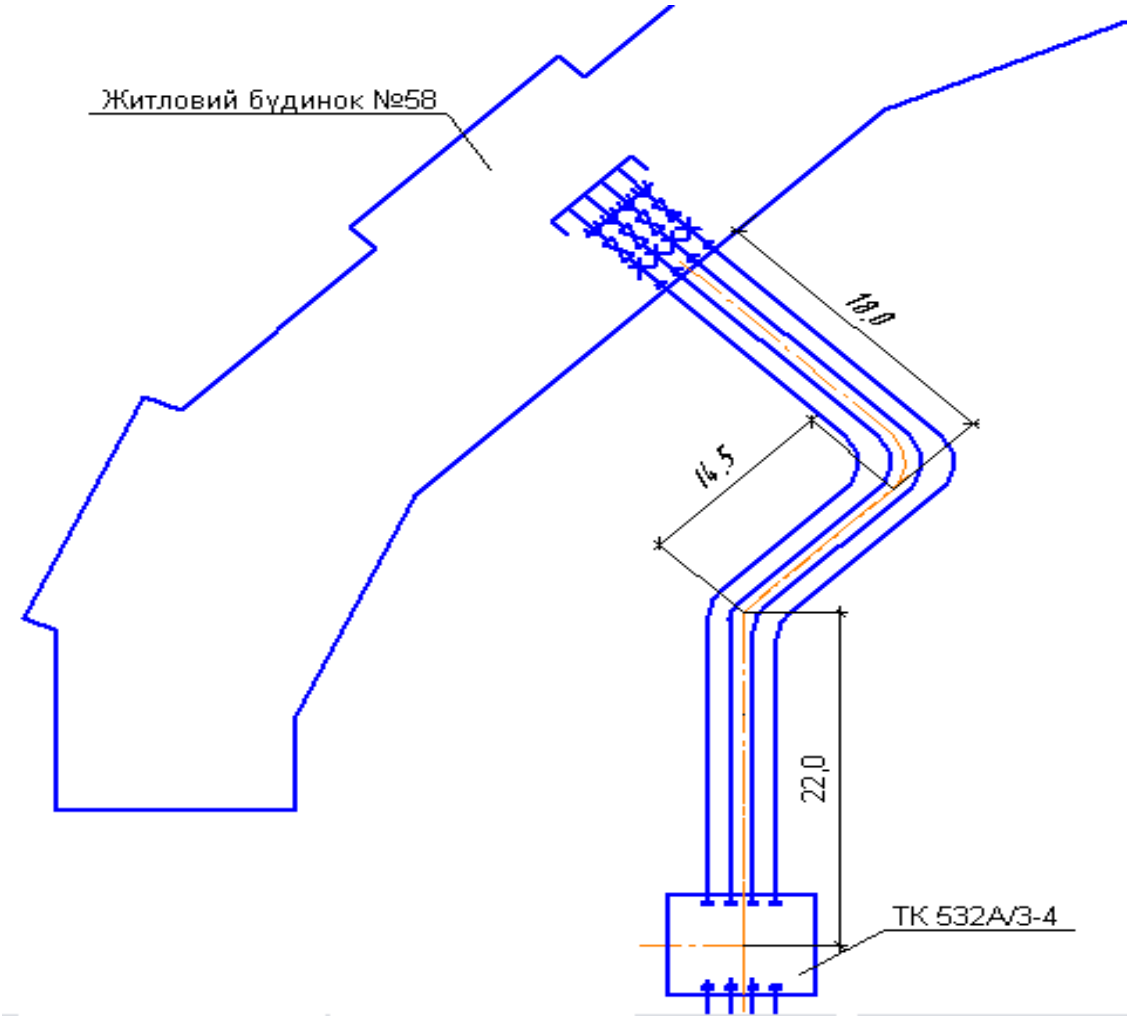


Рисунок 4.7 - Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 238/3-4 до житлового будинку № 6

4.3 Висновки з розділу 4

Був здійснений вибір діаметрів трубопроводів зовнішньої теплової мережі. А також був проведений гідравлічний розрахунок подавального трубопроводу ГВП. Були визначені місцеві втрати тиску, дійсні втрати тиску. На рисунках зображені ділянки трубопроводів, які розраховувались.

5. МОДЕРНІЗАЦІЯ ЦЕНТРАЛЬНИХ ТЕПЛОВИХ ПУНКТІВ

Необхідність у економії енергоресурсів та в енергозбереженні, з однієї сторони, та в забезпеченні кінцевого споживача комфортними умовами, з іншої сторони, потребує негайної реконструкції та модернізації існуючих центральних теплових пунктів (ЦТП).

Більшість з теплових пунктів, які обслуговують будинки та підприємства, були введені в експлуатацію вже досить давно, за часів СРСР. Звичайно, з часом обладнання зношується, технології застарівають, з'являються нові технічні рішення, поступово запроваджується автоматика. А центральні теплові пункти (ЦТП) потребують реконструкції та модернізації.

Реконструкція ЦТП полягає в заміні теплообмінного обладнання, яке вийшло з ладу або застаріло, на сучасне. Крім того, реконструкція ЦТП потребує впровадження автоматичних систем регулювання, вітчизняного або імпортного виробництва, які підтримують необхідний режим роботи теплового пункту.

Існує декілька шляхів удосконалення діючої системи комунального тепловодопостачання:

1.Застосування систем тепловодопостачання на базі індивідуальних теплових пунктів (ІТП). Під час модернізації існуючих систем у залежності від розміщення ЦТП, стану обладнання та будівлі, кількості приєднаних споруд та перспективи зберігання існуючої забудови, слід розглядати як мінімум два варіанти:

- демонтаж ЦТП з розміщенням ІТП в будівлях та орієнтування на встановлення сучасного обладнання під час спорудження нових будівель і, разом із тим, заміною мереж опалення та холодного водопостачання;

- вдосконалення ЦТП із переходом на незалежну схему, заміна мереж ГВП та опалення на пластикові труби та, при необхідності, встановлення регуляторів тиску в будівлях, а, за можливості, і систем пофасадного регулювання в будинках.

Безсумнівно, індивідуальні теплопункти мають деякі переваги у порівнянні з ЦТП, якими зараз оснащена більшість великих міст України. На ІТП більш «тонке» регулювання режиму опалення, тиску гарячої та холодної води, скорочення витрат із витоком гарячої води в системі ГВП, скорочення розподільчих трубопроводів та більш простий облік енергоресурсів. У зв'язку з цим часто виникають пропозиції про ліквідацію існуючих ЦТП. Замість них у діючій забудові пропонується побудувати ІТП. Але ж практично ті ж результати, які дають ІТП, можна одержати і на ЦТП, не ламаючи їх. Розглянемо можливі варіанти модернізації на прикладі принципової схеми такого стандартного ЦТП, яка наведена на рис. 5.1.

Припустимо, що один напрям потоку - це дитячий садок та чотириповерховий будинок, другий - два п'ятиповерхових та чотири дев'ятиповерхових споруди.

Це звичайний міський ЦТП, який організований за залежною схемою, опалення здійснюється через елеваторний вузол, в будинках встановлені елеватори.

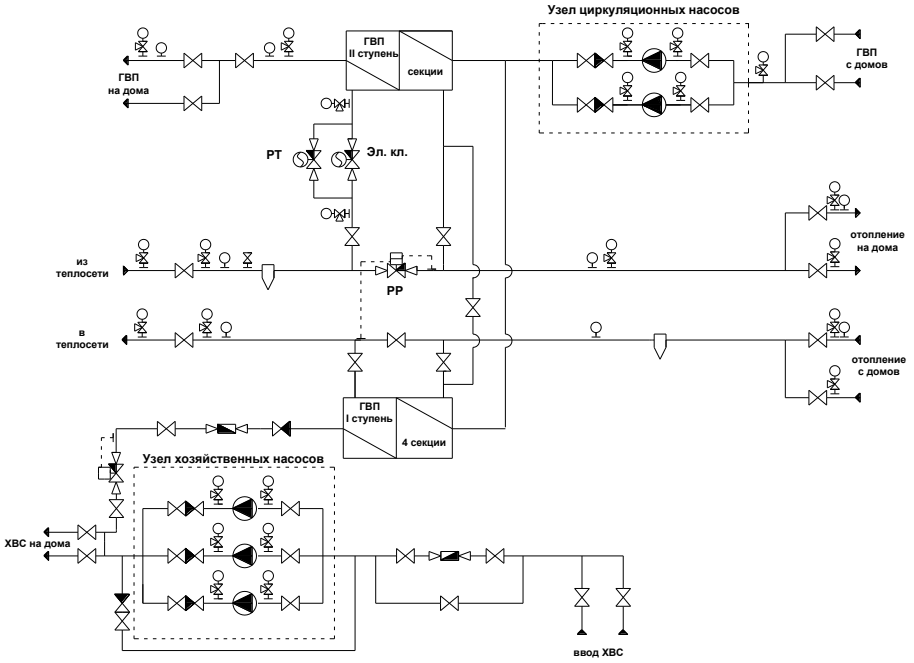


Рис. 5.1. Принципова схема ЦТП реального об'єкту.

Припустимо, що цей ЦТП нещодавно пройшов капітальний ремонт: була здійснена заміна всього обладнання на розрахункове, яке досить надійно функціонує.

Але сама схема сучасним умовам не задовольняє: мають місце осінньо-зимові перетопи, завищений тиск, а відповідно, й перевитрати води на гаряче та холодне водопостачання. Системи опалення не захищені від можливого підвищення тиску в тепловій мережі, а розподільчі мережі гарячого й холодного водопостачання мають недостатній ресурс, всього 8... 12 років.

Розглянемо окремі варіанти реконструкції цього ЦТП та їх економічну доцільність.

Перший варіант - це модернізація ЦТП (рис. 5.2.), яка включає в себе встановлення змішувальних насосів та організацію систем автоматичного регулювання відпущення тепла на опалення. Відповідно, модернізація насосного обладнання на холодне та гаряче водопостачання, устаткування захисту від підвищеного тиску в тепловій мережі.

Другий варіант - модернізація ЦТП (рис. 5.3.) з переводом на незалежну схему опалення, організація систем автоматичного відпускання тепла, модернізація насосного обладнання.

Третій варіант - ліквідація ЦТП із улаштуванням ІТП.

Всі варіанти розглядалися нами в технічному та економічному плані.

Була приділена увага на скорочення витрат електроенергії, необхідної для роботи насосів (рис. 5.2). Холодне водопостачання на сучасних ЦТП забезпечується моноблочними, в основному, вітчизняними, господарчими насосами. Насоси підібрані згідно розрахункових витрат та напорів, тиск води на виході з ЦТП регулюється за допомогою частотних перетворювачів, а там, де їх застосування недоцільне, високоточними гідравлічними регуляторами тиску. Серійна блочна насосна станція складається з двох насосів та щиту керування з одним частотним перетворювачем. Це й енергоефективно, й маловитратно за впровадження та експлуатації. Термін окупності за рахунок економії електроенергії та води складає ~ 5 років.

Частотно-регульовані (ЧР) електроприводи із вбудованими функціями оптимізації добре себе зарекомендували. Сутність полягає в гнучкому зміненні частоти їх обертання в залежності від реального навантаження, що дозволяє зекономити до 30...50% споживаної електроенергії. При цьому часто не потрібна заміна стандартного електродвигуна, що особливо актуально під час модернізації виробництв. За різними джерелами, в європейських країнах до 80% дозволених в експлуатацію електродвигунів вже є регульованими. В нашій країні поки що їх частка дуже низька, а необхідність використання енергозберігаючих технологій все більш актуальна.

Окрім зниження витрат електроенергії економічний ефект від запровадження частотно-регульованих електроприводів досягається шляхом збільшення ресурсу роботи електротехнічного та механічного обладнання, що стає додатковим плюсом.

Переваги насосів із ЧР:

1.Підтримування постійної циркуляції через теплогенеруюче обладнання в системах опалення та ГВП.

2.Підтримування постійного тиску в системах опалення та ГВП.

