

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

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

«На правах рукопису»

До захисту допущено:

УДК 697.2

В.о. завідувача кафедри

Віталій ПЕШКО

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_ (підпис)

“ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**Магістерська дисертація**

**на здобуття ступеня магістра**

**за освітньо-професійною програмою**

**«Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»**

**зі спеціальності 144«Теплоенергетика»**

**на тему: «Індивідуальний тепловий пункт багатоквартирного будинку в м. Київ»**

Виконав: студент II курсу, групи ТУ-41мп

Сергій ХОДОР

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник доцент, кандидат техн. наук, доцент

(Посада, науковий ступінь, вчене звання)

Володимир СЕРЕДА

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант з питань доцент, кандидат техн. наук, доцент

охорони праці

(Посада, науковий ступінь, вчене звання)

(назва розділу)

Олександр БАРАНЮК

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(Посада, науковий ступінь, вчене звання, власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник

\_\_\_\_\_ (підпис)

Київ – 2025 року

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

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики  
Кафедра теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)  
Спеціальність 144 «Теплоенергетика»  
Освітньо-професійна програма  
«Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

Віталій ПЕШКО

\_\_\_\_\_

(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

“ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ЗАВДАННЯ  
на магістерську дисертацію студенту**

Сергій Ходор

(Ім'я, прізвище)

1. Тема дисертації: «Індивідуальний тепловий пункт багатоквартирного будинку в м. Київ»

Науковий керівник дисертації Володимир Середа, к.т.н., доцент,

(Ім'я, прізвище, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «3» листопада 2025 р. № 4779-с

2. Термін подання здобувачем дисертації 15.12.2025 р.

3. Вихідні дані до дипломного проекту Розташування будинку – м. Київ;

параметри теплоносія -150/70°C; житлова площа опалювального будинку – 3170 м<sup>2</sup>;

кількість мешканців – 360 чоловік; тип теплового пункту – індивідуальний.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити)

1. Визначення теплових навантажень споживачі

2. Розрахунок системи гарячого водопостачання

3. Розрахунок системи опалення

4. Організація вузла обліку теплової енергії

5. Підбір обладнання індивідуального теплового пункту

6. Система автоматизації, заходи з охорони праці

7. Старт проекту

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

1. Принципова тепла схема ІТП – 1 аркуш А1, СПДБ.

2. Компонівка обладнання ІТП – 1 аркуш А1, СПДБ.

3. Компоновка обладнання систем ГВП та ХВП – 1 аркуш А1, СПДБ.
4. Схема підключення насосів – 1 аркуш А1, СПДБ.
5. Вузол обліку теплової енергії – 1 аркуш А1, СПДБ.
6. Компоновка обладнання теплової камери – 1 аркуш А1, СПДБ.
7. Блок незалежної системи ГВП – 1 аркуш А1, ЄСКД.
8. Блок незалежної системи опалення – 1 аркуш А1, ЄСКД.
9. Схема автоматизації ІТП функціональна - 1 аркуш А1, СПДБ.
10. Таблиця техніко-економічних показників – 1 плакат.

6. Дата видачі завдання 27.10.2025 р.

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Розрахунок теплових навантажень	27.10.2025 р.	
2	Розрахунок системи гарячого водопостачання	31.10.2025 р.	
3	Розрахунок системи опалення	06.11.2025 р.	
4	Вузол обліку теплової енергії	19.11.2025 р.	
5	Вибір обладнання теплового пункту	25.11.2025 р.	
6	Автоматизація	27.11.2025 р.	
7	Охорона праці	28.11.2025 р.	
7.1	Вступ	29.11.2025 р.	
7.2	Технічне рішення робочого приміщення і устаткування теплового пункту	30.11.2025 р.	
7.3	Технічне рішення по забезпечення гігієни праці і виробничо-санітарії в приміщенні теплових пункту	01.12.2025 р.	
7.4	Технічне рішення по забезпеченню пожежної безпеки	02.12.2025 р.	
8	Стартап проект	05.12.2025 р.	
9	Оформлення пояснювальної записки	12.12.2025 р.	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Сергій ХОДОР

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Науковий керівник

Володимир СЕРЕДА

## АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою підготовки на тему: «Індивідуальний тепловий пункт багатоквартирного будинку в м. Київ» : пояснювальна записка на 91 с., 6 рис., 5 табл., 11 бібліографічних найменувань; 8 креслеників ф. А1.

Об'єкт дослідження – центральна система опалення.

Мета роботи - дослідження принципів роботи, ефективності та особливостей проектування індивідуального теплового пункту для житлового будинку в місті Києві з урахуванням сучасних вимог до енергозбереження та нормативної бази України.

Проведено розрахунки потоків теплоти та вологи до приміщень досліджуваного об'єкта.

Створено проект центральної системи опалення з використанням теплоночіїв . Для прямої схеми виконано розрахунки при різних температурах подачі води. Встановлено теплові характеристики теплообмінних апаратів та визначено загальну ефективність системи. Здійснено вибір основного та допоміжного обладнання для забезпечення функціонування системи опалення.

Наведені характеристики насосів та проведені розрахункові дослідження їх порівняльної ефективності. Виконані розрахунки ефективності використання насосів для схеми системи опалення житлового будинку.

Ключові слова: тепловий пункт, водопостачання, теплоносії, теплопередача, енергія, насос.

## ANNOTATION

Master's thesis for the degree of Master of Science in the educational and professional training programme on the topic: 'Individual heating unit for an apartment building in Kyiv': explanatory note on 91 pages, 6 figures, 5 tables, 11 bibliographic references; 8 drawings, form A1.

The object of research is the central heating system.

The purpose of the work is to study the principles of operation, efficiency and design features of an individual heating unit for a residential building in Kyiv, taking into account modern energy conservation requirements and the regulatory framework of Ukraine.

Calculations of heat and moisture flows to the premises of the object under study were performed.

A design of a central heating system using heat exchangers was created. For a direct-flow scheme, calculations were performed at different water supply temperatures. The thermal characteristics of heat exchangers were established and the overall efficiency of the system was determined. The main and auxiliary equipment for ensuring the functioning of the heating system was selected.

The characteristics of the pumps were given and comparative efficiency studies were carried out. Calculations were made of the efficiency of using pumps for the heating system scheme of a residential building.

Keywords: heat distribution point, water supply, heat carriers, heat transfer, energy, pump.

**Пояснювальна записка  
до магістерської дисертації**

на тему: «Індивідуальний тепловий пункт багатоквартирного будинку в м. Київ»

Київ -2025 року

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ .....	9
ВСТУП.....	10
1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ .....	11
1.1 Витрати теплоти на опалення .....	11
1.2 Витрати теплоти на гаряче водопостачання .....	11
2 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ.....	14
2.1 Контрольний розрахунок системи ГВП .....	14
2.2 Схема підключення підігрівників ГВП .....	14
2.3 Розрахунок схеми водопідігрівачів .....	15
2.4 Розрахунок підігрівача першої ступені.....	17
2.5 Розрахунок підігрівника другої ступені.....	24
3 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ.....	30
3.1 Схема підключення підігрівника опалення.....	30
3.2 Розрахунок підігрівника опалення.....	30
4 ВУЗОЛ ОБЛІКУ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ.....	38
4.1 Загальні відомості.....	38
4.2 Розрахунок витрати теплоносія.....	38
4.3 Вибір теплолічильника для обліку теплової енергії.....	40
4.4 Розрахунок додаткових гідравлічних втрат на контрольній ділянці.....	40
5 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ.....	43
5.1 Вибір насосів.....	43
5.2 Вибір розширювального бака системи опалення.....	46
5.3 Підбір регулятора температури гарячої води.....	48
5.4 Підбір регулятора перепаду тиску.....	54

				<b>МД 25 144 41 07 ПЗ</b>		
	Прізвище	Підпис	Дата			
Розробив	Ходор			Індивідуальний тепловий пункт багатоквартирного будинку в м. Київ Пояснювальна записка	Аркуш	Аркушів
Перевірив	Середа				7	92
Т. контр.	Соломаха				КПІ ім.Ігоря Сікорського, Кафедра ТАЕ, Гр.ТУ-41мп	
Н. контр.	Сірий					
Зав. каф.	Пешко					

5.5 Підбір дросельної шайби.....	55
6 АВТОМАТИЗАЦІЯ.....	58
6.1 Загальні відомості.....	58
6.2 Система аварійної сигналізації теплових мереж.....	62
6.3. Автоматизація насосних агрегатів.....	64
7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	67
7.1 Вступ.....	67
7.2 Технічні рішення по забезпеченню безпечної експлуатації робочих приміщень і устаткування теплового пункту.....	68
7.2.1 Загальні заходи безпеки.....	68
7.3 Технічні рішення по забезпеченню гігієни праці і виробничої санітарії в приміщенні теплопункту, що проектується.....	72
7.4 Технічні рішення по забезпеченню пожежної безпеки в приміщенні теплопункту, що проектується.....	76
7.4.1 Висновки.....	78
8 СТАРТАП ПРОЕКТ.....	79
8.1 Розрахунок капіталовкладень.....	79
8.2 Витрати на експлуатацію теплового пункту.....	80
8.3 Визначення строку окупності системи регулювання та економічного ефекту.....	82
ВИСНОВКИ.....	89
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	90
Додаток А Перевірка магістерської дисертації на академічну доброчесність.....	91

							Арк.
							8
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

### Умовні позначення, символи

$t_{вн}$  – температура внутрішнього повітря

$t_{зовн}$  – температура зовнішнього повітря

$Q_{оп}$  – теплове навантаження на опалення

$Q_{ГВП}$  – теплове навантаження на гаряче водопостачання

$Q_{в}$  – теплові втрати на інфільтрацію повітря

$F_i$  – площа зовнішніх огорожувальних конструкцій

$K_i$  – коефіцієнт теплопередачі огорожувальної конструкції

$\Delta t_i$  – різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям

$\rho$  – густина теплоносія

$c$  – питома теплоємність теплоносія

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу

$\nu$  – кінематична в'язкість

$Re$  – число Рейнольдса

$Pr$  – число Прандтля

$Nu$  – число Нуссельта

$k$  – коефіцієнт теплопередачі

$DN$  – діаметр умовного проходу труб або арматури

$\Delta P$  – перепад тиску

$Q_{річ.о}$  – річне витрачення теплоти на опалення

$n_{hw}$  – кількість діб роботи системи гарячого водопостачання на рік

### Скорочення

ІТП – індивідуальний тепловий пункт

ГВП – гаряче водопостачання

ТЕЦ – теплоелектроцентрально

							Арк.
							9
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Сучасні тенденції розвитку енергетичного сектору України визначають енергоефективність та раціональне використання ресурсів як ключові пріоритети державної політики. Значна частка споживання теплової енергії припадає на житлово-комунальне господарство, зокрема на багатоквартирні житлові будинки. В умовах зростання тарифів на енергоресурси та потреби у підвищенні комфорту проживання актуальним є впровадження інноваційних технічних рішень, що дозволяють забезпечити оптимальний розподіл теплової енергії та знизити її втрати.

Одним із найбільш ефективних технічних заходів у сфері тепlopостачання є встановлення індивідуальних теплових пунктів (ІТП). ІТП дозволяє автоматично регулювати параметри теплоносія відповідно до зовнішніх температурних умов, забезпечує стабільне гаряче водopостачання та рівномірний розподіл тепла у внутрішніх системах будівлі.

Наукова та практична цінність дослідження зумовлена необхідністю комплексного аналізу технічних, економічних та організаційних аспектів застосування індивідуальних теплових пунктів у житлових будинках. Важливим є обґрунтування доцільності їхнього впровадження в умовах міської інфраструктури Києва, що характеризується високою щільністю забудови та значними навантаженнями на централізовані системи тепlopостачання.

Метою даної магістерської роботи є дослідження принципів роботи, ефективності та особливостей проектування індивідуального теплового пункту для житлового будинку в місті Києві з урахуванням сучасних вимог до енергозбереження та нормативної бази України.