3.Регулювання продуктивності насосних агрегатів за рахунок змінення швидкості обертання їх електроприводу.

4.Плавне регулювання швидкості обертання електроприводу від 1 до максимальної кількості обертів.

5.Забезпечення м'якого розгону/гальмування. Можливість встановлення часу розгону/гальмування програмним шляхом.

6.Обмеження (для устаткувань плавного пуску) та повне виключення (для перетворювачів частоти) значень пускових токів.

7.Економія електроенергії досягає 50...55%.

8.Економія води досягає 30%.

9.Забезпечення основних функцій захисту електроприводу насосних агрегатів (перенавантаження за током; перенавантаження за напругою; зазублення фази; захист від короткого замикання та ін.).

10.Суттєве зниження матеріальних витрат на технічне обслуговування та модернізацію обладнання за рахунок значного збільшення його ресурсу.

На рис. 5.4 верхня лінія описує витрату електроенергії існуючими на ЦТП насосами: господарчими та циркуляційними. Середня лінія показує витрату електроенергії під час переведення насосів ГВП на циркуляційно-підвищувальну схему, що дає 15% економії енергії. І нижня лінія описує витрату електроенергії на роботу насосів, у випадках, коли у доповнення до циркуляційно-підвищувальної схеми встановлений регульований електропривод. Це дає ще до 12% економії електроенергії. Що стосується економіки, то окупність схеми з регульованим електроприводом становить приблизно 12 років.

Модернізація ЦТП за першою схемою показана на рис. 5.2. В цій схемі насоси ГВП організовані регулюванням та встановлений перетворювач частоти. Потужність насосів ГВП дещо підвищилась, але понизилась потужність насосів холодного водопостачання. Загальне витрачання води понизилося. Відповідно, встановлений захист проти підвищення тиску. І для регулювання відпуску тепла встановлений насос із автоматичним регулюванням, який підтримує залежність температури теплоносія на опалення від температури зовнішнього повітря, а також - регулятор керування змішувача насосом через частотний перетворювач.

Тобто, в зимовий період насос не працює, мережа працює за графіком 150/70°С. В перехідний період насос починає додавати теплоносій, тобто зворотній теплоносій підмішується до подаючого. При цьому температура знижується, дещо підвищується перепад тиску, який доводить витрачання до заданого. Загальна вартість робіт із модернізації за такою схемою – 1000,0 тис. грн.

Другий варіант - це переведення ЦТП на незалежну схему (рис. 5.3). Для цього на ЦТП насоси модернізуються, як і в попередній схемі, встановлюється підігрівач системи опалення, насоси системи опалення, вузол підживлювання, розширювальний бак, регулятор температури води на опалення. Ті ж самі імпульси зовнішні й опалення, а також додатково введена функція обмеження витрачання мережевої води, щоб не порушити гідравлічний режим. Вартість робіт за такою схемою на ЦТП складе близько 550 тис. грн.

Одночасно, переходячи на незалежну схему, потрібно застосовувати розподільчі мережі опалення, тому що до цього витрати складали 12,5 т/Гкал, а після переходу на незалежну схему й на опалювальний графік 125/70°С витрати стали 45т /Гкал. Відповідно, втрати напору збільшились в 10 разів. Для перекладання опалювальних мереж використовуються труби із зшитого поліетилену, які мають ресурс 40...50 років служби. Заміна мереж опалення обійдеться в 1,8 млн. грн. Щоб одержати надійну систему, необхідно замінити труби і в

системі ГВП. Ця заміна розподільчих мереж обійдеться в 2,6 млн. грн. Додатково елеватори в будинках знімаються, а в найближчих будинках встановлюються регулятори тиску, щоб наблизити витрати холодної та гарячої води, і це буде коштувати приблизно 2,8 млн. грн.

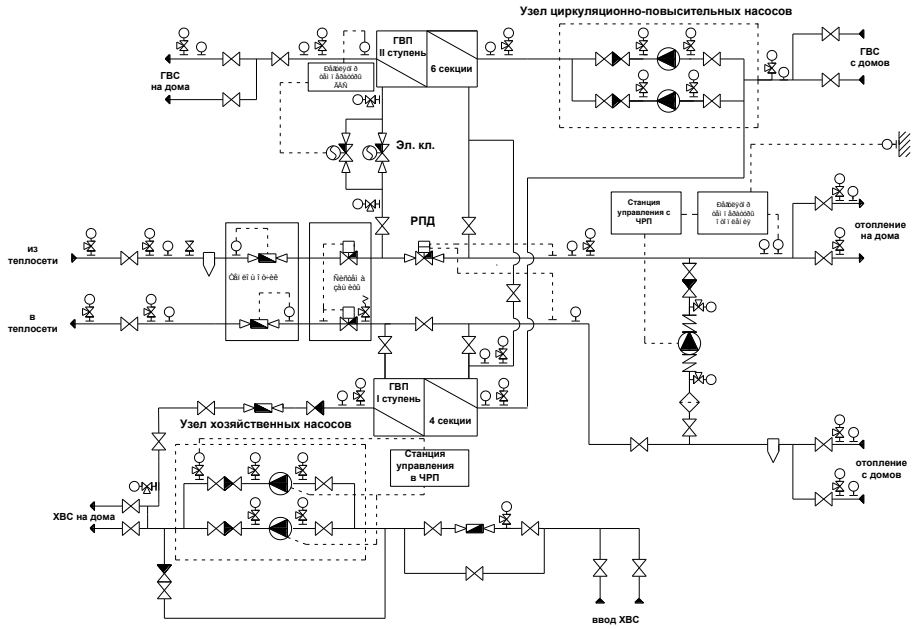


Рис. 5. 2. Принципова схема після модернізації ЦТП із встановленням змішувальних насосів.

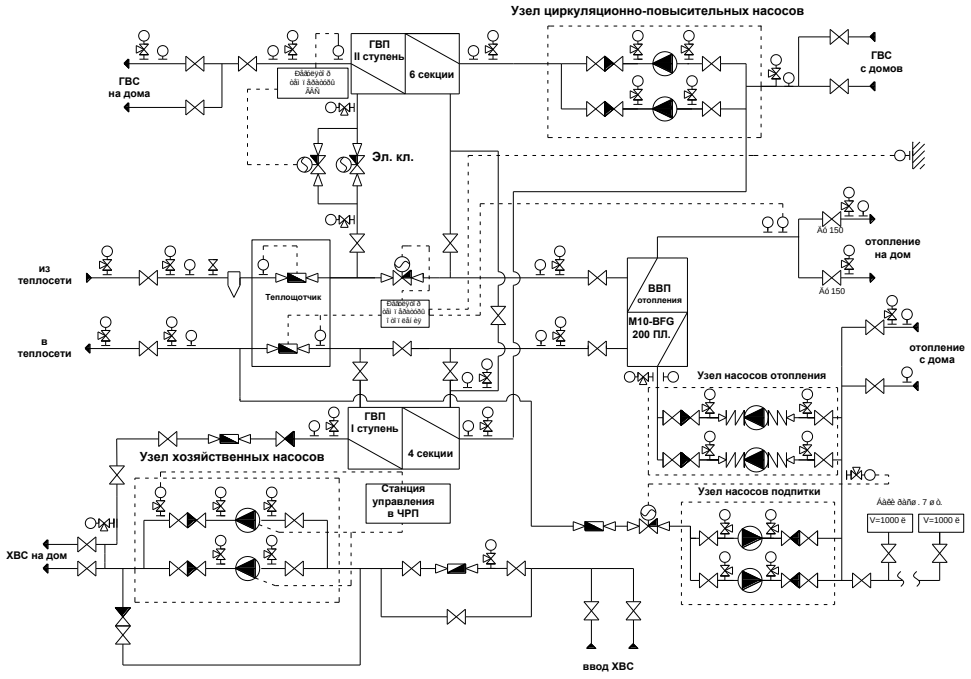
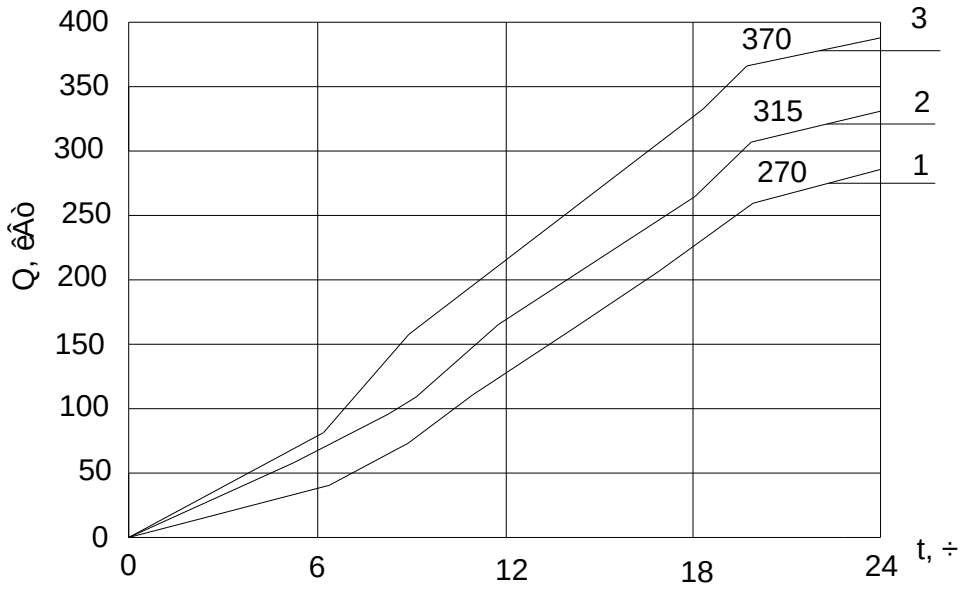


Рис. 5. 3. Принципова схема після модернізації ЦТП із переводом на незалежну систему опалення.



3 - при роботі діючих на ЦТП насосів;

2 - при переводі насосів ГВС на циркуляційно-підвищувальну схему;

1 - при переводі насосів ГВС на циркуляційно-підвищувальну схему з встановленням регулюючого привода.

Рис. 5. 4. Скорочення витрати електроенергії за рахунок змінення схеми роботи насосів.

У централізованих системах теплопостачання зазвичай використовують систему гідравлічно нестійкого регулювання теплового потоку, при якому регулювальний клапан частково або повністю перекриває потік теплоносія. При цьому передбачається, що при спрацьовуванні регулюючого клапана на одному з теплових пунктів, автоматичні пристрої всіх інших теплових пунктів будинків, приєднаних до теплової мережі, повинні адекватно відреагувати, зберігши на незмінному рівні тиск перед кожною опалювальною системою. Якщо ж автоматичні пристрої встановлені не скрізь, або вони не цілком справні, то регулятор теплового потоку встановлений на одному об'єкті, вирішить тільки локальну задачу енергозбереження на цьому об'єкті, тому що теплоносій у цьому випадку перерозподілиться між будівлями, і загальне споживання тепла і витрата палива в центральній котельні залишаться незмінними.

Автоматизація теплових пунктів може реально економити паливо, якщо буде реалізована схема гідравлічно сталого регулювання (рис. 1).