							Арк.
							10
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

# I. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

## 1.1 Витрати теплоти на опалення

Розрахункові витрати теплоти  $Q_o, \text{МВт}$

а) Житлові приміщення

$$Q_{o,жс} = 10^{-6} F_{жс} q_o, \quad (1.1)$$

де  $q_o$  – питома опалювальна характеристика будинку,  $\text{Вт/м}^2$ .

$$q_o = f(t_{p,o} = -22 \text{ } ^\circ\text{C}) = 155,7 \text{ Вт/м}^2 \text{ [21].}$$

$$Q_{o,жс} = 1556 \cdot 3170 \cdot 10^{-6} = 0,50 \text{ МВт.}$$

б) Вбудовані приміщення

$$Q_{o,з.} = k \cdot Q_{o,жс}, \quad (1.2)$$

де  $k$  – коефіцієнт, який враховує витрати теплоти на опалення житлових будинків. Встановлюю значення  $k = 0,25$ .

$$Q_{o,з.} = 0,25 \cdot 0,49 = 0,13 \text{ МВт.}$$

в) Сумарні витрати

$$Q_o = Q_{o,жс} + Q_{o,з.} = 0,50 + 0,13 = 0,63 \text{ МВт.}$$

Середні витрати теплоти на опалення  $Q_{o,ср.}, \text{МВт}$

$$Q_{o,ср.} = Q_o \cdot \left( \frac{t_{вн} - t_{ср.о}}{t_{p,o} - t_{вн}} \right), \quad (1.3)$$

$$Q_{o,ср.} = 0,63 \cdot \left( \frac{20+1,1}{22+20} \right) = 0,32 \text{ МВт.}$$

Річні витрати теплоти на опалення  $Q_{o,год}, \text{МДж/рік}$

$$Q_{o,p} = Q_{o,ср.} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.4)$$

$$Q_{o,p} = 0,32 \cdot 187 \cdot 24 \cdot 3600 = 5,05 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік.}$$

## 1.2 Витрати теплоти на гаряче водопостачання

Середні витрати за опалювальний період  $Q_{ср,звн}, \text{МВт}$

$$Q_{ср,звн} = 1,395 \cdot m_{жс} \cdot \frac{(a+b) \cdot (t_{з.с.} - t_{х.з.})}{24} \cdot 10^{-6}, \quad (1.5)$$

де  $a$  – норма споживання води в кілограмах при температурі  $55^\circ\text{C}$  для житлових будинків на одну людину за добу.

Встановлюю значення  $a = 120 \text{ кг/доба [1];}$

							Арк.
							11
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$b$  – норма споживання води в кілограмах при температурі  $55^{\circ}\text{C}$  для житлових будинків за добу.

Встановлюю значення  $b = 35 \text{ кг/доба}$  [1];

$t_{г.в.}$  – температура гарячої води в опалювальний період.

Встановлюю значення  $t_{г.в.} = 50^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{х.в.}$  – температура холодної води в опалювальний період.

Встановлюю значення  $t_{х.в.} = 4^{\circ}\text{C}$ .

$$Q_{ср.гвп} = 1,395 \cdot 360 \cdot \frac{(120+35) \cdot (50-4)}{24} \cdot 10^{-6} = 0,15 \text{ МВт.}$$

Витрати теплоти за літній період  $Q_{ср.л.гвп}$ , МВт

$$Q_{ср.л.гвп} = Q_{ср.гвп} \cdot \left( \frac{t_{г.в.} - t_{х.л.}}{t_{г.в.} - t_{х.в.}} \right) \cdot \beta, \quad (1.6)$$

де  $t_{х.л.}$  – температура водопровідної води в літній період.

Встановлюю значення  $t_{х.л.} = 10^{\circ}\text{C}$ ;

$\beta$  – коефіцієнт, який враховує зниження витрат води в літній період на ГВП.

Встановлюю значення  $\beta = 0,8$ .

$$Q_{ср.л.гвп} = 0,15 \cdot \left( \frac{50-10}{50-4} \right) \cdot 0,8 = 0,104 \text{ МВт.}$$

Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання  $Q_{max.гвп}$ , МВт

$$Q_{max.гвп} = Q_{ср.л.гвп} \cdot 2,4, \quad (1.7)$$

$$Q_{max.гвп} = 0,15 \cdot 2,4 = 0,36.$$

Річні витрати теплоти на гаряче водопостачання  $Q_{гвп.р}$ , МДж/рік

$$Q_{гвп.р} = [Q_{ср.гвп} \cdot n_o + Q_{ср.л.гвп} \cdot (350 - n_o)] \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.8)$$

$$Q_{гвп.р} = [0,5 \cdot 187 + 0,104 \cdot (350 - 187)] \cdot 24 \cdot 3600 = 3,95 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік.}$$

									Арк.
									12
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

Результати розрахунку зведені в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунку

Найменування навантаження		Позначення	Одиниця	Значення
Максимальні витрати теплоти				
Опалення житлових та вбудованих приміщень		$Q_o$	МВт	0,63
ГВП житлових та вбудованих приміщень		$Q_{max.gvp}$	МВт	0,36
ГВП житлових та вбудованих приміщень	Опалювальний період	$!Q_{ср.gvp}$	МВт	0,15
	Літній період	$!Q_{ср.л.gvp}$		0,104
Сумарне навантаження		$Q_{\Sigma}$	МВт	0,99
Річні витрати теплоти				
Опалення житлових та вбудованих приміщень		$Q_{o.p}$	$\frac{МДж}{рік}$	$5,05 \cdot 10^6$
ГВП житлових та вбудованих приміщень		$Q_{gvp.p}$	$\frac{МДж}{рік}$	$3,95 \cdot 10^6$
Сумарне навантаження		$Q_{\Sigma}$	$\frac{МДж}{рік}$	$9 \cdot 10^6$

Примітка: значення  $!Q_{ср.gvp}$  та  $!Q_{ср.л.gvp}$  в сумарне навантаження не входять.

#### Висновок:

Проведено розрахунок витрати теплоти на опалення та витрати теплоти на гаряче водопостачання, також визначені максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання та річні витрати на гаряче водопостачання.

							Арк.
							13
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## II. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

### 2.1 Контрольний розрахунок системи ГВП

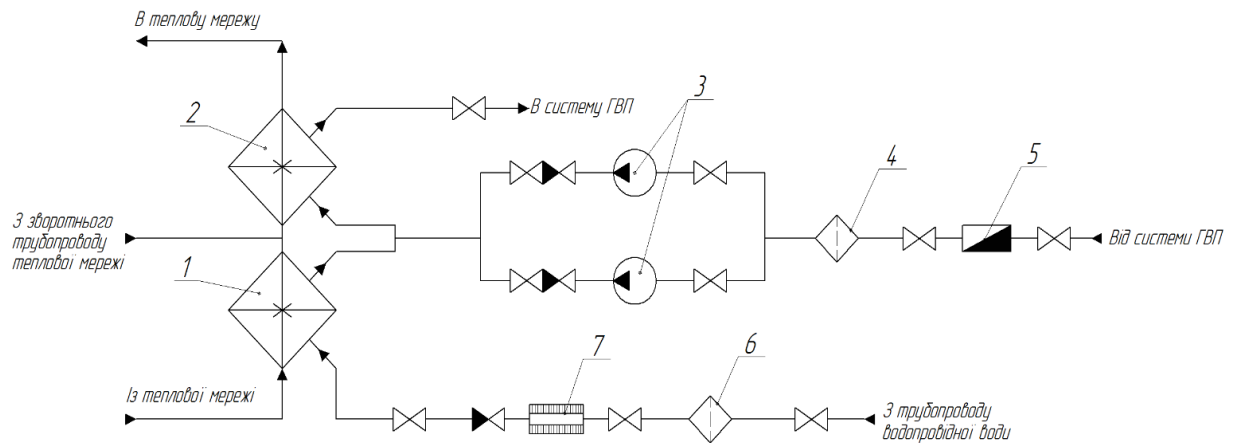
Відношення витрат тепла на опалення і гаряче водопостачання

$$A = \frac{Q_{\text{max.гвп}}}{Q_o}, \quad (2.1)$$
$$A = \frac{0,36}{0,63} = 0,57.$$

Так як,  $0,2 \leq A = 0,57 \leq 1,0$ , то обираю до установки двоступінчасту змішану схему.

### 2.2 Схема підключення підігрівників ГВП

Схема підключення підігрівників гарячого водопостачання показана на рисунку 2.1



- 1 – підігрівник ГВП 1 ступені; 2 – підігрівник ГВП 2 ступені;  
3 – циркуляційні насоси; 4, 6 – фільтр; 5 – лічильник;  
7 – прилад магнітної обробки води

Рисунок 2.1 – Схема підключення підігрівників ГВП

							Арк.
							14
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## 2.3 Розрахунок схеми водопідігрівачів

Проектування схеми підігрівачів здійснюється при найнижчому значенні температури теплоносія в прямій лінії теплової мережі, що відповідає точці зміни нахилу температурного графіка.

Температура навколишнього середовища в точці зламу температурного графіка,  $t_{зл.з}, ^\circ C$

$$t_{зл.з} = t_{ен} - \phi_{зл.о} \cdot (t_{ен} - t_{р.о.}), \quad (2.2)$$

де  $\phi_{зл.о}$  – опалювальний коефіцієнт.

$$\phi_{зл.о} = \frac{t_{мин.м.под}^{0.4 \cdot n} (t_{р.о.ср}^p - t_{ен}^p)}{t_{р.м.под} - t_{ен}}, \quad (2.3)$$

де  $t_{мин.м.под}$  – мінімальна температура мережної води в точці зламу температурного графіка. Встановлюю значення  $t_{мин.м.под}$ ;

$t_{р.о.ср.}$  – середня температура води в опалювальних приладах,  $^\circ C$ ;

$n$  – коефіцієнт, прийнятий при русі води в опалювальних приладах зверху-вниз. Встановлюю значення  $n = 0,32$ .

$t_{р.о.ср.}$  – середня температура води в опалювальних приладах,  $^\circ C$ .

$$t_{р.о.ср.} = \frac{t_{р.о.под} + t_{р.о.звор.}}{2}, \quad (2.4)$$

де  $t_{р.о.под.}$ ,  $t_{р.о.звор.}$  – відповідно розрахунки температури води на систему опалення в подаючому і зворотному трубопроводах,  $^\circ C$ .

$$t_{р.о.ср.} = \frac{95 + 70}{2} = 83,5^\circ C.$$

$$\phi_{зл.о} = \frac{70 - 20 - \frac{0.4 \cdot 0.32}{1 + 0.32} \cdot (82,5 - 20)}{150 - 20} = 0,34.$$

Тоді температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка

$$t_{зл.з} = 20 - 0,34 \cdot (20 + 22) = 5,9^\circ C.$$

Температура мережної води в зворотному трубопроводі

$$t_{мин.м.звор.} = \frac{t_{ен}^p - t_{зл.з}^p}{t_{р.о.ср.}^p - t_{ен}^p}, \quad (2.5)$$

							Арк.
							15
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

де  $t_{p.m.под}$ ,  $t_{p.m.згор}$  – відповідно розрахункові температури мережної води в подаючому і зворотному трубопроводах, °С.

$$t_{p.m.згор} = \frac{\min \frac{20-5,9}{20+22}}{20} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура води після першої ступені підігрівника

$$t_n = t_{min.m.згор}, \quad (2.6)$$

де  $\delta$  – недогрів мережної води ( $\delta=6...10$  °С). Встановлюю значення  $\delta=10$  °С.

$$t_n = 44,2 - 10 = 34,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплові навантаження водопідігрівачів ГВП

а) Теплове навантаження першої ступені

$$Q_1 = Q_{max} \frac{t_n - t_x}{t_z - t_x}, \quad (2.7)$$

де  $t_x$  – температура холодної води. Встановлюю значення  $t_x = 5$  °С;

$t_z$  – температура гарячої води. Встановлюю значення  $t_z = 55$  °С.

$$Q_1 = 0,350 \cdot \frac{34,2 - 5}{55 - 5} = 0,21 \text{ МВт}.$$

б) Теплове навантаження другої ступені

$$Q_2 = Q_{max.згор}, \quad (2.8)$$

$$Q_2 = 0,350 - 0,21 = 0,14 \text{ МВт}.$$

Масова витрата гарячої води

$$G_H = \frac{Q_{max.згор}}{c_p \cdot (t_z - t_x)}, \quad (2.9)$$

де  $c_p$  – масова теплоємність води. Встановлюю значення  $c_p = 4,187$  кДж/(кг · К).

$$G_H = \frac{0,350 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (55 - 5)} = 1,69 \text{ кг/с}.$$

Витрата мережної води в другій ступені підігрівача гарячої води

$$G_{z2} = \frac{Q_2 \cdot 10^3}{c_p \cdot (t_{min.m.под})}, \quad (2.10)$$

$$G_{z2} = \frac{0,14 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (70 - 44,2)} = 1,36 \text{ кг/с}.$$

							Арк.
							16
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Розрахункова витрата тепла на опалення при зовнішній температурі, що відповідає точці зміни режиму температурного графіка.

$$Q_{зт.о} = Q_o \cdot \frac{t_{сн}^p - t_3^{зт}}{t_{сн}^p - t_{р.о.}}, \quad (2.11)$$

$$Q_{зт.о} = 0,618 \cdot \frac{20 - 5,8}{20 + 22} = 0,199 \text{ МВт}.$$

Витрата мережної води на опалення в точці зламу

$$G_{зт.м.о} = \frac{Q_{зт.о} \cdot 10^3}{c_p \cdot (t_{м.згор}^{min} - t_{м.згор}^{min})}, \quad (2.12)$$

$$G_{зт.м.о} = \frac{0,199 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (70 - 44,2)} = 1,85 \text{ кг/с}.$$

Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача

$$G_{с1} = \phi \cdot (G_{с2} + G_{зт.м.о}), \quad (2.13)$$

де  $\phi$  – коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, що не попадає в першу ступінь підігрівача. Встановлюю значення  $\phi=0,85$ .

$$G_{с1} = 0,85 \cdot (1,36 + 1,85) = 2,86 \text{ кг/с}.$$

Температура мережної води на виході з першої ступені підігрівача

$$t_2'' = t_{м.згор} - \frac{min Q_1 \cdot 10^3}{c_p \cdot G_{с1}}, \quad (2.14)$$

$$t_2'' = 44,2 - \frac{0,204 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 2,71} = 26,4^\circ \text{C}.$$

## 2.4 Розрахунок підігрівача першої ступені

Середньологарифмічна різниця температур

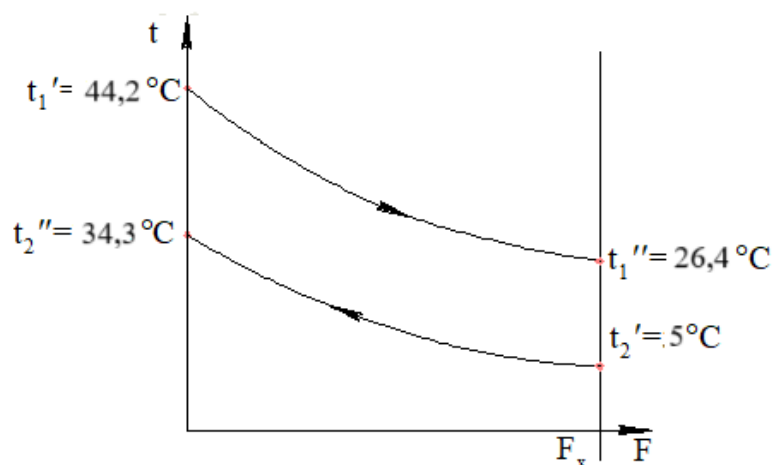


Рисунок 2.2 – Графік зміни температур теплоносіїв

							Арк.
							17
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Середній температурний напір при протитечії

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (2.15)$$

де  $\Delta t_{\delta}$ ,  $\Delta t_{\mathcal{M}}$  – відповідно більша і менша різниця температур, °С.

$$\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2' = 26,4 - 5 = 21,4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_1' - t_2'' = 44,2 - 34,3 = 9,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір дорівнює

$$\bar{\Delta t} = \frac{21,4 - 9,9}{\ln \frac{21,4}{9,9}} = 14,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки  $K_1$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

а) Середня температура гріючого теплоносія

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{44,2 + 26,2}{2} = 35,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Фізичні властивості гріючого теплоносія в залежності від середньої температури  $t_{cp1} = 35,4\text{C}$  [2]:

- густина води  $\rho_1 = 993,88 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_1 = 62,68 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_1 = 0,729 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- число Прандтля  $\text{Pr}_{c1} = 4,843$ ;
- коефіцієнт температуропровідності  $a_1 = 15,11 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ .

б) Середня температура гріючого теплоносія

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{5 + 34,2}{2} = 19,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Фізичні властивості гріючого теплоносія в залежності від середньої температури  $t_{cp2} = 19,6\text{C}$  [2]:

- густина води  $\rho_2 = 998,3 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_2 = 59,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_2 = 1,018 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- число Прандтля  $\text{Pr}_{c2} = 7,120$ ;
- коефіцієнт температуропровідності  $a_2 = 14,28 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ .

в) Швидкість мережної води в каналі

							Арк.
							18
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{G_{c1}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (2.16)$$

де  $z_1$  – кількість каналів у теплообміннику з гріючої сторони. Приймаю значення  $z_1=6$  шт;

$f_1$  – площа поперечного перерізу каналу, м<sup>2</sup>.

Приймаю до розрахунку пластинчатий теплообмінник типу Р-0,3р з наступними характеристиками [3]:

- площа поперечного перерізу каналу  $f_1=0,0011$  м<sup>2</sup>;
- поверхня теплообміну однієї пластини  $f_{\text{п}}=0,3$  м<sup>2</sup>;
- еквівалентний діаметр каналу  $d_3=0,008$  м;
- товщина стінки пластини  $\delta_{\text{ст}}=0,001$  м.

$$W_1 = \frac{2,71}{6 \cdot 0,0011 \cdot 993,88} = 0,41 \text{ м/с.}$$

г) Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{\text{екв}}}, \quad (2.17)$$

де  $Nu_1$  – критерій Нуссельта.

Для режиму критерій Нуссельта визначаю по формулі

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (2.18)$$

де  $Re_1$  – число Рейнольдса;

$Pr_1$  – число Прандтля.

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1}, \quad (2.19)$$

$$Re_1 = \frac{0,41 \cdot 0,008}{0,729 \cdot 10^{-6}} = 4498.$$

Число Прандтля розраховую за формулою

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1}, \quad (2.20)$$

$$Pr_1 = \frac{0,729 \cdot 10^{-6}}{15,11 \cdot 10^{-8}} = 4,827.$$

Тоді

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 4498^{0,73} \cdot 4,827^{0,43} \cdot \left( \frac{4,825}{4,843} \right)^{0,25} = 124.$$

							Арк.
							19
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = 123 \cdot \frac{62,68 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 9638 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

д) Швидкість нагріваємої води у каналі

$$W_2 = \frac{G_H}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (2.21)$$

де  $z_2$  – кількість каналів у теплообміннику зі сторони, що нагрівається.

Встановлюю значення  $z_2 = z_1 - 1 = 5$  шт.

$$W_2 = \frac{1,67}{5 \cdot 0,0011 \cdot 998,3} = 0,31 \text{ м}/\text{с}.$$

е) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, що нагрівається,  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_3}, \quad (2.22)$$

$Nu_2$  – критерій Нуссельта, для режиму обчислюю по формулі 2.18.

Число Рейнольдса обчислюю по формулі 2.19

$$Re_2 = \frac{0,31 \cdot 0,008}{1,018 \cdot 10^{-6}} = 2359.$$

Число Прандтля обчислюю по формулі 2.20

$$Pr_2 = \frac{1,018 \cdot 10^{-6}}{14,28 \cdot 10^{-8}} = 7,131.$$

Тоді

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 2359^{0,73} \cdot 7,131^{0,43} \cdot \left(\frac{7,129}{7,120}\right)^{0,25} = 92.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = 92 \cdot \frac{59,8 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 6804 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

ж) Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_3}, \quad (2.23)$$

де  $\beta$  – поправка, що враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному перерізі. Встановлюю значення  $\beta = 0,7$  [4];

$R_3$  – термічний опір забруднень на стінці. Встановлюю значення

$$R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$\lambda_{cm}$  – коефіцієнт теплопровідності стали. Приймаю для матеріалу пластин

$$1X18H9T \quad \lambda_{cm} = f\left(\frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{35,4 + 19,6}{2} = 27,5^\circ\text{C}\right) = 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) [2].$$

						Арк.
						20
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата	

$$K_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{9638} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{6804} + 0,00023} = 1289 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площа поверхні теплообміну апарата

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (2.24)$$

$$F_1 = \frac{0,204 \cdot 10^6}{1289 \cdot 14,9} = 10,7 \text{ м}^2.$$

Встановлюю значення, з урахуванням росту забруднень, площу поверхні теплообміну  $F_a = 12,5 \text{ м}^2$ .

Площа поперечного переріза пакета

$$f_n = \frac{G}{\rho \cdot W}. \quad (2.25)$$

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$f_{n1} = \frac{2,71}{993,88 \cdot 0,41} = 0,0068 \text{ м}^2.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$f_{n2} = \frac{1,67}{993,88 \cdot 0,30} = 0,0057 \text{ м}^2.$$

Кількість каналів в одному пакеті

$$m = \frac{f_n}{f_1}. \quad (2.26)$$

1) Для гарячого теплоносія

$$m_1 = \frac{0,0068}{0,0011} = 6,10.$$

Встановлюю значення  $m_1 = 6$  шт.

2) Для холодного теплоносія

$$m_2 = \frac{0,0057}{0,0011} = 5,10.$$

Встановлюю значення  $m_2 = 5$  шт.

Число пластин в одному пакеті

1) Для гарячого теплоносія  $n_1 = 2 \cdot m_1 = 2 \cdot 6 = 12 \text{ шт.}$

2) Для холодного теплоносія  $n_2 = 2 \cdot m_2 = 2 \cdot 5 = 10 \text{ шт.}$

Поверхня теплообміну одного пакета

1) Для гарячого теплоносія  $F_{n1} = f_n \cdot n_1 = 0,3 \cdot 12 = 3,6 \text{ м}^2.$

2) Для холодного теплоносія  $F_{n2} = f_n \cdot n_2 = 0,3 \cdot 10 = 3,0 \text{ м}^2.$

							Арк.
							21
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Кількість пакетів в апараті

$$X = \frac{F}{F_n}. \quad (2.27)$$

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$X_1 = \frac{12,5}{6} = 2,1.$$

Встановлюю значення  $X_1 = 3$ .

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$X_2 = \frac{12,5}{5} = 2,5.$$

Встановлюю значення  $X_2 = 3$ .

Число пластин в апараті

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_n}{f_n}, \quad (2.28)$$

$$n = \frac{12,5 + 2 \cdot 0,3}{0,3} = 44 \text{шт.}$$

Площа поперечного перерізу пакетів

$$f_n = f_1 \cdot m. \quad (2.29)$$

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$f_{n1} = 0,0011 \cdot 6 = 0,0066 \text{ м}^2.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$f_{n2} = 0,0011 \cdot 5 = 0,0055 \text{ м}^2.$$

Швидкість мережної води в каналі:

1) Швидкість гарячої води у каналі

$$W_1 = \frac{2,71}{0,0066 \cdot 993,88} = 0,41 \text{ м/с.}$$

2) Швидкість нагрівання води у каналі

$$W_2 = \frac{1,67}{0,0055 \cdot 998,3} = 0,30 \text{ м/с.}$$

Обрана площа поверхні теплообміну  $F_a = 12,5 \text{ м}^2$  та схема компоновки достатні для заданих умов.