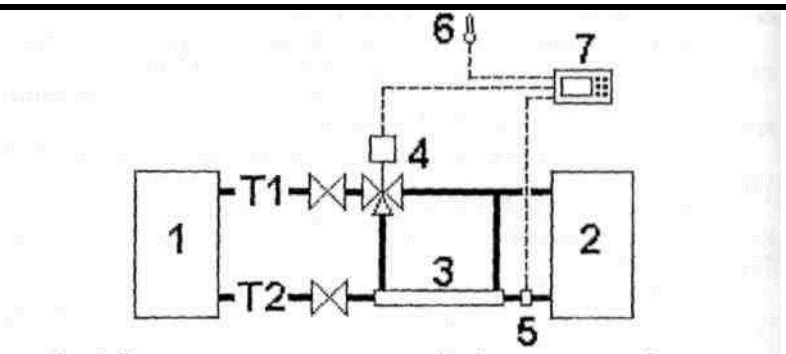


Рис. 1 Схема, которая реализует метод гидравлически устойчивого регулирования
1 – городская теплосеть, 2 – система отопления, 3 – теплообменник, 4 – трехходовой регулирующий клапан, 5 – датчик температуры в обратном трубопроводе, 6 – датчик температуры наружного воздуха, 7 – контроллер

Але час морозів триходовий клапан 4 перекриває прохід теплоносія до теплообмінника 3.При відносно теплій погоді температура води в зворотному трубопроводі системи опалення 2 перевищить заданий контролером 7 значення, і буде дана команда на зміну положення клапана 4.При цьому частина води з трубопроводу, що подає Т1 попрямує в теплообмінник 3, де теплоносій буде охолоджений до необхідної температури водою із зворотного трубопроводу системи опалення. У цьому ж теплообміннику вода із зворотного трубопроводу підігріється, після чого повернеться по трубопроводу Т2 в котельню з більш високою температурою, і оператори котельні будуть змушені скоротити витрату палива, щоб температура в подавальному трубопроводі теплової мережі не піднялася вище заданого рівня.

Особливістю схеми є збереження сталого гідравлічного режиму при регулюванні, оскільки витрати води в системі теплопостачання, а, отже, і тиску в ній залишаються незмінними, що саме по собі створює додаткові експлуатаційні переваги.

Системи гідравлічно сталого регулювання були реалізовані на шести великих ЦТП в Запоріжжі, і перші результати їх роботи в опалювальному сезоні (2009-10 роки) підтвердили високу ефективність нових пристроїв.

Слід зазначити, що застосування триходового клапана (поз. 4 на рис.1) на першому з модернізованих ЦТП супроводжувалося низкою проблем. Такий клапан вдалося знайти тільки в дорогому імпортному виконанні, і його умовний прохід не перевищував 150 мм, у той час як для досить потужного ЦТП було б краще застосувати клапан Dy200.Для подальших проектів було знайдено більш вдале технічне рішення (рис. 2), в якому замість триходового клапана використаний прохідний регулюючий клапан.

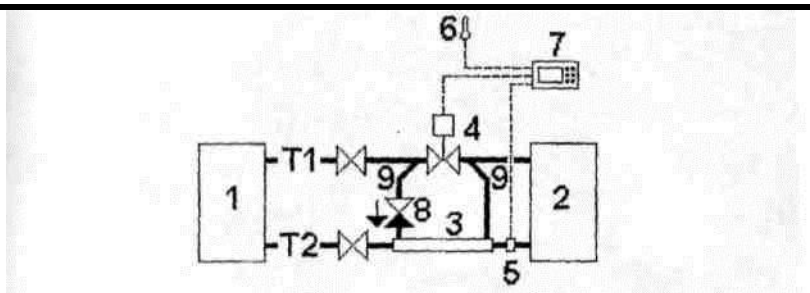


Рис. 2 Схема гидравлически устойчивого регулирования с проходным клапаном 1 – городская теплосеть, 2 – система отопления, 3 – теплообменник, 4 – проходной регулирующий клапан, 5 – датчик температуры в обратном трубопроводе, 6 – датчик температуры наружного воздуха, 7 – контроллер, 8 – обратный клапан, 9 – косые врезки

У морозну погоду, коли знижувати температуру в системі опалення не потрібно, клапан 4 відкритий, і весь витрата теплоносія через відкритий клапан надходить до опалювальних систем 2. Косі врізки 9 встановлені так, щоб спонукати рух частини теплоносія з подаючого трубопроводу через теплообмінник 3 в тому ж напрямку, в якому рухається по теплообміннику вода із зворотного трубопроводу, але такого руху перешкоджає зворотний клапан 8.Тому теплообмінник 3 при відкритому клапані 4 не працює.

Після того, як контролер 7 дасть команду на закриття клапана 4, вода з трубопроводу, що подає спрямується через зворотний клапан 8 в теплообмінник, по якому вона буде рухатися в напрямку, протилежному руху води із зворотного трубопроводу. Охолоджена вода надійде в систему опалення, а підігріта вода із зворотного трубопроводу повернеться в котельну, забезпечуючи гідравлічно стійке регулювання.

У зв'язку з незмінним витратою теплоносія, визначальними критеріями ефективності регулювання є температури теплоносія на вході в теплообмінник і виході з нього. Основним показником ефективності є перевищення Dt температури води в зворотному трубопроводі регульованої системи над температурою води, відповідної опалювального графіку.

На рис.5 представлений графік з нанесеними на нього точками, значення яких відповідають значенням різниці температур t, виміряним на ЦТП при різних температурах зовнішнього повітря.

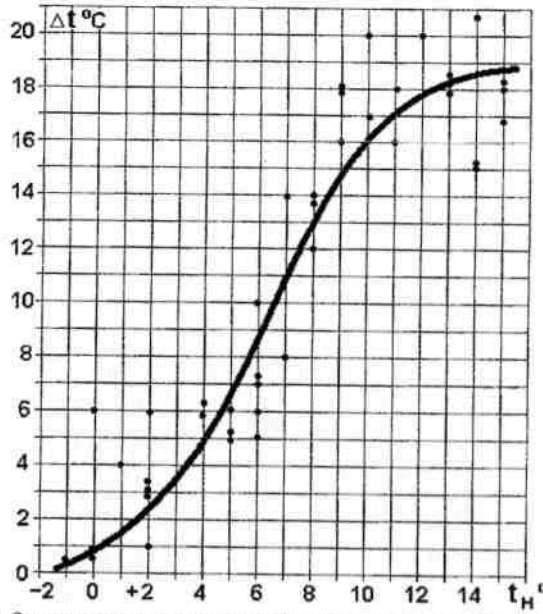


Рис. 5. Зависимость превышения Δt температуры воды в обратном трубопроводе над требуемым по отопительному графику значением от температуры наружного воздуха $t_н$

Для прикладу в ЦТП Комунарського району м. Запоріжжя незмінна, завдяки системі сталого регулювання, витрата теплоносія G = 207 т / ч. Таким чином, протягом опалювального сезону надійно працює автоматика забезпечить не умовну, а фактичну економію тепла в кількості.

В опалювальному сезоні 2009-10 років в Комунарському районі м.Запоріжжя працювали гідравлічно стійкі системи регулювання в п'яти ЦТП з сумарним витратою теплоносія в них 671 т / год, що відповідає річній економії тепла близько 11 тис. Гкал.

На відміну від інших автоматичних систем, система гідравлічно сталого регулювання економить не тільки тепло на окремих об'єктах, але і природний газ в центральній котельні. А це означає, що в результаті впровадження системи сталого регулювання за один опалювальний сезон тільки в одному з районів міста Запоріжжя реально зекономлено понад 1,5 млн. м3 природного газу.

Будь-яка автоматика, що знижує споживання тепла в окремих споживачів, працювала до цього часу на розорення теплопостачальних організацій, які в результаті автоматичного регулювання в будівлях отримували менше грошей, купуючи природний газ в незмінних кількостях. Запорізький досвід показав, що можна економити тепло з вигодою не тільки для споживача, але і для теплопостачальної організації. Це дає надію на те, що теплова автоматика, виконана так, як це вже зроблено на декількох ЦТП в Запоріжжі, почне, нарешті, працювати на зменшення імпорту газу.

Цей вдалий приклад Запоріжжя можна і треба імплементувати і на інші міста України, зокрема в Києві на КП «Київтеплоенерго».

Задачу технічного оновлення ЦТП із заміною морально та фізично застарілого тепломеханічного обладнання на сучасне енергоефективне, повною автоматизацією та

обліком тепла і гарячого теплопостачання, в ідеалі, необхідно вирішувати комплексно, тобто одночасно із заміною найбільш зношених ділянок теплових мереж, в тому числі із застосуванням сучасних попередньоізольованих трубопроводів. Повна реалізація технічних заходів із модернізації ЦТП призведе до зниження потреби в паливі на котельнях та ТЕЦ, за експериментальними даними - на 20-30%.

6 АВТОМАТИЗАЦІЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

Загальні положення

Системи теплопостачання представляють собою складний комплекс, тому ручне управління такими системами дуже складне, крім того, при ручному регулюванні необхідна більша кількість персоналу.

Застосування автоматики у системах теплопостачання дозволяє зменшити кількість обслуговуючого персоналу, покращити теплові процеси, збільшити їх економічність та ККД, призводить до стабільності та ритмічної роботи у системах.

У даному проекті застосовуються прилади та регулятори, які серійно випускаються у промисловості. Особливу увагу слід приділити підвищенню ефективності теплопостачання за рахунок розробки нових конструкцій обладнання автоматики.

Необхідність загальної автоматики енергосистеми підтверджується тим, що дозволяє на (10-20)% зменшити втрати енергії. Крім того одною з важливих задач автоматизації є охорона праці, яка вирішується шляхом введення автоматичного обслуговування, якщо людина не може прийняти необхідні міри по попередженню аварій та нещасних випадків.

Таким чином, автоматизація промислових процесів, дозволяє зекономити ресурси та витрати електроенергії, підвищує продуктивність праці, захищає обладнання від пошкоджень при виникненні аварійних ситуацій, підвищує якість роботи.

Комплекс інженерних систем теплопостачання виконує функції по виробництву теплової енергії, транспортування гарячої води по тепловим мережам та використання теплоносія, для підтримки у ньому заданих параметрів. Система централізованого теплопостачання – комплекс генератора теплоти (ТЕЦ, котельна) та теплових мереж, що служать для теплопостачання.

Автоматизація водяних систем теплоносія сприяє підтримці заданих гідравлічних та теплових режимів у різних точках системи.

У проекті запроектовано функціональну схему автоматизації вводу системи ГВП та системи опалення у центральному тепловому пункті. Система теплопостачання представляє собою складний комплекс приладів, робота яких взаємозв’язана.

По своїй структурі та призначенню прилади можуть бути показуючі, реєстровими, інтегруючими, сигнальними, а також сполучують різні функції. Показуючі дають можливість контролювати вимірювальну величину по положенню стрілки чи іншого показнику на шкалі приладу.

Реєструючі систематично ведуть записи результатів у прийнятих одиницях вимірювальної величини у формі діаграми чи результатів у цифровій формі. Інтегруючі прилади (лічильники) автоматично видають значення вимірювальної величини за любий проміжок часу. Регулюючі призначені для автоматичного регулювання параметрів чи їх значення у назначеній залежності без участі людини. Вони часто сполучають декілька функцій (показання, реєстрації та інш.). Сигналізуючі при досягненні заданого значення вимірюваної величини подають світловий чи (і) звуковий сигнал.

Для оперативного контролю параметрів технологічного процесу вимірювальні прилади розміщують на технологічному обладнані. Ці прилади мають чуттєві перетворювальні елементи, вимірювальні механізми та обчислювальні прилади, що розміщуються у одному корпусі. Прилади з дистанційною передачею показників мають у своєму складі вимірювальний перетворювач та вторинний вимірювальний блок – показує, пише та інше. Вторинні прилади встановлюються у центральних щитах, що дозволяє оператору контролювати вимірювання основних параметрів обладнання у одному місці.

Сполучення окремих елементів системи впливають один на іншого у визначеній послідовності та перетворюють одну фізичну величину у залежність між цими величинами. Вхідна є причиною, а вихідна - слідством.

Основними функціональними елементами системи автоматичного регулювання є чуттєві прилади, які називаються датчиками, нормуючі перетворювачі, регулюючіприлади, підсилювачі, виконавчі механізми та ін. Датчик перетворює вимірювальну величину (тиск, температуру, рівень, витрату) у таку, яка придатна до подальшого використання. Якщо вихідний параметр датчика не може бути використаний безпосередньо у елементі порівняння, між ними встановлюється нормуючій перетворювач. Його задачею є перетворення вихідного параметру датчику у нормуючий сигнал.

Для вимірювання тиску рідини рекомендується манометр. Для вимірювання витрати рідини рекомендується використовувати діафрагми ДК та безканальні ДБ. Їх використовують у комплекті з дифманометрами мембранним та безканальним з дистанційною передачею.