Коефіцієнти загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу

$$\zeta_1 = \frac{15}{Re^{0,25}}. \quad (2.30)$$

							Арк.
							22
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$\zeta_1 = \frac{15}{4499^{0,25}} = 1,84;$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$\zeta_2 = \frac{15}{2358^{0,25}} = 2,16.$$

Гідравлічний опір пакетів пластин

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{L_n}{d_3} \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot X \cdot 10^{-3}. \quad (2.31)$$

де  $L_n$  – приведена довжина одного каналу. Встановлюю значення  $L_n = 1,12\text{м}$  [3].

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$\Delta P_1 = 1,83 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 993,88 \cdot \frac{0,41^2}{2} \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 64,3\text{кПа}.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$\Delta P_2 = 2,15 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 998,3 \cdot \frac{0,30^2}{2} \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 40,7\text{кПа}.$$

Швидкості руху теплоносіїв у штуцерах

$$W_{шт} = \frac{4 \cdot G}{\rho \cdot \pi \cdot D_y^2}. \quad (2.32)$$

де  $D_y$  – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера. Встановлюю значення  $D_y = 0,065\text{ м}$  [3].

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$W_{шт1} = \frac{4 \cdot 2,71}{993,88 \cdot \pi \cdot 0,065^2} = \frac{0,82\text{м}}{\text{с}}.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot 1,67}{998,3 \cdot \pi \cdot 0,065^2} = \frac{0,50\text{м}}{\text{с}}.$$

Отже, швидкості теплоносіїв у штуцерах менше граничних

( $W_{шт1} = \frac{0,82\text{м}}{\text{с}} < 2,5\text{ м/с}$  та  $W_{шт2} = \frac{0,50\text{м}}{\text{с}} < 2,5\text{ м/с}$ ), то місцевий опір штуцерів

врахований при розрахунку коефіцієнтів  $\zeta_1$  і  $\zeta_2$ .

							Арк.
							23
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## 2.5 Розрахунок підігрівника другої ступені

Прорахунок підігрівача ГВП другої ступені виконую аналогічно п. 2.4.

Середньологарифмічна різниця температур

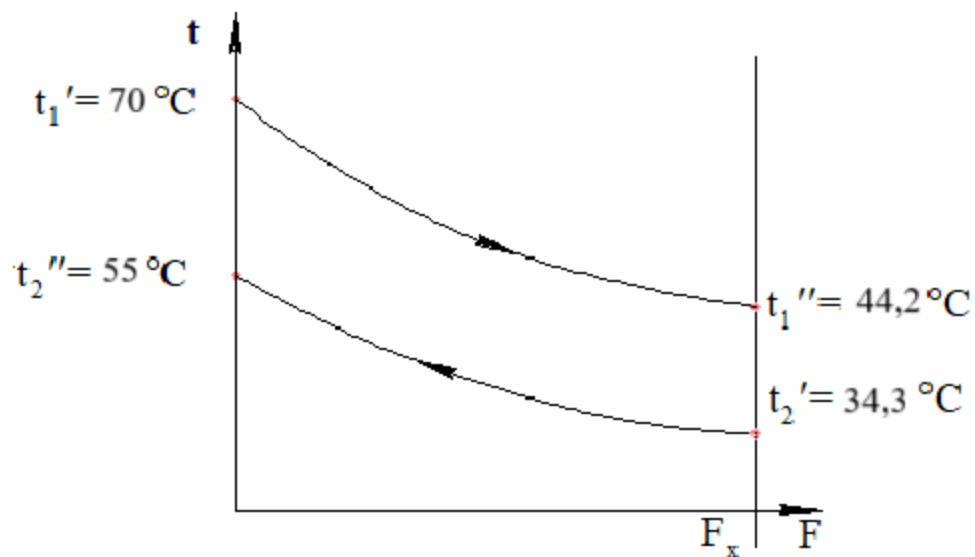


Рисунок 2.3 – Графік зміни температур теплоносіїв

Середній температурний напір при протічанні обчислюю по формулі 2.15

Більша різниця температур  $\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2'' = 70 - 55 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Менша різниця температур  $\Delta t_{\mu} = t_1'' - t_2' = 44,2 - 34,3 = 9,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Тоді середній температурний напір дорівнює

$$\bar{\Delta t} = \frac{15-9,9}{\ln \frac{15}{9,9}} = 12,4 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки  $K_1$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

а) Середня температура гріючого теплоносія

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{70 + 44,2}{2} = 57,2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Фізичні властивості гріючого теплоносія в залежності від середньої температури  $t_{cp1} = 57,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$  [2]:

- густина води  $\rho_1 = 984,6 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_1 = 65,58 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_1 = 0,501 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- число Прандтля  $\text{Pr}_{cl} = 3,142$ ;
- коефіцієнт температуропровідності  $a_1 = 15,91 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ .

							Арк.
							24
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

б) Середня температура гріючого теплоносія

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{34,2 + 55}{2} = 44,6^\circ\text{C}.$$

Фізичні властивості гріючого теплоносія в залежності від середньої температури  $t_{cp2} = 44,6^\circ\text{C}$  [2]:

- густина води  $\rho_2 = 990,3 \text{ кг/м}^3$ ;
- коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_2 = 64,1 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_2 = 0,612 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- число Прандтля  $Pr_{c2} = 3,956$ ;
- коефіцієнт температуропровідності  $a_2 = 15,48 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ .

в) Швидкість мережної води в каналі

$$W_1 = \frac{G_{c2}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (2.33)$$

де  $z_1$  – кількість каналів у теплообміннику з гріючої сторони. Встановлюю значення  $z_1 = 4$  шт;

$f_1$  – площа поперечного перерізу каналу,  $\text{м}^2$ .

Встановлюю значення до розрахунку пластинчатий теплообмінник типу Р-0,3р з наступними характеристиками [3]:

- площа поперечного перерізу каналу  $f_1 = 0,0011 \text{ м}^2$ ;
- поверхня теплообміну однієї пластини  $f_{\text{п}} = 0,3 \text{ м}^2$ ;
- еквівалентний діаметр каналу  $d_3 = 0,008 \text{ м}$ ;
- товщина стінки пластини  $\delta_{\text{ст}} = 0,001 \text{ м}$ .

$$W_1 = \frac{1,35}{4 \cdot 0,0011 \cdot 984,6} = 0,31 \text{ м/с}.$$

г) Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  обчислюю по формулі 2.17

Число Рейнольдса обчислюю по формулі 2.19

$$Re_1 = \frac{0,31 \cdot 0,008}{0,501 \cdot 10^{-6}} = 4950.$$

Число Прандтля розраховую за формулою 2.20

$$Pr_1 = \frac{0,501 \cdot 10^{-6}}{15,91 \cdot 10^{-8}} = 3,15.$$

Для турбулентного режиму критерій Нуссельта визначаю по формулі 2.18

							Арк.
							25
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$N_{u1} = 0,135 \cdot 4950^{0,73} \cdot 3,149^{0,43} \cdot \left(\frac{3,15}{3,142}\right)^{0,25} = 111.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = 111 \cdot \frac{65,58 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 9018 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

д) Швидкість нагрівання води у каналі обчислюю по формулі 2.21

Приймаю кількість каналів у теплообміннику зі сторони, що нагрівається  
 $z_2 = z_1 - 1 = 3$  шт.

$$W_2 = \frac{1,67}{3 \cdot 0,0011 \cdot 990,3} = 0,51 \text{ м}/\text{с}.$$

е) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, що нагрівається обчислюю по формулі 2.22

Число Рейнольдса обчислюю по формулі 2.19

$$Re_2 = \frac{0,51 \cdot 0,008}{0,612 \cdot 10^{-6}} = 6668.$$

Число Прандтля обчислюю по формулі 2.20

$$Pr_2 = \frac{0,612 \cdot 10^{-6}}{15,48 \cdot 10^{-8}} = 3,954.$$

Критерій Нуссельта обчислюю по формулі 2.18.

$$N_{u2} = 0,135 \cdot 6668^{0,73} \cdot 3,954^{0,43} \cdot \left(\frac{3,954}{3,956}\right)^{0,25} = 152.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = 151 \cdot \frac{64,1 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 12099 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

ж) Коефіцієнт теплопередачі обчислюю по формулі 2.23

Встановлюю значення для матеріалу пластин 1Х18Н9Т

$$\lambda_{cm} = f\left(\frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{57,1 + 44,6}{2} = 50,85^\circ \text{C}\right) = 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) [2].20$$

$$K_2 = \frac{0,7}{\frac{1}{9018} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{12099} + 0,00023} = 1442 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площа поверхні теплообміну апарата

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \cdot \Delta t_2}, \quad (2.34)$$

$$F_2 = \frac{0,146 \cdot 10^6}{1442 \cdot 12,3} = 8,3 \text{ м}^2.$$

Приймаю, з урахуванням росту забруднень, площу поверхні теплообміну  
 $F_a = 10 \text{ м}^2.$

							Арк.
							26
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Площу поперечного перерізу пакета прораховую по формулі 2.25

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$f_{n1} = \frac{1,35}{984,7 \cdot 0,31} = 0,0045 \text{ м}^2.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$f_{n2} = \frac{1,67}{990,3 \cdot 0,51} = 0,0034 \text{ м}^2.$$

Кількість каналів в одному пакеті прораховую по формулі 2.26

1) Для гарячого теплоносія

$$m_1 = \frac{0,0045}{0,0011} = 4.$$

Встановлюю значення  $m_1=4$  шт.

2) Для холодного теплоносія

$$m_2 = \frac{0,0034}{0,0011} = 3.$$

Встановлюю значення  $m_2=3$  шт.

Число пластин в одному пакеті

1) Для гарячого теплоносія  $n_1 = 2 \cdot m_1 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт.}$

2) Для холодного теплоносія  $n_2 = 2 \cdot m_2 = 2 \cdot 3 = 6 \text{ шт.}$

Поверхня теплообміну одного пакета

1) Для гарячого теплоносія  $F_{n1} = f_n \cdot n_1 = 0,3 \cdot 8 = 2,4 \text{ м}^2.$

2) Для холодного теплоносія  $F_{n2} = f_n \cdot n_2 = 0,3 \cdot 6 = 1,8 \text{ м}^2.$

Кількість пакетів в апараті прораховую по формулі 2.27

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$X_1 = \frac{10}{4} = 2,5.$$

Встановлюю значення  $X_1=3$ .

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$X_2 = \frac{10}{3} = 3,3.$$

Встановлюю значення  $X_2=3$ .

Число пластин в апараті прораховую по формулі 2.28

$$n = \frac{10+2 \cdot 0,3}{0,3} = 35,3 \text{ шт.}$$

							Арк.
							27
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Встановлюю значення  $n = 36шт.$

Площа поперечного перерізу пакетів обчислюю по формулі 2.29

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$f_{n1} = 0,0011 \cdot 4 = 0,0044 м^2.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$f_{n2} = 0,0011 \cdot 3 = 0,0033 м^2.$$

Уточнюю швидкість мережної води в каналі

1) Швидкість нагрівання води у каналі

$$W_1 = \frac{1,35}{0,0044 \cdot 984,6} = 0,32 м/с.$$

2) Швидкість нагрівання води у каналі

$$W_2 = \frac{1,67}{0,0033 \cdot 990,3} = 0,52 м/с.$$

Площа поверхні теплообміну  $F_a=10 м^2$  та схема збору задовольняють задані умови.

Коефіцієнти загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу обчислюю по формулі 2.30

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$\zeta_1 = \frac{15}{4950^{0,25}} = 1,9.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$\zeta_2 = \frac{15}{6667^{0,25}} = 1,68.$$

Гідравлічний опір пакетів пластин обчислюю по формулі 2.31

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$\Delta P_1 = 1,9 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 984,7 \cdot \frac{0,31^2}{2} \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 35,6 кПа.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$\Delta P_2 = 1,68 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 990,3 \cdot \frac{0,51^2}{2} \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 89,8 кПа.$$

Перевіримо швидкості руху теплоносіїв у штуцерах по формулі 2.32

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

							Арк.
							28
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$W_{шт1} = \frac{4 \cdot 1,35}{984,7 \cdot \pi \cdot 0,065^2} = \frac{0,41m}{c}.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot 1,67}{990,3 \cdot \pi \cdot 0,065^2} = \frac{0,51m}{c}.$$

Швидкості теплоносіїв у штуцерах менше граничних ( $W_{шт1} = \frac{0,41m}{c} < 2,5 \text{ м/с}$  та  $W_{шт2} = \frac{0,51m}{c} < 2,5 \text{ м/с}$ ), то місцевий опір штуцерів врахований при розрахунку коефіцієнтів  $\zeta_1$  і  $\zeta_2$ .

#### Висновок:

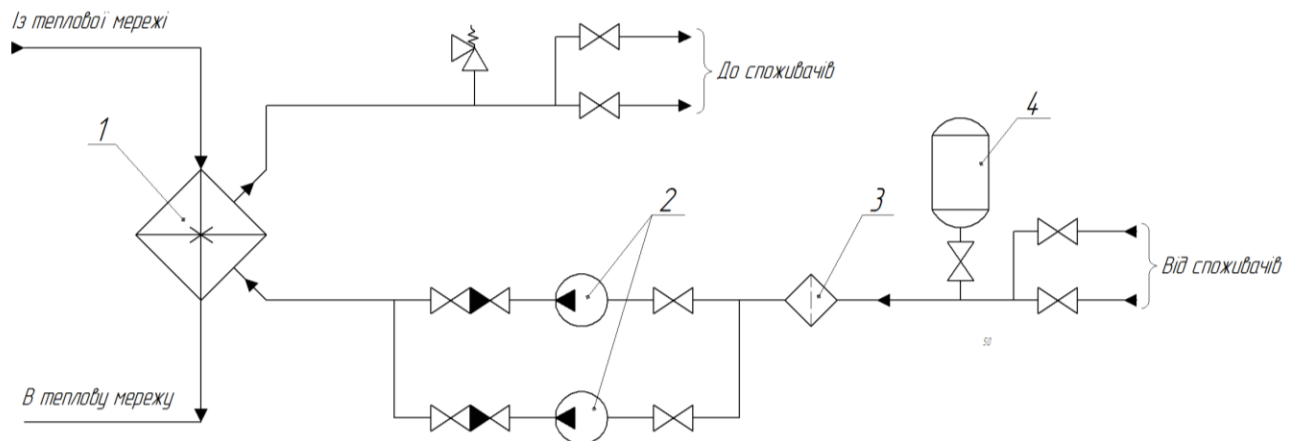
Проведено розрахунок системи гарячого водопостачання, описана схема підключення підігрівників гарячого водопостачання, а також проведено розрахунок підігрівників першого та другого ступенів. Розраховано коефіцієнт тепловіддачі та коефіцієнт загального гідравлічного опору.

									Арк.
									29
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

### III. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

#### 3.1 Схема підключення підігрівника опалення

Схема підключення підігрівника опалення дана на рисунку 3.1



1 – підігрівник опалення; 2 – циркуляційні насоси;

3 – фільтр; 4 – розширювальний бак

Рисунок 3.1 – Схема підключення підігрівника опалення

#### 3.2 Розрахунок підігрівника опалення

Середньологарифмічна різниця температур

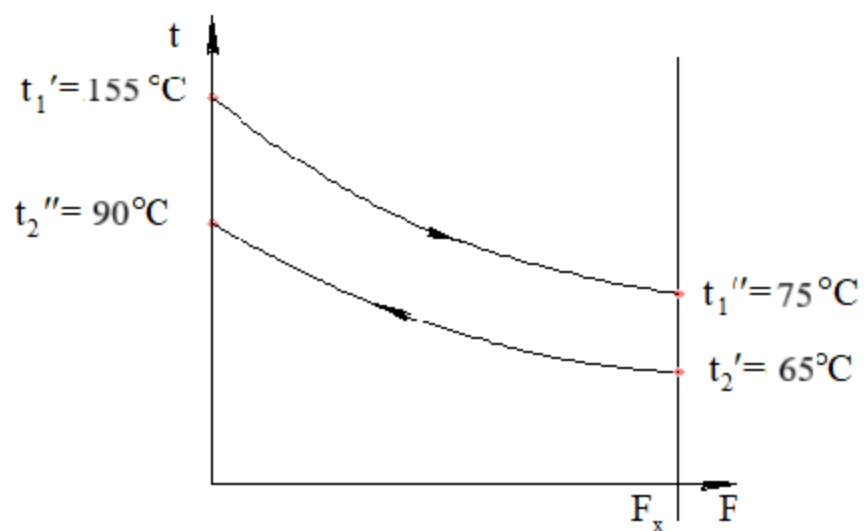


Рисунок 3.2 – Графік зміни температур теплоносіїв

							Арк.
							30
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Середній температурний напір при протитечії

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (3.1)$$

де  $\Delta t_{\delta}, \Delta t_{\mathcal{M}}$  – відповідно більша і менша різниця температур, °С.

У розрахунках температура води в зворотному трубопроводі системи опалення вважається на 2 °С нижчою, ніж температура води в зворотному трубопроводі теплової мережі.

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2'' = 155 - 90 = 65 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_1'' - t_2' = 75 - 65 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір дорівнює

$$\Delta t = \frac{65-10}{\ln \frac{65}{10}} = 18,0 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки  $K_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

а) Середня температура гріючого теплоносія

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{155 + 75}{2} = 115 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Фізичні властивості гріючого теплоносія в залежності від середньої температури  $t_{cp1} = 115 \text{ }^{\circ}\text{C}$  [3]:

- густина води  $\rho_1 = 951,0 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- число Прандтля  $\text{Pr}_{c1} = 1,60$ ;
- коефіцієнт температуропровідності  $a_1 = 17,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ .

б) Середня температура нагріваемого теплоносія

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{65 + 90}{2} = 77,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

							Арк.
							31
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Фізичні властивості нагріваючого теплоносія в залежності від середньої температури  $t_{cp2} = 77,5^\circ C$  [3]:

- густина води  $\rho_2 = 970,8 \text{ кг/м}^3$ ;
- коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_2 = 67,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_2 = 0,359 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- число Прандтля  $\text{Pr}_{c2}=2,171$ ;
- коефіцієнт температуропровідності  $a_2 = 16,63 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ .

в) Швидкість мережної води в каналі

$$W_1 = \frac{G_o}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (3.2)$$

де  $z_1$  – кількість каналів у теплообміннику з гріючої сторони.

Встановлюю значення  $z_1=5$  шт;

$f_1$  – площа поперечного перерізу каналу,  $\text{м}^2$ .

$G_o$  – витрата мережної води на опалення,  $\text{кг/с}$ .

$$G_o = \frac{Q_o}{c_p \cdot (t_{под1} - t_{зсop1})}, \quad (3.3)$$

$$G_o = \frac{0,618 \cdot 10^3}{4,193 \cdot (155 - 75)} = 1,85 \text{ кг/с}.$$

Приймаю до розрахунку пластинчатий теплообмінник типу Р-0,3р з наступними характеристиками [2]:

- площа поперечного перерізу каналу  $f_1=0,0011 \text{ м}^2$ ;
- поверхня теплообміну однієї пластини  $f_{п}=0,3 \text{ м}^2$ ;
- еквівалентний діаметр каналу  $d_3=0,008 \text{ м}$ ;
- товщина стінки пластини  $\delta_{ст}=0,001 \text{ м}$ .

$$W_1 = \frac{1,85}{5 \cdot 0,0011 \cdot 951,0} = 0,34 \text{ м/с}.$$

							Арк.
							32
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

г) Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{екв}}, \quad (3.4)$$

де  $Nu_1$  – критерій Нуссельта.

Для турбулентного режиму критерій Нуссельта визначаю по формулі

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{с1}}\right)^{0,25}, \quad (3.5)$$

де  $Re_1$  – число Рейнольдса;

$Pr_1$  – число Прандтля.

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1}, \quad (3.6)$$

$$Re_1 = \frac{0,34 \cdot 0,008}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 10293.$$

Число Прандтля розраховую за формулою

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{\alpha_1}, \quad (3.7)$$

$$Pr_1 = \frac{0,272 \cdot 10^{-6}}{17,0 \cdot 10^{-8}} = 1,5.$$

Тоді

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 10293^{0,73} \cdot 1,5^{0,43} \cdot \left(\frac{1,5}{1,5}\right)^{0,25} = 145.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = 145 \cdot \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 11998 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

д) Швидкість нагрівання води у каналі

$$W_2 = \frac{G_{о,м}}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (3.8)$$

де  $z_2$  – кількість каналів у теплообміннику зі сторони, що нагрівається.

Встановлюю значення  $z_2 = z_1 + 1 = 6$  шт.

$G_{о,м}$  – витрата мережної води на опалення, кг/с.

$$G_{о,м} = \frac{Q_o}{c_p \cdot (t_{под2} - t_{згор2})}, \quad (3.9)$$

$$G_{о,м} = \frac{0,618 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (90 - 65)} = 5,9 \text{ кг}/\text{с}.$$

$$W_2 = \frac{5,9}{6 \cdot 0,0011 \cdot 970,8} = 0,85 \text{ м}/\text{с}.$$

							Арк.
							33
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

е) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, що нагрівається,  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_s}, \quad (3.10)$$

Число Рейнольдса обчислюю по формулі 3.6

$$Re_2 = \frac{0,85 \cdot 0,008}{0,359 \cdot 10^{-6}} = 19166.$$

Число Прандтля обчислюю по формулі 3.7

$$Pr_2 = \frac{0,359 \cdot 10^{-6}}{16,63 \cdot 10^{-8}} = 2,158.$$

Критерій Нуссельта, для турбулентного режиму обчислюю по формулі 3.5.

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 19166^{0,73} \cdot 2,158^{0,43} \cdot \left(\frac{2,158}{2,172}\right)^{0,25} = 254.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = 254 \cdot \frac{67,5 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 21181 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

ж) Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_3}, \quad (3.11)$$

де  $\beta$  – поправка, що враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному перерізі. Встановлюю значення  $\beta=0,7$  [4];

$R_3$  – термічний опір забруднень на стінці. Встановлюю значення

$$R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$\lambda_{ст}$  – коефіцієнт теплопровідності стали. Приймаю для матеріалу пластин

$$1X18Н9Т \quad \lambda_{ст} = f\left(\frac{t_{сп1} + t_{сп2}}{2} = \frac{110 + 81,5}{2} = 95,87^\circ \text{C}\right) = 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) [2].$$

$$K_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{11988} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{21181} + 0,00023} = 1656 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площа поверхні теплообміну апарата

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (3.12)$$

$$F_1 = \frac{0,618 \cdot 10^6}{1656 \cdot 16,0} = 23,5 \text{ м}^2.$$

Приймаю, з урахуванням росту забруднень, площу поверхні теплообміну

$$F_a = 25 \text{ м}^2.$$

							Арк.
							34
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Площа поперечного переріза пакета

$$f_n = \frac{G}{\rho \cdot W}. \quad (3.13)$$

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$f_{n1} = \frac{1,85}{951,0 \cdot 0,35} = 0,0056 \text{ м}^2.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$f_{n2} = \frac{5,5}{970,8 \cdot 0,86} = 0,0067 \text{ м}^2.$$

Кількість каналів в одному пакеті

$$m = \frac{f_n}{f_1}. \quad (3.14)$$

1) Для гарячого теплоносія

$$m_1 = \frac{0,0056}{0,0011} = 5,09.$$

Встановлюю значення  $m_1=5$  шт.

2) Для холодного теплоносія

$$m_2 = \frac{0,0067}{0,0011} = 6,09.$$

Встановлюю значення  $m_2=6$  шт.