Пояснення до схеми КВП і А теплового пункту

Автоматизація теплового пункту повинна забезпечувати:

- підтримання заданої температури гарячого водопостачання;
- регулювання подачі тепла у систему опалення в залежності від вимірювання параметрів зовнішнього повітря та опалювальних приміщень.

Засоби вимірювання температури

Температура води у подавальному трубопроводі ГВП підтримується постійною, відповідно показників датчика температури, що встановлений на трубопроводі ГВП, після теплообмінника ІІ ступені. Управління температурою обох контурів незалежне, і здійснюється шляхом подачі управляючого сигналу на електродвигуни виконавчих механізмів, які встановлені на подаючому трубопроводі перед теплообмінниками (системи опалення та дві ступені ГВП відповідно).

Також у проекті для вимірювання температури використовують термометри, розташовані по місцю WP 80/R kl.2,5 0-1,6 MPa/0-150 ^{0}C фірми KFM. Термометри з відповідними шкалами встановлюються на трубопроводах на бобиках у захисних оправах, ванночки яких повинні бути залиті трансформаторним маслом.

Температура води у подавальному трубопроводі ГВП підтримується постійною, відповідно показників датчика температури QAE 2121.010, що встановлений на трубопроводі ГВП після теплообмінника ІІ ступені.

Термоперетворювачі опору – первинна частина приладу, яка перетворює температуру у конкретне значення опору, яке використовується контролером для вимірювання, контролю чи регулювання температури. Для реєстрації значення температури у тепловому пункті використовуються технічні рідинні термометри.

Засоби вимірювання тиску

Для якісної роботи у системи застосовуються прилади регулювання перепаду тиску: дросельна шайба і регулятор перепаду тиску.

У даному проекті перепад тиску невеликий, тому достатньо встановлення дросельної шайби.

Дросельні шайби встановлюються для погашення надлишкових напорів на абонентських вводах та для обмеження витрати теплоносія на теплопункт.

Також у проекті для вимірювання різниці тиску використовуються показуючі манометри, розташовані по місцю. Манометри та датчики тиску на насосах монтуються на відбірних приладах тиску з триходовими кранами, які розташовані з урахуванням відповідної температури води у місцях їх встановлення.

Манометри, що показують 0-1,6 MPa D100 фірми KFM , діапазоном вимірювання (0…1,6)*МПа,* к.т 1,6 % встановлюються на:

- подавальній лінії з теплової мережі;
- поворотній лінії у теплову мережу;
- на лінії до споживачів;
- на лінії у систему ГВП;

- на лінію з системи ГВП.

Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії у схемі ГВП та алгоритм роботи цієї системи

З метою забезпечення економічної роботи системи ГВП, проектом передбачено встановлення системи автоматичного регулювання.

Система включає у себе наступні основні елементи:

1. Контролер одно контурний (для систем ГВП) RVD 135/109 (Siemens).
2. Датчик температури води QAE 2121.010 (Siemens).
3. Регулятор перепаду тиску RD 122 D/F (LDM).
4. Регулятор температури : клапан VVG 40.65 та електропривід SKD 32.21 (Siemens).

Принцип роботи автоматичного регулювання витрати теплоносія ґрунтується на положенні регулюючого елемента клапана у залежності від зміни температури гарячої води після 2-ої ступені ВП ГВП.

В опцію контролера програмується температура гарячої води після 2-ої ступені ВП ГВП. Датчик температури гарячої води, у подавальному трубопроводі системи ГВП, «надає» інформацію у контролер про поточні значення температури. У випадку відхилення, у сторону зниження чи підвищення, поточного значення температури гарячої води, контролер посилає управляючий сигнал на відкриття чи закриття регулюючого клапану регулятору температури. Регулюючий клапан відкривається чи закривається до того моменту, поки поточне значення температури гарячої води не досягне значення температури, яка запрограмована в опцію контролера. Таким чином, вищезгадана система працює по алгоритму пропорційно - інтегрального регулювання (ПІ-регулювання)

Регулятор перепаду тиску виконаний на базі регулятора прямої дії з настройко, яку можливо регулювати. Регулятор складається з клапану, приводу з регулювальною діафрагмою, налагоджувальної пружини та двох імпульсних трубок.

Функціональне призначення регулятору перепаду тиску – це постійне підтримання різниці значень тисків, між значенням тиску до регулюючого клапану температури та значенням тиску після нього. Підтримання вищезазначеного перепаду тиску забезпечує комфортний гідравлічний режим для регулюючого клапану температури у моменти його спрацювання та розвантажує електричний привід регулятора температури.

Крім цього, підключення імпульсних трубок регулятора перепаду тиску по схемі «До та після» регулятора температури дозволяє лімітувати, у випадку необхідності , витрату мережної води у системі ГВП.

Застосування такого методу лімітування витрат мережної води дозволяє не встановлювати лімітну дросельну діафрагму. Більш того, її встановлення не бажане при

наявності регулятору перепаду тиску, так як її наявність може призвести до явища «кавітації» у клапанах регулятора перепаду тиску та температури. Витрата мережної води у системі ГВП при застосуванні лімітування за допомогою регулятора перепаду тиску буде відповідати розрахунковим значенням і у випадку помітних коливань перепаду тискуу мережних трубопроводах, що не забезпечує встановлення дросельної діафрагми.

Електричний привід SKD 32.21 (Siemens) крім стандартних функцій таких ,як автоматичне, ручне керування та індикація положення, має кінцеві вимикачі, які припиняють його роботу при досяганні штоком крайніх положень. Крім цього, за допомогою пружини «повернення», яка вмонтована в електропривід, забезпечена функція повного закриття клапана регулятора температури у випадку зникнення електричного струму на приводі регулятора температури, що попереджує перегрів гарячої води у ВП та , як наслідок, порушення його герметичності.

Функціональне призначення елементів системи автоматичного включення та відключення циркуляційного насосу у схемі ГВП та алгоритм роботи цієї системи

З метою забезпечення підвищення економічності роботи контуру циркуляції схеми ГВП, передбачено автоматичне включення та відключення циркуляційного насосу.

Система включає у себе наступні основні елементи, а саме:

1. Насос циркуляційний (2шт) MVI-803 (WILO)
2. Реле температури RAK TR 1000B (2шт) (Siemens).

При досягненні значення температури води у циркуляційному трубопроводі системи ГВП 46°С, перше реле температури надсилає сигнал до працюючого електричного приводу циркуляційного насосу для його вимкнення.

Після зниження температури води до 40°С ,друге реле температури надсилає сигнал до вимкненого циркуляційного насосу, для його включення.

Функціональне призначення елементів системи автоматичного захисту насосного обладнання в ТП, та алгоритм її роботи

З метою забезпечення захисту насосного обладнання в ЦТП від роботи їх у режимі відсутності достатнього тиску води у всмоктувальних трубопроводах цих насосів (режим «сухого» ходу),що може призвести до фізичного руйнування робочих елементів насосів, передбачено зупинка працюючих насосів (з забороною на включення резерву).

Система включає у себе такі елементи:

1. Насосне обладнання ЦТП (2шт) (WILO)
2. Реле тиску «сухого» ходу CEME (1шт)

При зменшені значення тиску у трубопроводі всмоктування працюючого насосу нижче встановленого значення (Н=2,0 м.вод.ст.), реле тиску подає сигнал на зупинкупрацюючого насосу.

Функціональне призначення системи автоматичного щодобового переводу насосів з режиму «робота» у режим «резерв», та навпаки

З метою забезпечення рівномірної амортизації насосного обладнання в системі опалення передбачено функцію зупинки працюючого насосу через кожні 12 годин та включення у роботу резервного насосу.

Функціональне призначення елементів системи захисту насосного обладнання, поверхонь нагріву ВП та регуляторів від забруднення та алгоритм роботи цієї системи

Для забезпечення захисту робочих органів насосного обладнання, поверхонь нагріву ВП та робочих органів регуляторів від забруднення**,** передбачено встановлення фільтруючих вузлів «грязьовик-фільтр» на подавальному трубопроводі мережної води на вводі у ЦТП, на зворотному трубопроводі системи опалення, на вводі холодної води у схему ГВП та на циркуляційному трубопроводі схеми ГВП.

Система включає у себе наступні основні елементи:

1. Фільтруючі вузли «грязьовик-фільтр» (4 шт.)
2. Прилади контролю (термоманометр, манометр) для вимірювання тиску до та після фільтруючих вузлів.

При проходженні води через фільтруючий вузол великі частинки бруду залишаються на фільтруючій поверхні грязьовика, а частинки бруду з незначними розмірами затримуються на сітці фільтру. Очищення фільтруючих поверхонь проводиться при досягненні різниці тиску до та після фільтруючого вузла, у період експлуатації, вище значення 2,0 м.вод.ст.

Функціональне призначення елементів системи захисту системи опалення від раптового підвищення тиску

Однією з причин раптового підвищення тиску у системах опалення будинку вище допустимого значення ($Р_{гр}$ =6,0 ати) може бути підвищення тиску у зворотному трубопроводі залежної схеми опалення у ЦТП внаслідок нерегламентованого закриття засувки на зворотному трубопроводі за межами ЦТП.

З метою забезпечення захисту елементів системи опалення, передбачено систему захисту, що складається з:

1. Клапан зворотній (поз. ЗК2-1шт)
2. Запобіжний клапан (поз.КЗ-1шт)

6.1 Висновки з розділу 6

У проекті запроектовано функціональну схему автоматизації вводу системи ГВП та системи опалення у центральному тепловому пункті. Система теплопостачання представляє собою складний комплекс приладів, робота яких взаємозв'язана. Автоматизація промислових процесів, дозволяє суттєво економити ресурси та витрати електроенергії, що підвищує продуктивність, захищає обладнання від пошкоджень при виникненні аварійних ситуацій, підвищує якість роботи

Система автоматичного регулювання водяних систем сприяє підтримці заданих гідравлічних та теплових режимів у різних точках системи

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Запроектовано основне обладнання теплового пункту:

- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,25: для першого та другого ступеню гарячого водопостачання;

- номінальна площа поверхні теплообмінника – 64,7 м ^{2} :

- кількість пластин у апараті N=136 шт;

- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,5Пр для системи гарячого водопостачання;

- циркуляційні, підвищувальні та підживлювальні насоси систем

Г В П і опалення;

- трубопроводи, арматура покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат.

При монтажі та експлуатації цього обладнання мають місце потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори, які при певних умовах можуть негативно впливати на стан здоров'я персоналу теплового пункту. До таких факторів належать:

– підвищена або понижена температура;

– відносна вологість та швидкість руху повітря робочої зони;

– підвищена або понижена температура поверхні обладнання та матеріалів;

– підвищені рівні інфрачервоних випромінювань;

– підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини;

– недостатня або надмірна освітленість робочої зони;

– пожежна небезпека та інші.

З метою виключення їх негативного впливу на етапі проектування теплового пункту передбачені відповідні технічні заходи захисту.

7.1 Технічні рішення

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно з нормативним документом [7]:

1) Згідно з проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання (талі та монорельси) [8]:

- при масі вантажу від 150 кг до 1 т передбачені монорельси з ручними талями і кішками або крани підвісні ручні одно балочні;
- при масі вантажу більше 1т до 2 т – крани підвісні ручні одно балочні;
- при масі вантажу більше 2 т – крани підвісні електричні одно балочні.

Будівельно-монтажні, ремонтні організації, які виконують проектування, будівництво, монтаж, наладку та ремонт теплових мереж, теплових пунктів дотримуються [14].

2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам [9]. Вони обладнуються постійними сходами зовні, показником тиску, запобіжними клапанами пружинного типу від підвищення тиску, які встановлюють на підводящому до бака трубопроводі. Запобіжне обладнання відрегульоване таким чином, що тиск у захисному елементі не перевищує розрахунковий більше ніж на 10 %, а при розрахунковому тиску до 0,5 МПа – не більше ніж на 0,05 МПа [8].