Число пластин в одному пакеті

1) Для гарячого теплоносія  $n_1 = 2 \cdot m_1 = 2 \cdot 5 = 10 \text{ шт.}$

2) Для холодного теплоносія  $n_2 = 2 \cdot m_2 = 2 \cdot 6 = 12 \text{ шт.}$

Поверхня теплообміну одного пакета

1) Для гарячого теплоносія  $F_{n1} = f_n \cdot n_1 = 0,3 \cdot 10 = 3,0 \text{ м}^2.$

2) Для холодного теплоносія  $F_{n2} = f_n \cdot n_2 = 0,3 \cdot 12 = 3,6 \text{ м}^2.$

Кількість пакетів в апараті

$$X = \frac{F}{F_n}. \quad (3.15)$$

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$X_1 = \frac{25}{5} = 5.$$

Встановлюю значення  $X_1=5$ .

							Арк.
							35
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$X_2 = \frac{25}{6} = 4,2.$$

Встановлюю значення  $X_2 = 5$ .

Число пластин в апараті

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_n}{f_n}, \quad (3.16)$$

$$n = \frac{25 + 2 \cdot 0,3}{0,3} = 85,4 \text{шт.}$$

Встановлюю значення  $n = 86 \text{шт.}$

Фактична площа поперечного переріза пакетів

$$f_n = f_1 \cdot m. \quad (3.17)$$

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$f_{n1} = 0,0011 \cdot 5 = 0,0055 \text{м}^2.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$f_{n2} = 0,0011 \cdot 6 = 0,0066 \text{м}^2.$$

Уточнюю швидкість мережної води в каналі

1) Швидкість гріючої води у каналі

$$W_1 = \frac{1,84}{0,0055 \cdot 951,0} = 0,351 \text{м/с.}$$

2) Швидкість нагріваємої води у каналі

$$W_2 = \frac{5,5}{0,0066 \cdot 970,8} = 0,862 \text{м/с.}$$

Обрана площа поверхні теплообміну  $F_a = 25 \text{ м}^2$  та схема компоновки достатні для заданих умов.

Коефіцієнти загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу

$$\zeta_1 = \frac{15}{Re^{0,25}}. \quad (3.18)$$

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$\zeta_1 = \frac{15}{10294^{0,25}} = 1,48;$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

							Арк.
							36
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$\zeta_2 = \frac{15}{19164^{0,25}} = 1,26.$$

Гідравлічний опір пакетів пластин

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot X \cdot 10^{-3}. \quad (3.19)$$

де  $L_n$  – приведена довжина одного каналу. Встановлюю значення  $L_n = 1,12\text{м}$  [2].

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$\Delta P_1 = 1,48 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 951,0 \cdot \frac{0,35^2}{2} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 60,9\text{кПа}.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$\Delta P_2 = 1,26 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 970,8 \cdot \frac{0,86^2}{2} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 319,3\text{кПа}.$$

Перевіримо швидкості руху теплоносіїв у штуцерах

$$W_{шт} = \frac{4 \cdot G}{\rho \cdot \pi \cdot D_y^2}. \quad (3.20)$$

де  $D_y$  – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера. Встановлюю значення  $D_y = 0,065\text{ м}$  [2].

1) По стороні ходу гарячого теплоносія

$$W_{шт1} = \frac{4 \cdot 1,84}{951,0 \cdot \pi \cdot 0,065^2} = 0,151\text{м/с}.$$

2) По стороні ходу холодного теплоносія

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot 5,5}{970,8 \cdot \pi \cdot 0,065^2} = 0,44\text{м/с}.$$

Так як швидкості теплоносіїв у штуцерах менше граничних ( $W_{шт1} = 0,151\text{м/с} < 2,5\text{ м/с}$  та  $W_{шт2} = 0,44\text{м/с} < 2,5\text{ м/с}$ ), то місцевий опір штуцерів врахований при розрахунку коефіцієнтів  $\zeta_1$  і  $\zeta_2$ .

Висновок:

Проведено опис схеми підключення підігрівника опалення, а також показано графічного середньологарифмічна різниця температур. Проведено розрахунок середньої температури гріючого теплоносія. Прораховано коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу і перевірив швидкість теплоносіїв у штуцерах.

							Арк.
							37
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## IV. ВУЗОЛ ОБЛІКУ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

### 4.1 Загальні відомості

**Вузол обліку теплової енергії** — це комплекс приладів та обладнання, призначений для вимірювання та реєстрації обсягу спожитої теплової енергії, а також параметрів теплоносія (температури, тиску, витрати).

Основна мета встановлення вузла обліку — забезпечення **комерційного обліку** фактично спожитих комунальних послуг, що є основою для справедливих і прозорих розрахунків між постачальником послуг та споживачами (власниками квартир/приміщень у будівлі).

Вузол комерційного обліку встановлюється на межі балансової належності, тобто на вводі інженерних мереж до будівлі, або в іншому місці якомога ближче до точки приєднання до зовнішніх мереж. Приміщення для встановлення має відповідати певним державним будівельним нормам (освітлення, захист від несанкціонованого доступу, захист від підтоплення тощо).[5]

### 4.2 Розрахунок витрати теплоносія

Опалювальний період

1) Максимальна розрахункова витрата води на опалення

а) Масова витрата води  $G_{max.o}$

$$G_{max.o} = \frac{3600 \cdot Q_o \cdot 10^3}{c \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (4.1)$$

де  $Q_o$  – розрахункові максимальні витрати теплоти на опалення, Вт;

$c$  – питома теплоємність води. Встановлюю значення  $c = \frac{4,19 \text{ кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ ;

$t_1$  – температура води в вхідному трубопроводі,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_2$  – температура води в зворотному трубопроводі,  $^\circ\text{C}$ .

$$G_{max.o} = \frac{3600 \cdot 0,618 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 6643 \text{ км/год.}$$

б) Об'ємна витрата води  $V_{max.o}$

$$V_{max.o} = \frac{G_{max.o}}{\rho}, \quad (4.2)$$

							Арк.
							38
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

де  $\rho$  – густина теплоносія. Задаю значення для води при  $t_1 = 150^\circ\text{C}$   $\rho = 917 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [3].

$$V_{\text{max.o}} = \frac{6643}{917} = 7,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

2) Максимальна розрахункова витрата води на гаряче водопостачання

а) Масова витрата води  $G_{\text{max.зеп}}$

$$G_{\text{max.зеп}} = \frac{3600 \cdot 0,55 \cdot Q_{\text{max.зеп}} \cdot 10^3}{c \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (4.3)$$

де  $Q_{\text{зеп}}^{\text{max}}$  – розрахункові максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання, Вт;

$t_1$  – температура води в вхідному трубопроводі системи ГВП,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_2$  – температура води в зворотному трубопроводі в точці зламу температурного графіка,  $^\circ\text{C}$ .

$$G_{\text{max.зеп}} = \frac{3600 \cdot 0,55 \cdot 0,350 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 44,2)} = 6416 \text{ кг/год}.$$

б) Об'ємна витрата води  $V_{\text{max.зеп}}$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_{\text{max.зеп}} = \frac{G_{\text{max.зеп}}}{\rho}, \quad (4.4)$$

де  $\rho$  – густина теплоносія. Встановлюю значення для води при  $t_1 = 70^\circ\text{C}$   $\rho = 978,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [3].

$$V_{\text{max.зеп}} = \frac{6415}{978,1} = 6,7 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3) Сумарна максимальна розрахункова об'ємна витрата води  $V_{\text{max.з}}$ ,  $\text{кг/год}$

$$V_{\text{max.з}} = V_{\text{max.o}} + K_3 \cdot V_{\text{max.зеп}}, \quad (4.5)$$

де  $K_3$  – коефіцієнт, що враховує частку середньої витрати води на гаряче водопостачання при регулюванні по навантаженню опалення. Встановлюю значення  $K_3=1$  [4].

$$V_{\text{max.з}} = 7,3 + 1 \cdot 6,7 = 13,9 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Літній період

1) Максимальна розрахункова витрата води на гаряче водопостачання

а) Масова витрата води  $G_{\text{max.зеп.л}}$

$$G_{\text{max.зеп.л}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{max.зеп}}}{c \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 10^3 \cdot \beta, \quad (4.6)$$

де  $t_1$  – температура води в вхідному трубопроводі,  $^\circ\text{C}$ ;

							Арк.
							39
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$t'_2$  – температура води після підігрівача в літній період, °C;

$\beta$  – коефіцієнт, який враховує зниження витрати води на гаряче водопостачання в літній період. Приймаю  $\beta=0,8$  [21].

$$G_{max.зеп.л} = \frac{3600 \cdot 0,350 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 30)} \cdot 0,8 = 6020 \text{ кг/год.}$$

б) Об'ємна витрата води  $V_{max.зеп.л}$ , м<sup>3</sup>/год

$$V_{max.зеп.л} = \frac{G_{max.зеп.л}}{\rho}, \quad (4.7)$$

де  $\rho$  – густина теплоносія. Приймаю для води при  $t'_1 = 70^\circ\text{C}$   $\rho = 978,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [3].

$$V_{max.зеп.л} = \frac{6020}{978,1} = 6,1 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2) Розрахункова мінімальна витрата води в двотрубних водяних теплових мережах  $V_{min}$ , м<sup>3</sup>/год

$$V_{min} = 0,2 \cdot V_{max.зеп.л}, \quad (4.8)$$

$$V_{min} = 0,2 \cdot 6,1 = 1,22 \text{ м}^3/\text{год}$$

### 4.3 Вибір теплолічильника для обліку теплової енергії

По каталогах приймаю для встановлення на подаючому та зворотному трубопроводах фланцевий, двоканальний теплолічильник моделі Multical 66E Ду40.

### 4.4 Розрахунок додаткових гідравлічних втрат на контрольній ділянці

Вихідні дані:

- внутрішній діаметр контрольної ділянки  $D_1 = 40\text{мм}$ ;
- довжина контрольної ділянки  $L_1 = 1500\text{мм}$ ;
- витрата теплоносія на контрольній ділянці  $V_{max.л} = 13,9 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- коефіцієнт місцевого опору втрати тиску на звуження,  $\xi_{звуж} = 0,5$ ;
- коефіцієнт місцевого опору втрати тиску на розширення,  $\xi_{розш} = 1,0$ ;
- гідравлічні втрати на заслінці  $P_3 = 5000\text{Па}$ ;
- гідравлічні втрати в грязьовику  $P_2 = 1000\text{Па}$ ;
- еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні сталеві труби,  $k_{екв} = 0,0005\text{м}$ .

Граничне число Рейнольдса на контрольній ділянці

							Арк.
							40
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$Re = 560 \cdot \frac{D_1}{k_{екв}}, \quad (4.9)$$

$$Re = 560 \cdot \frac{0,04}{0,0005} = 44800.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя на контрольній ділянці

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k_{екв}}{D_1} + \frac{65}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.10)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{0,0005}{0,04} + \frac{65}{44800} \right)^{0,25} = 0,04.$$

Питомі втрати тиску на тертя на контрольній ділянці

$$R_1 = 6,27 \cdot 10^{-8} \cdot \lambda \cdot \frac{(V_{max,\Sigma})^2}{D_1^5}, \quad (4.11)$$

$$R_1 = 6,27 \cdot 10^{-8} \cdot 0,04 \cdot \frac{13,8^2}{0,04^5} = 4,68 \text{ Па/м.}$$

Еквівалентна довжина місцевих опорів на контрольній ділянці

$$l_{екв} = (\xi_{звуж} + \xi_{розш}) \cdot \frac{D_1}{\lambda}, \quad (4.12)$$

$$l_{екв} = (0,5 + 1,0) \cdot \frac{0,04}{0,04} = 1,5 \text{ м.}$$

Приведена довжина трубопроводу контрольної ділянки

$$l_{пр} = L_1 + l_{екв}, \quad (4.13)$$

$$l_{пр} = 1,5 + 1,5 = 3,0 \text{ м.}$$

Втрата тиску на тертя на контрольній ділянці

$$\Delta P_{тр_1} = R_1 \cdot l_{пр}, \quad (4.14)$$

$$\Delta P_{тр_1} = 4,66 \cdot 3,0 = 13,99 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску на контрольній ділянці

$$\Delta P_{тр} = \Delta P_{тр_1} + P_3 + P_2, \quad (4.15)$$

$$\Delta P_{тр} = 13,99 + 5000 + 1000 = 6014,98 \text{ Па.}$$

Вихідні дані та методика розрахунку витрат тиску на контрольній ділянці зворотного трубопроводу аналогічні, тому приймаю  $\Delta P_{тр} = 6014,99 \text{ Па}$ .