3) Кожний водо водяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам [9].

4) Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах тепло пункту прийняті з труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91 (≥57мм) та безшовних по ГОСТ 8731-74* (<57мм) згідно з [10].

Трубопроводи системи Г В П і водопроводу прийняті з труб сталевих емальованих по ТУ.У.7308692-001-93 (≥57мм) та оцинкованих водогазопровідних - ГОСТ 3262-75* (<57мм).

Розташування та кріплення трубопроводів усередині теплового пункту не перешкоджають вільному переміщенню експлуатаційного персоналу та підйомно-транспортного обладнання.

5) На вході теплових мереж у ЦТП передбачується стальна запірна арматура. У самому тепловому пункті встановлюється арматура із високоміцного сірого чавуну відповідно до [10].

Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами [7].

6) Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій не більше 45 ^{0}C, якщо температура теплоносія вище 100 ^{0}C , та не більше 35 ^{0}C, якщо температура теплоносія нижче 100 ^{0}C .

Проектування теплової ізоляції трубопроводів даного теплового пункту виконується згідно вимогам [11].В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркується відповідно до [10].

7) За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірного приямка, його мінімальні розміри 0,5 х 0,5 м при глибині не менше 0,8 м. Приямок повинен бути перекритим знімною решіткою [7].

8) Проектом передбачено, щоб відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до будівельних конструкцій будинку чи до поверхні теплоізоляційної конструкції іншого трубопроводу була у світлі не менше 30 мм з урахуванням переміщення трубопроводу згідно з [7].

9) Всі вимірювальні прилади передбачено встановити на щиті контролю, який знаходиться у приміщені теплового пункту.

7.1.1 Технічні заходи електробезпеки при експлуатації електрообладнання теплового пункту, що проектується.

Тепловий пункт по небезпеці електротравматизму відноситься до 3 категорії „особливо небезпечне приміщення”: струмопровідна підлога у приміщені, можливість одночасного дотику людини до корпусу споживача електроенергії та металевих предметів, які мають контакт з землею, а також підвищену вологість повітря.

Основними споживачами електроенергії в тепло пункті є електродвигуни насосних установок та джерела штучного освітлення.

Електрообладнання живиться від мережі перемінного струму з глухо заземленою нейтраллю частотою 50 Гц. [11]

7.1.1.1 Технічні рішення по попередженню електротравм від дотику до струмоведучих частин електрообладнання ,теплового пункту

Для виключення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання теплопункту проектом його реконструкції передбачено:

– ізоляція нормально струмоведучих частин з опором $R_{зг} \geq 1$ *кОм*; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до *0,5 кОм*; [11]

– прилади, що огороджують та закривають, виконані так, щоб знімати чи відкривати їх можна тільки за допомогою ключів чи інструменту;[11]

– живлення ламп накалювання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю, висота підвішування ламп 3,5м;[14]

– передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення;[11]

– для захисту персоналу від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту ;[11]

– для захисту обслуговуючого персоналу від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання и випробування засобів захисту , які використовуються в електроустановках»; [11]

– наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж.[11]

7.1.1.2 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на неструмоведучі частини електроустановок теплопункту

Для захисту працюючих від ураження електричним струмом при переході напруги на неструмовідні частини установок проектом реконструкції тепло пункту передбачено:

– занулення всіх корпусів електродвигунів насосів та регулюючих клапанів, так як вони можуть бути під напругою при пошкоджені ізоляції.[12]

Метою занулення є виключення небезпеки ураження електричним струмом персоналу при пробої на корпус обладнання одною з фаз мережі. Це досягається завдяки швидкому вимиканню, максимальним струмовим захистом ділянки, на якій виникло замикання на корпус. При зануленні пробій на корпус приводить до короткого замикання фази (контур: нульовий провідник – фаза – фазовий провідник - корпус споживача – нульовий провідник). Спрацьовує захист від короткого замикання (автомат з

струмовим захистом), та пошкоджений провідник вимикається від мережі.

При цьому використовуються вимоги ПУЕ - 86до схеми занулення:

– забезпечується необхідна кратність струму короткого замикання;

– забезпечується цілісність нульового провідника та використання

повторних заземлювачів нульового провідника;

– контроль занулення проводиться при вводі в експлуатацію, перевірка здійснюється кожні 5 років;

– у нульовому проводі не дозволяється установка роз’єднувачів та інших приладів розриву електричного цепу;

– не дозволяється використовувати трубопроводи в якості нульового робочого проводу.

7.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.

Особливості організації робочих місць та експлуатації обладнання теплового пункту наступні:

– у тепловому пункті немає постійних робочих місць;

– система регулювання витрати тепла на опалення працює повністю автоматично;

– у приміщені теплового пункту відсутня підвищена загазованість та запиленість повітря;

– відсутній підвищений рівень шуму та вібрації завдяки використанню безшумних насосів та регуляторів малої потужності (до 360 Вт).

7.2.1. Мікроклімат робочої зони.

Мікроклімат виробничих приміщень нормується в залежності від теплових характеристик виробничого приміщення, категорії робіт по важкості і періоду року.

Основні нормативні документи, де наводяться норми мікроклімату, - це санітарні норми ДСН 3.3.6.042 – 99.

Оптимальні мікрокліматичні умови – це такі параметри мікроклімату, які при тривалому і систематичному впливі на людину забезпечують нормальний тепловий стан організму без напруги і порушення механізмів терморегуляції. Вони створюють відчуття теплового комфорту і забезпечують передумови для високого рівня працездатності. [13].

Мікроклімат виробничих приміщень визначається за такими параметрами:

- температура повітря (t, ºС);

- відносна вологість повітря (W, %);

- швидкість переміщення повітря (м/с);

- потужність теплового опромінення (Вт/м^2).

Всі ці параметри поодинці, а також у комплексі, впливають на фізіологічну функцію організму – його терморегуляцію, і визначають самопочуття.

Робота персоналу по обслуговуванню теплового пункту та контроль справності обладнання відноситься до категорії – І б – легка – роботи, що виконуються сидячі, стоячі, або пов’язані з ходьбою, але не потребують систематичного напруження або піднімання та перенесення вантажів, енерговитрати – до 150 ккал/год (174 Дж/с).

Оптимальні норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень наведені у таблиці 6.1

Таблиця 7.1 Оптимальні норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Температура, ^{0}C			Відносна вологість		Швидкість руху повітря, м/с	
	опти-мальна	допустима		опти-мальна	допустима на робочих місцях непостійних, не більше ніж	опти-мальна не більше ніж	допустима на робочих місцях непостійних
		верхня межа	нижня межа				
		на непостійних робочих місцях					
холодний	21-23	25	17	40-60	75	0,1	не більше ніж 0,2
теплий	22-24	30	19	40-60	60(при 27^{0}C) 75 при t ≤ 24^{0}C	0,2	0,1-0,3

Холодний період – тоді, коли середньодобова температура на відкритому повітрі нижча за + 10^{0}C.

Теплий період – коли середньодобова температура зовні приміщення становить +10^{0}C і вище.

Теплове опромінення, що надходить від нагрітого обладнання, освітлювальних приладів, завдяки ізоляції, на непостійних робочих місцях не повинно перевищувати 35 Вт/м^2 при опроміненні 50% і більше поверхні тіла, 70 Вт/м^2 при опроміненні від 25 до 50% поверхні тіла і 100 Вт/м^2 – при

опроміненні до 25% поверхні тіла людини.

Для нормалізації мікроклімату у тепловому пункті передбачено захищення працюючого від тепловипромінювання за допомогою теплової ізоляції трубопроводів, арматури та інших гарячих частин.

7.2.2 Розрахунок теплової ізоляції трубопроводу подавальної та поворотної теплової мереж, який входить у будівлю теплового пункту.

Теплова ізоляція трубопроводів забезпечує комфортне обслуговування трубопроводів та обладнання, знижуючи небезпеку теплового опромінення.

Розрахунок теплової ізоляції трубопроводу мережної води проводиться при умові досягнення температури на поверхні ізольованого трубопроводу не вище 45 ^{0}C.

Вихідні дані:

- максимальна температура води, $t_1 = 150^0C$;
- допустима температура повітря, $t_2 = 20^0C$;
- витрата мережної води , $G_{м.в} = 3,772$ *кг/с*;
- діаметр трубопроводу, $d = 125 \times 4,5 мм$.

1. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції :
   - приймаю тип ізоляції [13] – мінеральна вата, тоді

$$\lambda_{із} = 0,037 + 0,00019 \cdot t_{із} \quad (6.1)$$

де $t_{із}$ - середня температура по товщині ізоляції

$$t_{із} = \frac{t_1 + t_n^{із}}{2}, ^0\text{C} \quad (6.2)$$

де $t_n^{із}$ - температура на поверхні ізоляції.

Приймаю $t_n^{із} = 40^0\text{C} < 45^0\text{C}$,

тоді

$$t_{із} = \frac{150 + 40}{2} = 95^0 C.$$

$$\lambda_{із} = 0,037 + 0,00019 \cdot 95 = 0,055 Вт/(м \cdot К)$$

2. Швидкість води у трубопроводі

$$\omega_в = \frac{G_в}{\rho \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}}, \text{ м/с} \quad (6.3)$$

де ρ – щільність води, $кг/м^3$; по [4] приймаю $\rho_в = f(t_в = 150°C) = 917 кг/м^3$.

$$\omega_в = \frac{3,772}{917 \cdot \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4}} = 1,06 \, м/с$$

3. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони води

$$\alpha_в = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot t_1 - 0.035 \cdot t_1^2) \cdot \frac{\omega_e^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}, \text{ Вт/м}^2\times\text{К} \quad (6.4)$$

$$\alpha_в = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot 150 - 0.035 \cdot 150^2) \cdot \frac{1,06^{0,8}}{0,125^{0,2}} = 6409 \text{ Вт/м}^2\times\text{К}.$$

4. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря приймаю

$$\alpha_n = 10 \text{Вт/м}_2 \times \text{К}.$$

5. Втрата тепла з поверхні ізоляції

$$q_l = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\pi d_{вн} \cdot \alpha_в} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{із}} \ln \frac{d_{зов} + 2 \cdot \delta_{із}}{d_{зов}} + \frac{1}{\pi \cdot (d_{зов} + 2 \cdot \delta_{із}) \cdot \alpha_n}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}}; \qquad (6.5)$$

де $\delta_{із}$ – товщина шару ізоляції, м; приймаю $\delta_{із}$ = 50 мм,

тоді

$$q_l = \frac{150 - 20}{\frac{1}{\pi \cdot 0{,}125 \cdot 6409} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}055} \ln \frac{0{,}194 + 2 \cdot 0{,}05}{0{,}194} + \frac{1}{\pi \cdot (0{,}194 + 2 \cdot 0{,}05) \cdot 10}} = 143{,}5 \text{ Вт/м}.$$

6. Розрахункова температура зовнішнього шару ізоляції

$$t_{зов} = t_1 - q_l \left(\frac{1}{\pi \cdot d_{зов} \cdot \alpha_в} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{із}} \ln \frac{d_{зов} + 2 \cdot \delta_{із}}{d_{зов}} \right), \ ^\circ C \qquad (6.6)$$

$$t_{зов} = 150 - 143{,}5 \cdot \left(\frac{1}{\pi \cdot 0{,}194 \cdot 6409} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}055} \ln \frac{0{,}194 + 2 \cdot 0{,}03}{0{,}194} \right) = 38{,}2^0\text{C}.$$

Висновок: так $t_{зов} = 38{,}2^0\text{C} < t_{доп} = 45^0\text{C}$, то остаточно приймаю ізоляцію типу – мінеральна вата з покриттям трубопроводу товщиною $\delta_{із}$ = 50мм.

Полегшення тепловіддачі від тіла людини сприяє підвищенню швидкості руху повітря, що омиває тіло. Здійснюється це за допомогою вентиляційної системи.

7.2.3 Особливості організації робочого освітлення приміщення теплового пункту.

Раціональне освітлення повинно відповідати таким умовам: бути

рівномірним; не утворювати тіней на робочій поверхні; не засліплювати працюючого; напрямок світлового потоку повинен відповідати зручному виконанню роботи.

Освітлення передбачено таким чином, щоб працюючий міг без напруги зорових органів виконувати свої обов'язки. Освітлення на робочих місцях повинно відповідати характеру роботи. Збільшення освітлення робочих поверхонь підвищує продуктивність праці.

Залежно від джерела світла виробниче освітлення може бути трьох видів:

1. Природне – це пряме або відбите світло сонця (небосхилу), що освітлює приміщення через світлові прорізи в зовнішніх огороджувальних конструкціях.

2. Штучне – здійснюється штучними джерелами світла (лампами розжарювання або газорозрядними) і призначене для освітлення приміщень у темні години доби, або таких приміщень, які не мають природного освітлення.
3. Суміщене – одночасне поєднання природного і штучного освітлення.

Основною нормованою величиною природного освітлення є КПО, або (En) – коефіцієнт природної освітленості. Фактичний КПО визначають zr

En=Ен x m, де Ен=1,5 при боковому освітленні

m=0,85 – коефіцієнт світлового клімату

En=1,5 x 0,85=1,275

Нормування КПО залежить від виду природного освітлення та ряду супутніх факторів.

У тепловому пункті природне освітлення здійснюється через бокові віконні отвори в кількості 5 отворів з двох протилежних сторін.

Штучне освітлення поділяється, в залежності від призначення, на

робоче, аварійне, експлуатаційне та охоронне. Розділяють такі системи штучного освітлення: загальне, місцеве та комбіноване. Штучне освітлення нормується параметром штучного освітлення Е в люксах.

У тепловому пункті виконуються зорові роботи, які відносяться до розряду VI підрозділу „В”. Норма робочого освітлення згідно ДБН В.2.5-28-2006 складає 200 *лк*, коефіцієнт пульсації – 20%.

Штучне освітлення здійснюється системами загального (рівномірного чи локалізованого) та комбінованого освітлення (до загального додається місцеве).

Для досягнення вказаного освітлення передбачаються наступні технічні рішення:

- світильники загального освітлення, які розташовуються по верху по плитам покриття;

- висота підвішування ламп – 3,5*м*;

- напруга для стаціонарних розеток для переносних ламп – 12*В*;

7.2.4 Захист по негативному впливу виробничого шуму при експлуатації обладнання теплового пункту

Основними джерелами шуму у теплових пунктах є насосне обладнання.

Шуми, які виникають у тепловому пункті: механічні та гідродинамічні у двигунах насосів.

Шум – це коливання звукової хвилі в звуковому діапазоні, що характеризується змінною частотою і амплітудою, непостійні в часі, які не несуть корисної інформації людині.

Згідно ДСН 3.3.6.037-99 рівень шуму не повинен перевищувати 80 дБА.

Для забезпечення нормативного звукового режиму проектом передбачено комплекс шумозахисних заходів:

– насоси встановлюються на фундаментах;

– для зниження передачі структурного шуму насосів по трубопроводах передбачається обов'язкове застосування гнучких вставок довжиною 1м по ТУ 38-5-948-75. Місця кріплення трубопроводів до огороджуючи конструкцій ізолюються пружинними прокладками;

– двері теплового пункту передбачені з підвищеною звукоізоляцією (два шари металу, мінеральні плити між ними товщиною 50мм), з ущільненням по периметру прошаруванням пружинним матеріалом.

7.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Пожежна безпека – стан об'єкта, за якого з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. [9].

Приміщення теплового пункту згідно з НАПБ Б07.005-86 відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі може бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії обслуговуючого персоналу, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Приміщення теплового пункту не відноситься до вибухонебезпечних, тому що тут не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей.

Системи пожежної безпеки - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання пожежі та збитків від неї.

Відповідно до ГОСТ 12.1.004-91 пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно – технічних засобів.

Системи пожежної безпеки мають запобігати виникненню пожежі і впливу на людей небезпечних факторів пожежі на необхідному рівні. Потрібний рівень пожежної безпеки людей за допомогою зазначених систем, згідно з ГОСТ 12.1.004-91, не повинен бути меншим за 0,99999 відвернення впливу на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не може перевищувати 10^{-6} впливу небезпечних факторів

пожежі, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожну людину.

Основні засоби попередження пожеж:

– застосування електрообладнання, яке задовольняє вимогам електростатичної електробезпеки по ГОСТ 12.1.018-79;

– застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті теплового пункту;

Основні технічні рішення по системі протипожежного захисту теплопункту:

– проектом передбачено, що тепловий пункт має індивідуальний вихід;

– для пожежної сигналізації застосовані пристрої охоронної сигналізації УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками. Датчики встановлено на стелі;

– передбачено первинні засоби пожежогасіння: вогнегасники ОУ-5 ГОСТ 7276- 77, ящик с піском, щільна тканина, лопата. Вогнегасник розташовано біля входу у тепловий пункт;

– проектом запроектовано, що електродвигуни, електропровода та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів;

– плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;

– на електродвигуни, світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно стандартів;

– проектом передбачено, що з’єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконується за допомогою опресовки, зварювання, пайки;

– прийнято, що переносні світильники мають скляні ковпачки та сітки. Для цих світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з урахуванням їх захисту від можливих пошкоджень;

– передбачено стаціонарне застосування водяного пожежогасіння з пожежними кранами у настінних шафах.

Проаналізовано потенційно шкідливі і небезпечні фактори при

проектуванні теплового пункту. Розроблені засоби по безпеці та охороні праці. Виконано розрахунок теплової ізоляції трубопроводу подавальної та поворотної теплової мережі. Вибрано тип ізоляції – мінеральна вата з покриттям трубопроводу товщиною 50мм.

8 ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОЕКТУ

ЦТП знаходиться в окремо розміщеному приміщені і призначений для забезпечення роботи системи опалення та гарячого водопостачання житлових будинків.

Системи опалення можуть приєднуватися по залежній та незалежній схемах. Перевагу надають залежній схемі підключення, так як вона простіша. Дана схема використовується і в нашому випадку. Регулювання та контроль за параметрами теплоносія виконується автоматично. Також передбачується облік теплової енергії в ЦТП.

Схема приєднання системи гарячого водопостачання в даному проекті є двохступеневою змішаною.

В приміщені ЦТП розміщуються:

1) Вузол теплового вводу;
2) Теплообмінник пластинчатий системи гарячого водопостачання;
3) Циркуляційний насос системи гарячого водопостачання;
4) Змішувальні насоси системи опалення;
5) Апарат магнітної обробки води;
6) Водолічильник на трубопроводі холодного водопостачання.

8. Техніко-економічний розрахунок

8.1. Вихідні дані

8.1.1. Кількість встановлених теплообмінників.

Проектом передбачено встановлення одного теплообмінника для системи гарячого водопостачання.

Тип теплообмінника.

Для забезпечення гарячого водопостачання проектом розрахований пластинчатий розбірний теплообмінник типу РТА-42-Р

8.1.2. Потужність теплообмінника

Згідно розрахунку навантаження на ГВП: $Q_{гвп}$ =1,055 МВт.

8.1.3. Навантаження на опалення

Згідно розрахунків навантаження на опалення: Q_o = 2,112 МВт.

8.1.4. Загальна потужність ЦТП

$$\Sigma Q = Q_o + Q_{гвп} \quad (7.1)$$

$$\Sigma Q = 2{,}112 + 1{,}055 = 3{,}167 \text{ МВт} = 2{,}724 \text{ Гкал/год}$$

8.1.5. Види теплоносіїв

Для опалення використовується хімічноочищена вода з ТЕЦ-6. Для гарячого водопостачання використовується два теплоносія:

- “холодний” – водопровідна вода;
- “гарячий” – хімічноочищена вода.

8.1.6 Річна витрата електроенергії ЦТП

Згідно проекту передбачено встановлення циркуляційних насосів на опалення фірми WILO в кількості двох штук, модель насосу MHI 1604 , де один резервний. Потужність насосу $N_{ЦО}$ = 2,5 кВт (див. пункт 3.4.2 Вибір циркуляційного насосу системи опалення).

Для гарячого водопостачання проектом передбачено встановлення двох циркуляційних насосів фірми WILO $N_{ГВП}$ = 0,55 кВт (див. пункт 3.4.1 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання).

Для заповнення системи теплоносієм передбачено встановлення підживлювального насосу у кількості 2 штуки (1-резервний) фірми WILO, модель насосу MVI 1602, потужність насосу $N_{ПІДЖ}$ = 0,7 кВт (див. пункт 3.4.3 Вибір підживлювальних насосів).

Для забезпечення підтримки постійного тиску у точках водозабору передбачено встановлення підвищувальних насосів холодної води фірма виробник WILO, модель насосу MVI 205, потужність насосу $N_{Х.В}$ = 2,0 кВт (див. пункт 3.4.4 Вибір насосу холодної води). Разом річна витрата електроенергії складе:

$$E_e = N_{ЦО} \cdot 24 \cdot 176 + \Sigma N \cdot 24 \cdot 351, \quad (7.2)$$

де 176 – опалювальний період, діб;

351 – кількість днів в році працюючого трубопроводу теплових мереж.

$$E_e = 2,5 \cdot 24 \cdot 176 + 3,25 \cdot 24 \cdot 351 = 14,93 \text{ МВт}.$$

8.1.7. Річна витрата водопровідної води

Згідно розрахунку, максимальна витрата води що нагрівається, що проходить через І та ІІ ступені теплообмінника ГВП складе:

$G_{г.в}^{II}$= 18250 кг/год

Тоді річна витрата складе

$$G_{гвп}^{річ} = G_{г.в}^{II} \cdot 24 \cdot 351 \quad (7.3)$$

$$G_{гвп}^{річ} = 18250 \cdot 24 \cdot 351 = 153738000 \text{ кг/рік}.$$

8.1.8. Річна витрата хімічно очищеної води

Згідно розрахунку, максимальна витрата води що гріє (“гарячий” теплоносій) для гарячого водопостачання складе:

$G_{dh\,max}$ = 5861 кг/год;

$$G_{dh\,max}^{річ} = 5861 \cdot 24 \cdot 351 = 49398336 \text{ кг/рік}.$$

Витрата води на опалення згідно розрахунку: G_{do} = 7194 кг/год.