Сумарна втрата тиску на контрольних ділянках вхідного і зворотного трубопроводів

$$\Delta P_{тр}^{сум} = 2 \cdot \Delta P_{тр}, \quad (4.16)$$

							Арк.
							41
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_{тр}^{сум} = 2 \cdot 6014,99 = 12029,98 Па.$$

**Висновок:**

Надано загальні відомості про вузол обліку теплової енергії, по каталогам обрано двоканальний теплотічильник моделі Multical 66E Ду40. Розрахунок коефіцієнту гідравлічного тертя на контрольній ділянці . Прораховано сумарну втрату тиску на контрольних ділянках від вихідного і зворотного трубопроводів.

									Арк.
									42
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

## V. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

### 5.1 Вибір насосів

Вибір циркуляційних насосів системи ГВП

Циркуляційні насоси, що використовуються в системах гарячого водопостачання, забезпечують постійний рух гарячої води по трубопроводах, підтримуючи стабільну температуру в точках споживання. Їх застосування дозволяє скоротити енергоспоживання до 20%. Для ефективної роботи насос має забезпечувати циркуляцію обсягу води, що становить приблизно 20% від максимальної витрати гарячої води в системі.

1) Витрата системи рециркуляції, м<sup>3</sup>/год

$$V_p = 0,2 \cdot V_{max,гвп}, \quad (5.1)$$

де  $V_{гвп}^{max}$  – максимальна об'ємна витрата теплої води на гаряче водопостачання, м<sup>3</sup>/год.

$$V_p = 0,2 \cdot 6,6 = 1,32 \text{ м}^3/\text{год}.$$

2) Напір циркуляційного насоса системи ГВП

$$H_{звс.сист} = P_{гвп} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{арм} + \Delta P_M, \quad (5.2)$$

де  $P_{гвп}$  – гідравлічний опір теплообмінника ГВП 2 ступені по стороні водопровідної води. Встановлюю значення  $\Delta P_{гвп} = 35,8 \text{ кПа}$ ;

$\Delta P_{\phi}$  – гідравлічний опір фільтра. Встановлюю значення  $\Delta P_{\phi} = 0,25 \text{ кПа}$ ;

$\Delta P_{тр}$  – гідравлічний опір системи трубопроводів гарячого водопостачання.

Встановлюю значення  $\Delta P_{тр} = 14,7 \text{ кПа}$ ;

$\Delta P_{арм}$  – гідравлічний опір арматури. Встановлюю значення  $\Delta P_{арм} = 1,2 \text{ кПа}$ ;

$\Delta P_M$  – гідравлічний опір термометрів та інших гідравлічних опорів.

Встановлюю значення  $\Delta P_M = 4,9 \text{ кПа}$ .

$$H_{звс.сист} = 35,8 + 0,25 + 14,7 + 1,2 + 4,9 = 56,85 \text{ кПа}.$$

По визначеним витраті  $V_p = 1,32 \text{ м}^3/\text{год}$  та напору  $H_{звс.сист} = 56,85 \text{ кПа}$  вибираю 2 насоси Wilo-Top-Z 30/7 з такими технічними характеристиками:

							Арк.
							43
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

- подача 1,5 м<sup>3</sup>/ч;
- напір 58 кПа;
- потужність електродвигуна 0,18 кВт;
- частота обертання електродвигуна 2000...2850 хв<sup>-1</sup>.

Вибір циркуляційних насосів системи опалення

У водяних системах опалення насоси потребують значно меншої потужності порівняно з водопровідними, оскільки їх завдання полягає лише в подоланні гідравлічного опору в замкнутому циркуляційному контурі. Такі насоси не призначені для підйому води на всю висоту будівлі чи для підживлення системи. Вони розраховані виключно на забезпечення руху теплоносія по кільцевому трубопроводу локальної опалювальної мережі.

Для організації схеми з 100% резервуванням насосного устаткування самі насоси включають паралельно.

#### 1) Продуктивність циркуляційних насосів

$$V_{н.о} = \frac{3600 \cdot Q_o \cdot 10^3}{(t_{под2} - t_{звор2}) \cdot c \cdot \rho}, \quad (5.3)$$

де  $Q_o$  – витрата теплової енергії на систему опалення, Вт;

$t_{под2}$  – температура падаючої води в системі опалення. Встановлюю значення  $t_{под2} = 95$  °С;

$t_{звор2}$  – температура зворотної води в системі опалення. Встановлюю значення  $t_{звор2} = 70$  °С;

$\rho$  – густина середовища при заданій температурі. Встановлюю значення  $\rho = f(t_{звор2} = 70$  °С) = 977,8 кг/м<sup>3</sup> [2].

$$V_{н.о} = \frac{3600 \cdot 0,618 \cdot 10^3}{(95 - 70) \cdot 4,187 \cdot 977,8} = 21,7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

#### 2) Напір циркуляційного насоса системи опалення

$$H_{о.сист} = P_{о.то} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{р.с.} + \Delta P_{арм} + \Delta P_{м}, \quad (5.4)$$

							Арк.
							44
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

де  $P_{o,то}$  – гідравлічний опір теплообмінного апарата опалення з боку системи опалення. Встановлюю значення  $P_{o,то} = 60,7 \text{кПа}$ ;

$\Delta P_{\phi}$  – гідравлічний опір фільтра, встановленого на систему опалення.

Встановлюю значення  $\Delta P_{\phi} = 1,95 \text{кПа}$ ;

$\Delta P_{p.c.}$  – гідравлічний опір радіаторної системи опалення будинку.

Встановлюю значення  $\Delta P_{p.c.} = 14,6 \text{кПа}$ ;

$\Delta P_{арм}$  – гідравлічний опір арматури. Встановлюю значення  $\Delta P_{арм} = 29 \text{кПа}$  ;

$\Delta P_{м}$  – гідравлічний опір термометрів та інших гідравлічних опорів.

Встановлюю значення  $\Delta P_{м} = 4,8 \text{кПа}$ .

$$H_{o,сист} = 60,7 + 1,95 + 14,6 + 29 + 4,8 = 111,05 \text{кПа}.$$

По визначеним витраті  $V_{н.о} = 21,7 \text{м}^3/\text{год}$  та напору  $H_{o,сист} = 111,05 \text{кПа}$  вибираю 2 насоси Wilo-Top-S 65/13-3 з такими технічними характеристиками:

- подача  $23 \text{м}^3/\text{ч}$ ;
- напір  $120 \text{кПа}$ ;
- потужність електродвигуна  $1,1 \text{кВт}$ ;
- частота обертання електродвигуна  $1600...2850 \text{хв}^{-1}$ .

Вибір підживлюючого насоса системи опалення

Підживлюючий насос добирається з урахуванням необхідності заповнення системи теплоносієм. Він має забезпечувати достатній напір для підйому теплоносія до найвищої точки системи. Продуктивність насоса повинна бути такою, щоб заповнення або поповнення системи відбувалося в розумні строки без надмірних затримок. Приймаю витрату підживлюючого насоса  $V_{o,н.п.} = 1,0 \text{м}^3/\text{год}$ . Підживлюючи насоси працюють при відключених циркуляційних насосах.

Напір, створюваний підживлюючим насосом

$$H_{o,н.п.} = \Delta P_{то} + \Delta P_{сист} + H_{ст} + H_{вск}, \quad (5.5)$$

							Арк.
							45
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

де  $\Delta P_{\text{то}}$  – втрати напору в теплообмінниках. Встановлюю значення

$$\Delta P_{\text{то}} = 60,7 \text{ кПа};$$

$\Delta P_{\text{сист}}$  – втрати напору в подаючому трубопроводі системи. Встановлюю значення  $\Delta P_{\text{сист}} = 20$  кПа ;

$H_{\text{ст}}$  – статичний напір. Встановлюю значення  $H_{\text{ст}} = 200$  кПа ;

$H_{\text{вск}}$  – запас напору теплоносія, що перешкоджає скипанню останнього у верхніх крапках системи. Встановлюю значення  $H_{\text{вск}} = 50$  кПа .

$$H_{\text{о.н.л.}} = 60,7 + 20 + 200 + 50 = 330,7 \text{ кПа}.$$

У якості підживлюючих насосів системи опалення по визначеним витраті  $V_{\text{о.н.л.}} = 1,0 \text{ м}^3/\text{год}$  та напору  $H_{\text{о.н.л.}} = 330,8 \text{ кПа}$  вибираю 2 насоси Grundfos CR 1 з такими технічними характеристиками:

- подача  $1,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- напір  $2,2 \text{ МПа}$  ;
- потужність електродвигуна  $0,37 \dots 2,2 \text{ кВт}$  .
- коефіцієнт корисної дії  $0,48$ .

## 5.2 Вибір розширювального бака системи опалення

### Загальні відомості

Розширювальний бак є елементом захисту в замкнених системах. У системах опалення, що функціонують за незалежною схемою підключення до теплової мережі, він використовується для компенсації змін об'єму теплоносія, спричинених коливаннями температури.

Всі елементи опалювальної системи заповнені водою, об'єм якої змінюється в процесі експлуатації: збільшується при нагріванні та зменшується при охолодженні. Для компенсації цих змін використовується розширювальний бак. Його конструкція — це циліндрична ємність, розділена мембраною на дві камери: одна призначена для води, інша — заповнена азотом під тиском. Під час нагрівання надлишок води надходить у бак, стискаючи газ у протилежній камері,

									Арк.
									46
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата				

що призводить до підвищення тиску в баку та всій системі. При охолодженні вода повертається з бака назад у систему під дією тиску газу.

Розрахунок розширювального бака системи опалення

1) Параметри системи:

- потужність системи опалення  $Q_o = 0,618$  МВт ;
- температура заповнення системи  $t_o = 10$  °С ;
- середня робоча температура системи  $t_p = 82,5$  °С
- максимальна температура на вході  $t_{max} = 95$  °С ;
- статичний тиск у системі  $P_o = 0,6$  МПа ;
- максимальний розрахунковий тиск у системі опалення  $P_{max} = 1,0$  МПа ;
- коефіцієнт розширення води при  $t_o = 10$  °С  $n_o = 0,00028$  ;
- коефіцієнт розширення води при  $t_p = 80$  °С  $n_p = 0,0358$  ;
- коефіцієнт розширення води при нагріві від  $t_o = 10$  °С до  $t_p = 80$  °С :  
 $n = n_p - n_o = 0,0358 - 0,00028 = 0,03552$  ;
- загальний обсяг циркуляційної води системі визначаю з розрахунку 12 л на 1 кВт  $V_A = 12 \cdot 618 = 7416$  л .

2) Об'єм розширення (об'єм рідини, що виникає при зміні температури), л

$$V_e = V_A \cdot n, \quad (5.8)$$

$$V_e = 7416 \cdot 0,03552 = 263,4 \text{ л.}$$

3) Коефіцієнт заповнення баку

$$n_{зап} = \frac{P_{max} - P_o}{P_{max} + 1}, \quad (5.9)$$

$$n_{зап} = \frac{1 \cdot 10^6 - 0,6 \cdot 10^6}{1 \cdot 10^6 + 1} = 0,40.$$

4) Розрахунковий об'єм розширювального баку

							Арк.
							47
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$V_p = \frac{V_e \cdot n_3}{n_{\text{зап}}}, \quad (5.10)$$

$$V_p = \frac{263,4 \cdot 1,15}{0,40} = 758,7$$

По каталогах компанії “Reflex” вибираю мембранний розширювальний бак Reflex G 800 (Ø750) з наступними характеристиками:

- загальний обсяг  $V_H = 800$  л;
- робочий тиск (3,5...10) бар;
- робоча температура 70 °С;
- максимальна температура 130 °С.

### 5.3 Підбір регулятора температури гарячої води

Підбір регулятора температури гарячої води системи ГВП

У закритих теплових системах автоматизація має забезпечувати підтримку необхідної температури води в контурі гарячого водопостачання. Це реалізується шляхом встановлення температурного регулятора на трубопроводі теплоносія перед водонагрівачем.