Річна витрата хімічноочищеної води складе:

$$G_{do}^{\text{річ}} = G_{do} \cdot 24 \cdot 187; \quad (7.4)$$

$$G_{do}^{\text{річ}} = 7194 \cdot 24 \cdot 187 = 32286672 \text{ кг/рік.}$$

Загальна річна витрата хімічноочищеної води

$$G_{x.o.}^{\text{річ}} = G_{dh\ max}^{\text{річ}} + G_{do}^{\text{річ}}; \quad (7.5)$$

$$G_{x.o.}^{\text{річ}} = 49398336 + 32286672 = 81685008 \text{ кг/рік.}$$

8.1.9. Чисельність обслуговуючого персоналу

Проектом передбачена автоматизація теплового пункту, яка не потребує постійного обслуговуючого персоналу. Для обслуговування і експлуатації обладнання ЦТП достатньо двох спеціалістів

n_e = 2

8.1.10. Вартість енергоносіїв

а) Електрична енергія 4,32 грн за 1кВт/год)

Водопровідна вода 25,704 грн за 1м^3

в) Теплова енергія 1654,41 грн за 1 Гкал

г) Хімічноочищена вода 16,164 грн за 1 тонну

8.2. Капітальні затрати

а) Основне обладнання:

- теплообмінник 458000 грн
- насоси 107000 грн
- трубопровід 340000 грн
- арматура 45000 грн
- обладнання автоматизації 74000 грн

Сумарні затрати на обладнання 1024000 грнб)

Ремонт приміщення ЦТП 290000 грн

в) Монтаж обладнання 120000 грн

8.3 Експлуатаційні витрати

8.3.1 Річні експлуатаційні затрати на теплоносій

$$C^{\text{тп}} = C_{x.o.} + C^{\text{т}}, \quad (7.7)$$

де $$C_{x.o.} = B_{x.o.} \cdot Ц_{x.o.}, \quad (7.8)$$

де $C_{x.o.}$ – річні експлуатаційні затрати на хімічноочищену воду;

$B_{x.o.}$ = 81685,008 тонн/рік – річна витрата хімічноочищеної води;

$Ц_{x.o.}$ = 16,164 грн за 1 тонну хімічноочищеної води.

$$C_{х.о.} = 81685{,}008 \cdot 16{,}164 = 1320356{,}47 \text{ грн}$$

$$C^{т} = B^{т} \cdot Ц^{т}, \quad (7.9)$$

де $C^{т}$ – річні експлуатаційні затрати на тепло;

$B^{т}$ – річна витрата тепла на опалення і ГВП;

$$B^{т} = B^{т}_{о} + B^{т}_{гвп}, \quad (7.10)$$

де $B^{т}_{о} = 1{,}293 \cdot 10^{6}$ Дж;

$B^{т}_{гвп} = 2{,}6 \cdot 10^{12}$ Дж.

$$B^{т} = 1{,}293 \cdot 10^{6} + 2{,}6 \cdot 10^{12} = 2600 \text{ ГДж} = 621 \text{ Гкал}.$$

$Ц^{т} = 1654{,}41$ грн за 1 Гкал;

$$C^{т} = 621 \cdot 1654{,}41 = 1027388{,}61 \text{ грн};$$

$$C^{тп} = 1320356{,}47 + 1027388{,}61 = 2347745{,}08 \text{ грн}.$$

8.3.2 Складова затрат на теплоносій

$$S^{т} = \frac{C^{т}}{\Sigma Q}; \quad (7.11)$$

$$S^{T} = \frac{2347745{,}08}{2{,}724 \cdot 10^{6}} = 0{,}87 \text{ грн/Гкал}$$

8.3.3 Річні експлуатаційні затрати на водопостачання,та стоки

$$C^{ВП} = G^{ВП}_{річ} \cdot Ц^{ВП}, \quad (7.12)$$

де $G^{ВП}_{річ} = 163366632$ кг/рік = 165745 м^3/рік;

$Ц^{ВП}$ – 25,704 грн/м^3.

$$C^{ВП} = 165745 \cdot 25{,}704 = 4260309{,}48 \text{ грн}.$$

8.3.4 Складова затрат на водопровідну воду

$$S^{ВП} = \frac{C^{ВП}}{\Sigma Q}; \quad (7.13)$$

$$S^{ВП} = \frac{4260309{,}48}{2{,}724 \cdot 10^{6}} = 1{,}57 \text{ грн/Гкал}.$$

8.3.5 Річні експлуатаційні витрати на електроенергію

$$C^{е} = E_{річ} \cdot Ц^{е}; \quad (7.14)$$

$$C^{е} = 14930 \cdot 4{,}32 = 64497{,}60 \text{ грн}.$$

8.3.6 Складова затрат на електроенергію

$$S^e = \frac{C^e}{\Sigma Q}; \quad (7.15)$$

$$S^e = \frac{64497,60}{2,724 \cdot 10^6} = 0,03 \text{ грн/Гкал}$$

8.3.7 Зарплата персоналу з нарахуваннями

$$C^{зп} = З_п \cdot n_e \cdot 12 \cdot К_н, \quad (7.16)$$

де $З_п$ – середина місячна зарплата одного спеціаліста;

n_e – кількість робочого персоналу;

$К_н$ – коефіцієнт, враховуючий відрахування на соціальні заходи та заробітну плату в розмірі 41,5 %, що складає 1,415;

$$C^{зп} = 8000 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 1,415 = 271680 \text{ грн.}$$

8.3.8 Складова затрат на заробітну плату

$$S^{зп} = \frac{C^{зп}}{\Sigma Q}; \quad (7.17)$$

$$S^{ЗП} = \frac{271680}{2,724 \cdot 10^6} = 0,1 \text{ грн/Гкал.}$$

8.4 Амортизаційні відрахування

8.4.1 Амортизаційні відрахування на приміщення

$$C_{амз} = 0,02 \cdot К_з, \quad (7.18)$$

де 0,02 – коефіцієнт, враховуючий відрахування на амортизацію в розмірі 2 % від балансової вартості приміщення;

$К_з$ = 410000 грн – капітальні затрати на ремонт і монтаж;

$$C_{амз} = 0,02 \cdot 410000 = 8200 \text{ грн.}$$

8.4.2 Амортизаційні відрахування на обладнання

$$C_{ам.\ об} = 0{,}06 \cdot K_{об}, \quad (7.19)$$

де 0,06 – коефіцієнт, враховуючий відрахування на амортизацію в розмірі 6 % від балансової вартості обладнання;

$K_{об}$ = 1024000 грн – капітальні затрати на обладнання.

$$C_{ам.\ об} = 0{,}06 \cdot 1024000 = 61440 \text{ грн.}$$

8.4.3 Сумарні амортизаційні відрахування

$$C_{\Sigma ам} = C_{амз} + C_{ам.\ об}, \quad (7.20)$$

$$C_{\Sigma ам} = 8200 + 61440 = 69640 \text{ грн.}$$

8.4.4 Складова затрат на амортизаційні відрахування

$$S_{ам} = \frac{C_{\Sigma ам}}{\Sigma Q}, \quad (7.21)$$

$$S_{ам} = \frac{69640}{2{,}724 \cdot 10^6} = 0{,}03 \text{ грн/Гкал.}$$

8.4.5 Затрати на поточний ремонт

$$C_{п.р.} = 0{,}2 \cdot C_{\Sigma ам}, \quad (7.22)$$

$$C_{п.р.} = 0{,}2 \cdot 69640 = 13928 \text{ грн.}$$

8.4.6 Складова затрат на поточний ремонт

$$S_{п.р.} = \frac{C_{п.р.}}{\Sigma Q}, \quad (7.23)$$

$$S_{П.Р.} = \frac{13928}{2{,}724 \cdot 10^6} = 0{,}01 \text{ грн/Гкал.}$$

8.4.7 Затрати на ЦТП та інші затрати

$$C_{цтп} = 0{,}2 \cdot (C^{зп} + C_{\Sigma ам} + C_{п.р.}), \quad (7.24)$$

$$C_{цтп} = 0{,}2 \cdot (271680 + 69640 + 13928) = 71049{,}60$$

8.4.8 Складова затрат ЦТП та інших затрат

$$S_{цтп} = \frac{C_{цтп}}{\Sigma Q}, \quad (7.25)$$

$$S_{ЦТП} = \frac{71049,60}{2,724 \cdot 10^6} = 0,026 \text{ грн/Гкал.}$$

8.4.9 Сумарні річні експлуатаційні затрати

$$C^{річ} = C^{тп} + C^{BD} + C^{е} + C^{зп} + C_{\Sigma ам} + C_{п.р.} + C_{цтп} \quad (7.26)$$

$C^{річ}$ = 2347745,08 + 4260309,48 + 64497,60 + 271680 + 69640 + 13928 + 71049,60=

7098849,76 грн.

8.4.10 Складова собівартості ЦТП

$$S = \frac{C^{річ}}{\Sigma Q^{річ}}, \quad (7.27)$$

де $$\Sigma Q^{річ} = Q_о^{річ} + Q_{гвп}^{річ}, \quad (7.28)$$

де $Q_о^{річ}$ = 1,816· 24 · 187 = 9478,66 Гкал/год;

$Q_{гвп}^{річ}$ = 0,907 · 24 · 351 = 8887,32 Гкал/год.

$\Sigma Q^{річ}$ = 9478,66 + 8887,32 = 18366 Гкал/год,

$$S = \frac{7098849,76}{18366} = 386,5 \text{ грн/Гкал.}$$

8.5 Строк окупності

$$T = K / \Delta C, \quad (7.29)$$

де К – капітальні затрати згідно звідному кошторисному розрахунку вартості реконструкції ЦТП.

К = 5900000грн;

$$\Delta C = C'_{річ} - C_{річ}, \quad (7.30)$$

де ΔС – різниця сумарних річних експлуатаційних затрат;

$C'_{річ}$ – сумарні річні експлуатаційні затрати при роботі на старому обладнанні;

$C'_{річ}$ = 8833070,7 грн.

$$\Delta C = 8833070,7 – 7098849,76 = 1734220,94 \text{ грн.}$$

$$T = 5900000/ 1734220,94 = 3,4 \text{ роки.}$$

8.5.1 Коефіцієнт ефективності капіталовкладень

$$E = 1 / T > 0,15 \quad (7.31)$$

$$E = 1 / 3,4 = 0,29 > 0,15.$$

8.6 Економічний ефект

$$E_e = (S' – S) \cdot \Sigma Q_{річ}, \quad (7.32)$$

де S' = 720 грн/Гкал – складова собівартості ЦТП при роботі на старому обладнанні.

$$E_e = (720 – 386,5) \cdot 18366 = 6125061 \text{ грн.}$$

8.1 Висновки з розділу 8

За розглянутими пунктами можна побачити, що даний проект є прибутковим, а найголовніше, – ефективним рішенням з питань теплопостачання та гарячого водопостачання будівель. Період окупності інвестиційних відрахувань складає 3,4 років. Розвиток даного проекту дозволить в подальшому знизити витрати палива для потреб теплопостачання.

ВИСНОВКИ

У даній дипломній роботі було розраховано центральний тепловий пункт для групи житлових будинків по вул. О. де Бальзака. Було виконано розрахунок теплових навантажень споживачів. Величина теплової потужності системи опалення житлової частини становить 2,112 МВт. Теплове навантаження системи ГВП загальне складає 1,105 МВт. У результаті розрахунку витрат теплоносія було визначено максимальні та мінімальні витрати мережної води на опалення та ГВП в зимовий та літній періоди.

Було здійснено гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж та трубопроводів в межах теплового пункту. Також було розраховано та підібрано двохступеневий пластинчастий теплообмінний апарат зібраного за двох ступінчатою змішаною схемою в одному моноблоці, для системи ГВП, фірма виробник Thermaks , модель PTA (GX) – 42.

Здійснено вибір фільтрів, грязьовиків, зворотних клапанів, запірної арматури що встановлені на трубопроводах у тепловому пункті відповідно до розробленої теплової схеми. Також виконані гідравлічні розрахунки зовнішньої теплової мережі, та трубопроводів в межах теплового пункту, що дозволило вибрати 2 насоса холодної води WILO MVI 1602, 2 циркуляційні насоси гарячого водопостачання WILO MHI 203, 2 насоси підживлення WILO MVI 205 та 2 циркуляційні насоси теплової мережі WILO MVI 1608/6.

Для зменшення внутрішньої корозії труб ГВП встановлена протикорозійна електролізерна установка типу ПКЕУ «Деоксиген» що слугує для захисту труб системи гарячого водопостачання від корозії, спричиненої внаслідок дії розчиненого у воді кисню, агресивної вуглекислоти та ін.

Було виконана повна заміна старої запірної арматури на нову сучасну безвідмовну.

У дипломній роботі були розглянуті питання автоматизації, так як автоматизація промислових процесів дозволяє суттєво економити ресурси та витрати електроенергії, що підвищує продуктивність, захищає обладнання від пошкоджень при виникненні аварійних ситуацій, підвищує якість роботи

Система автоматичного регулювання водяних систем сприяє підтримці заданих гідравлічних та теплових режимів у різних точках системи

У якості регулюючої арматури застосовується регулятори перепаду тиску, регулятори тиску „до себе”, запобіжні клапани, регулятори витрати в залежності від температури зовнішнього середовища фірми LDM та Siemens.

В пункті Охорона праці було проаналізовано шкідливі та небезпечні фактори що можуть зашкодити обслуговуючому персоналу. Розроблені засоби по безпеці та охороні праці. Виконані розрахунки теплової ізоляції. Вибрано тип ізоляції-мінеральна вата товщиною 50 мм.

Була виконана оцінка впровадження проекту. Після проведення техніко-економічних розрахунків визначено, що строк окупності $T_{ок}$ = 3,4 роки та економічний ефект E_e = 6125061 грн

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Боженко М.Ф., Сало В.П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навчальний посібник – К.:ІВЦ "Видавництво «Політехніка»", 2004.-192с.

2. Алабовський О.М., Боженко М.Ф. Проектування котелень промислових підприємств – К.: Вища школа, 1992.- 207 с.

3.Пешехонов Н.И. Проектування теплозабезпечення:- К.: Вища школа, 1982.- 328 с.

4. Положення про розрахунки та встановлення обмежувальних пристроїв у системах теплопостачання

5. ДБН В.2.5-39:2008 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. Зі Зміною № 1Звід правил по проектуванню

6. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.

7. Правила будови та безпечної експлуатації трубопроводів пара та гарячої води.

6. СНиП 2.04.14-88 Теплова ізоляція обладнання и трубопроводів.

7. Наказ від 04.03.2013 № 82 Про затвердження Зміни № 1 ДБН В.2.6-31:2006 Теплова ізоляція будівель.

8. Пасічник, П., Погосов, О., & Кулінко, Є. (2024). Можливості децентралізації систем теплопостачання в газифікованих багатоквартирних будинках радянської забудови в м. Києві. Scientific Collection «InterConf+»,(42 (189), 592–600. https://doi. org/10.51582/interconf. 19-20.02.

9. ДНАОП 0.00-1.21-98 Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів.

10. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку

11. ДСН 3.3.6.039-99 Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації

12. Коваленко М.П., Денисюк СП.. Енергозбереження — пріоритетний напрямок державної політики України. — К., 1998 — 506 с.

13. Бережнов І. О. Улаштування і експлуатація теплових і газових мереж: Навчальний посібник. –К.: НМК ВО, 1992. -124 с.

14. Погосов, О. Г., Пасічник, П. О., Кольчик, Ю. М., Кулінко, Є. О., Козячина, Б. І., & Габа, К. О. (2024). Парові та газові турбіни.

15. О.Г. Погосов, П.О. Пасічник, К.О. Габа, Є.О. Кулінко, Б.І. Козячина (2024). Ступінь сухості водяної пари.

16. Погосов, О. Г., Чепурна, Н. В., Пасічник, П. О., Кулінко, Є. О., & Дорошенко, А. А. (2023). Сучасні системи тепло-та паропостачання промислових підприємств при застосуванні глибокої утилізації енергетичного потенціалу технологічної пари. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання, 45, 42-51.

17. Методичні вказівки з курсу “Економіка енергетики” , К: НТУУ, 1999.

ДОДАТОК А

Характеристика насосів ГВП, опалення, підживлення та холодної води

Рисунок А.1 Циркуляційний насос ГВП

Дані насоса WILO MHI 203

Продуктивність: 1,673 м^3/год
Напір: 28 м.вод.ст.
Число обертів 2900 1/хв
Потужність на валу 0,37 кВт

Дані для мотора

Номінальна потужність 0,55 кВт
Номінальне число обертів 2900 1/хв.
Номінальна напруга 400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

A = 205 мм
B = 87,5 мм
C = 375 мм
D = 192 мм
E = 90 мм
G = 110 мм
Вага 8,9 кг

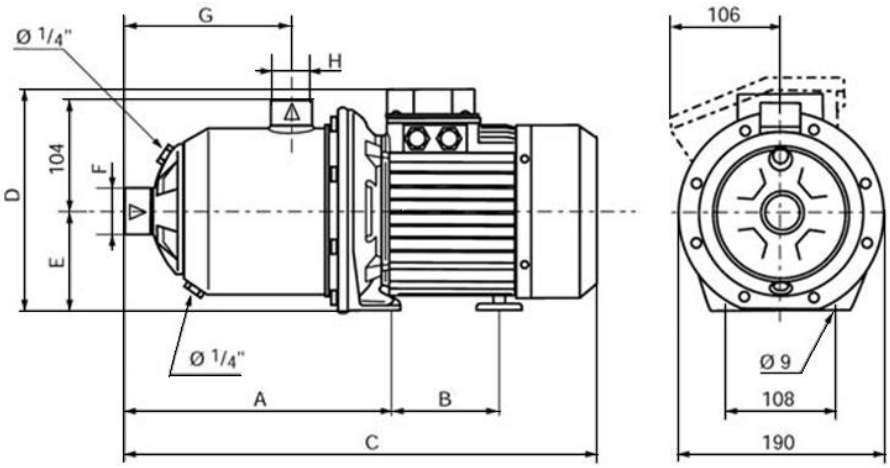


Рисунок А.2 Циркуляційний насос теплової мережі

Дані насоса WILO MVI 1608/6

Продуктивність: 23,2 м^3/год
Напір: 48 м.вод.ст.
Число обертів 2900 1/хв
Потужність на валу 5,0 кВт

Дані для мотора

Номінальна потужність 5,5 кВт
Номінальний струм 10,8 А
Номінальна напруга 400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

H = 933 мм
h_2 = 603,5 мм
M = 240 мм
X = 160 мм
E = 300 мм
Вага 53,9 кг

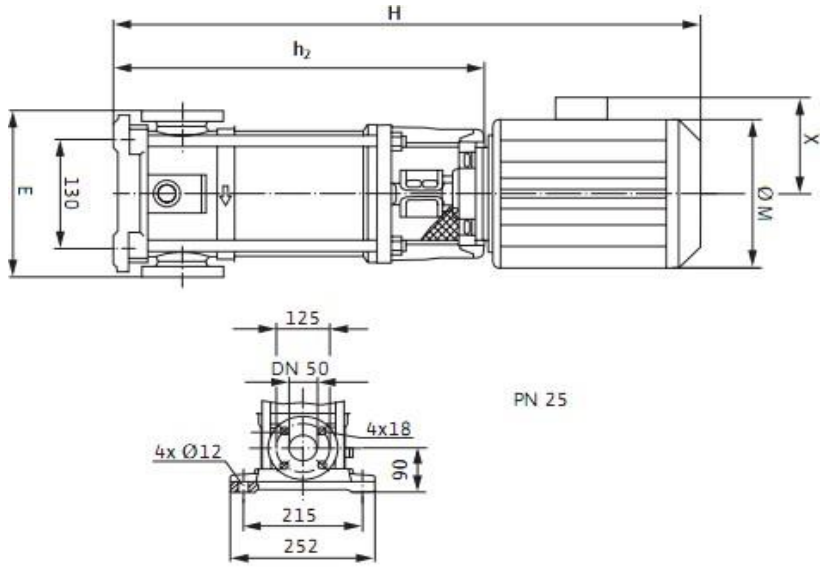


Рисунок А.3 Підживлювальний насос

Дані насоса WILO MVI 205

Продуктивність: 2,65м^3/год
Напір: 42 м.вод.ст.
Число обертів 2900 1/хв
Потужність на валу 0,7 кВт

Дані для мотора

Номінальна потужність 0,75 кВт
Номінальний струм 1,7 А
Номінальна напруга 400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

H = 623 мм
h_2 = 379,5 мм
M = 170 мм
X = 143 мм
E = 250 мм
Вага 28,1 кг

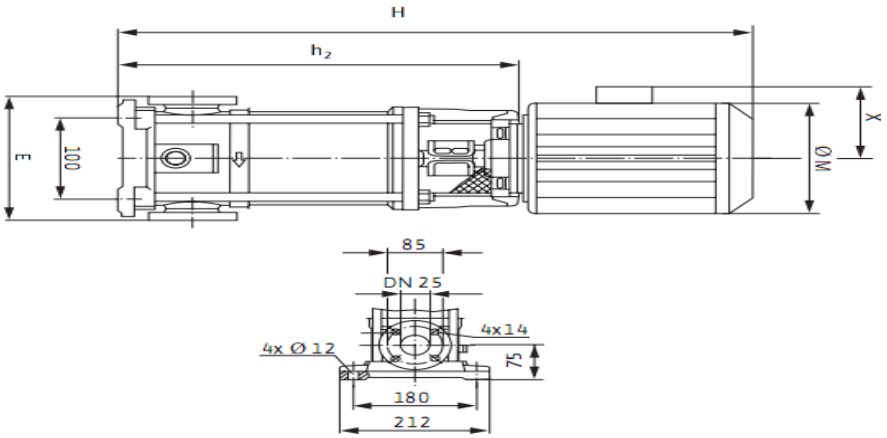


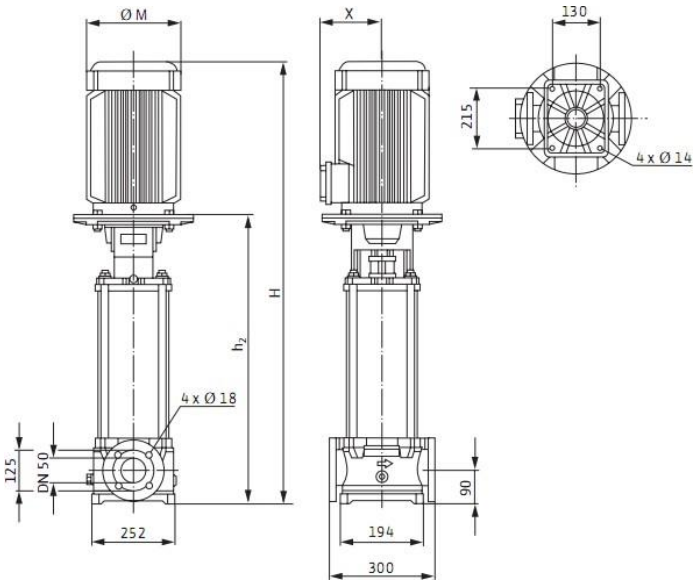
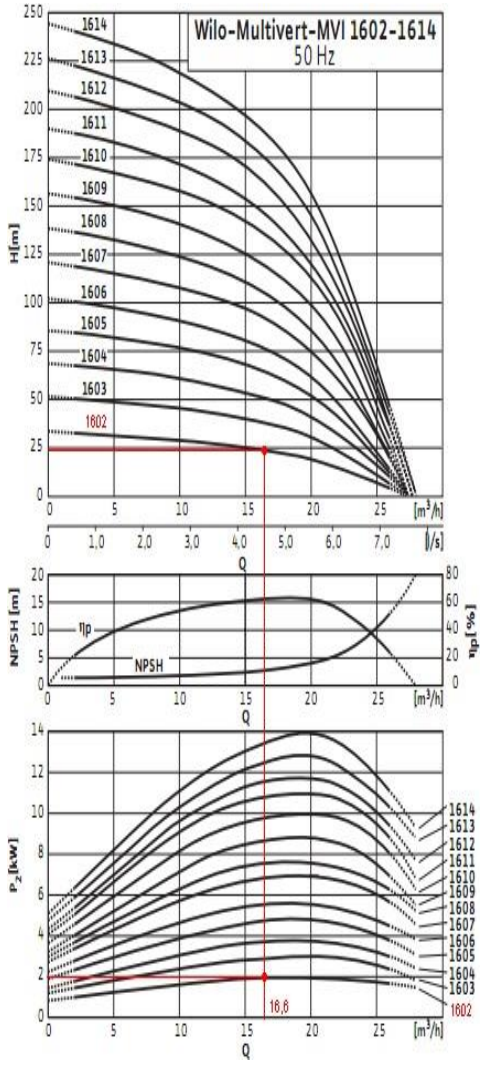
Рисунок А.4 - Насос холодної води

Дані насоса WILO MVI 1602

Продуктивність:	16,6м^3/год	
Напір:	20	м.вод.ст.
Число обертів	2900	1/хв
Потужність на валу	2	кВт

Дані для мотора

Номінальна потужність	1,5 кВт
Номінальний струм	3,2 А
Номінальна напруга	400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

H = 714 мм
h_2 = 419 мм
M = 190 мм
X = 140 мм
Вага 58 кг