Електронні температурні регулятори дозволяють знизити споживання теплової енергії на 10–45 % завдяки ефективному керуванню температурним режимом та робочим графіком об’єкта. Вони сприяють створенню комфортного мікроклімату в приміщеннях у період опалення, забезпечують зменшення температури теплоносія в неробочі години та вихідні дні, а також підтримують необхідну температуру гарячої води відповідно до заданого графіка.

#### 1) Підбір клапана

Вихідні дані:

- максимальна температура води  $t_{\text{max}} = 150$  °С;
- витрата гріючої води через регулятор  $V_{\text{max}} = 4,97$  м<sup>3</sup>/год;
- максимально припустима втрата тиску на регуляторі  $\Delta P_{\text{max}} = 200$  кПа;
- тиск середовища до клапана  $P_1 = 830$  кПа.

Підбір клапана здійснюється по його пропускній здатності за умови

							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		48

$$k_V \leq k_{VS}, \quad (5.11)$$

де  $k_V$  – пропускна здатність клапана при заданому (проектному) перепаді тиску на ньому,  $\text{м}^3/\text{Год}$ ;

$k_{VS}$  – паспортна умовна пропускна здатність клапана,  $\text{м}^3/\text{Год}$ .

Пропускна здатність клапана

$$k_V = 1,1 \cdot V_{\max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{10 \cdot \Delta P_{\max}}}, \quad (5.12)$$

де  $V_{\max}$  – максимальна об'ємна витрата середовища густиною  $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

$\rho$  – густина середовища при заданій температурі. Встановлюю значення  $\rho = f(t = 70^\circ\text{C}) = 977,8 \text{ кг}/\text{м}^3$  [2].

$$k_V = 1,1 \cdot 4,97 \cdot \sqrt{\frac{977,8}{10 \cdot 200}} = 3,9 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Кавітація призводить до швидкого зношення штока клапана та сідла, а також може викликати шум. Щоб уникнути пароутворення за клапаном, необхідно не перевищувати значення рекомендованого максимального перепаду тиску.

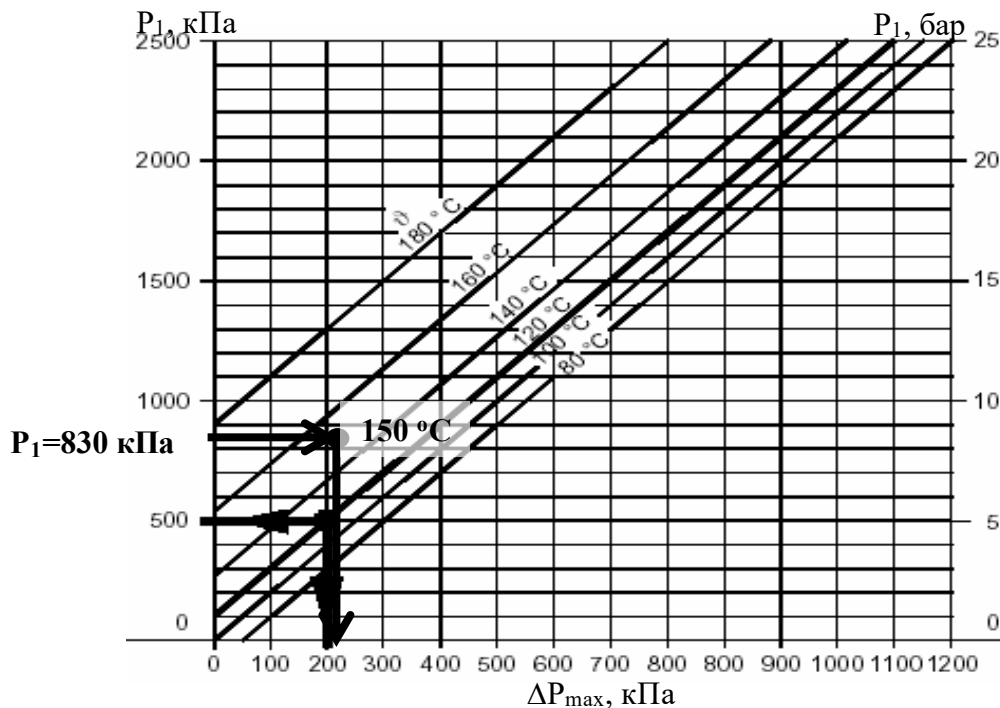


Рисунок 5.1 – Діаграма для визначення максимально-припустимого перепаду тиску для клапанів компанії „Siemens”

						Арк.
						49
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата	

З рисунку 5.1 видно, що при тиску до клапана 830 кПа та температурі води 150 °С, максимально-припустимий тиск при неповноті закритому клапані складає 210 кПа.

По каталогах продукції компанії „Siemens” вибираю двохходовий клапан VVG44.15-4,0 з такими характеристиками:

- характеристика регулювання – лінійна;
- матеріал корпусу – бронза Rg5;
- шток, плунжер, пружина – нержавіюча сталь;
- герметизація штока забезпечується двома ущільнюючими EPDM-кільцями та захисною шайбою;
- номінальний тиск  $P_n = 1,6$  МПа ;
- максимально допустимий перепад тиску  $\Delta P_{\max} = 400$  кПа ;
- максимальна температура регульованого середовища  $t_{\max} = 150$  °С ;
- приєднання: фланцеве  $D_y = 15$  мм ;
- умовна пропускна здатність клапана  $k_{VS} = 4,0$  м<sup>3</sup>/год ;
- хід штока 5,5 мм.

Розрахункову втрату тиску на клапані визначаю по формулі

$$\Delta P'_{\max} = \left( \frac{1,1 \cdot V_{\max}}{k_{VS}} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{10}, \quad (5.13)$$

$$\Delta P'_{\max} = \left( \frac{1,1 \cdot 4,97}{4} \right)^2 \cdot \frac{977,8}{10} = 183 \text{ кПа} .$$

## 2) Підбір електропривода

По каталогах продукції компанії „Siemens” підбираю редукторний електропривод типу SQS 35.00 сумісний з клапаном марки VVG44.15-4,0 з такими технічними характеристиками:

- живляча напруга  $U=24$  В або  $U=220$  В перемінного струму;
- споживана потужність 3 Вт;

							Арк.
							50
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

- номінальний хід 5,5 мм;
- номінальне зусилля 300 Н;
- час повного переміщення клапана 15 с;
- наявність ручного регулювання;
- маса 0,6 кг;
- зворотної пружини немає.

### 3) Підбір датчика температури

Згідно з каталогами продукції компанії Siemens, обираю температурні датчики заглибного типу моделі QAE2110.01 довжиною 100 мм. Вони виготовлені з нержавіючої сталі, що забезпечує високу точність вимірювання та мінімальні інерційні характеристики.

У доповнення до температурного датчика обирається захисна гільза з нержавіючої сталі, яка забезпечує ефективний захист сенсора від абразивного зносу. Це сприяє продовженню терміну служби датчика та підвищенню надійності його роботи в умовах експлуатації.

#### Основні характеристики датчика температури QAE 2110.01:

- діапазон температур: від -30 °С до +150 °С;
- чутливий елемент LG-Ni 1000;
- постійна часу: 30 с;
- вага 0,17 кг.

### 4) Підбір контролера регулятора температури

По каталогах компанії „Siemens” з урахуванням автоматизації системи ГВП вибираю контролер з такими технічними характеристиками:

- напруга живлення ~ 230 В, 50 Гц;
- максимальна споживана потужність 8,5 Вт;
- температура навколишнього середовища 0...+50 °С.

#### Підбір регулятора температури системи опалення

З метою регулювання теплової потужності системи опалення будівлі залежно від температури зовнішнього та внутрішнього повітря передбачається

							Арк.
							51
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

встановлення електронного регулятора з керованим клапаном на подаючому трубопроводі перед теплообмінником.

### 1) Підбір клапана

Вихідні дані:

- максимальна температура води  $t_{\max} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ;
- максимальний тиск у мережі  $P_{\max} = 1,0 \text{ МПа}$  ;
- густина середовища  $\rho = f(t = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 917 \text{ кг/м}^3$  [20];
- витрата гріючої води через регулятор  $V_o = 7,2 \text{ м}^3/\text{год}$  ;
- максимально припустима втрата тиску на регуляторі  $\Delta P_{\max} = 200 \text{ кПа}$  ;
- тиск середовища до клапана  $P_1 = 810 \text{ кПа}$  .

Пропускню здатність клапана визначаю по формулі 5.12

$$k_V = 1,1 \cdot 7,2 \cdot \sqrt{\frac{917}{10 \cdot 200}} = 5,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

На основі даних рисунка 5.1 встановлено, що при неповністю закритому клапані, за умови тиску перед клапаном 810 кПа та температури води 150 °С, максимально допустимий тиск становить 200 кПа.

По каталогах продукції компанії „Siemens” вибираю двохходовий клапан VVG44.20-6,3 з такими характеристиками:

- характеристика регулювання – лінійна;
- матеріал корпусу – бронза Rg5;
- шток, плунжер, пружина – нержавіюча сталь;
- герметизація штока забезпечується двома ущільнюючими EPDM-кітьцями та захисною шайбою;
- номінальний тиск  $P_n = 1,6 \text{ МПа}$  ;
- максимально допустимий перепад тиску  $\Delta P_{\max} = 400 \text{ кПа}$  ;
- максимальна температура регульованого середовища  $t_{\max} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ;
- приєднання: фланцеве  $D_y = 20 \text{ мм}$  ;

							Арк.
							52
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

- умовна пропускна здатність клапана  $k_{VS} = 6,3 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- хід штока 5,5 мм.

Розрахункову втрату тиску на клапані визначаю по формулі 5.13

$$\Delta P_t = \left( \frac{1,1 \cdot 7,2}{6,3} \right)^2 \cdot \frac{917}{10} = 144 \text{ кПа}.$$

## 2) Підбір електропривода

Відповідно до каталогів продукції компанії Siemens, обирається редукторний електропривод моделі SQS35.00, який є сумісним з клапаном типу VVG44.20-6,3. Пристрій має наступні технічні характеристики:

- живляча напруга  $U=24 \text{ В}$  або  $U=220 \text{ В}$  перемінного струму;
- споживана потужність 3 Вт;
- номінальний хід 5,5 мм;
- номінальне зусилля 300 Н;
- час повного переміщення клапана 15 с;
- наявність ручного регулювання;
- маса 0,6 кг;
- зворотної пружини немає.

## 3) Підбор датчика температури

Відповідно до каталогів компанії Siemens, обираються температурні датчики заглибного типу моделі QAE2110.01, довжиною 100 мм. Виготовлені з нержавіючої сталі, ці датчики забезпечують високу точність вимірювання та характеризуються мінімальною інерційністю.

У комплекті з температурним датчиком також обирається захисна гільза з нержавіючої сталі, яка забезпечує надійний захист сенсора від абразивного впливу середовища. Це значно подовжує строк служби датчика та підвищує його експлуатаційну надійність.

Основні характеристики датчика температури QAE 2110.01:

- діапазон температур: від  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $+150 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- чутливий елемент LG-Ni 1000;

									Арк.
									53
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

- постійна часу: 30 с;
- вага 0,17 кг.

#### 4) Підбір контролера регулятора температури

Враховуючи вимоги до автоматизації системи опалення, згідно з каталогами компанії Siemens, обирається контролер із відповідними технічними параметрами

- напруга живлення ~ 230 В, 50 Гц;
- максимальна споживана потужність 8,5 Вт;
- температура навколишнього середовища 0...+50 °С.

#### 5.4 Підбір регулятора перепаду тиску

Для стабільної роботи пластинчастого теплообмінника та ефективного регулювання теплової потужності необхідно передбачити встановлення регулятора перепаду тиску на подаючому трубопроводі тепломережі. Це забезпечить незалежність режиму регулювання від змін тиску в мережі, сприяючи надійній та енергоефективній роботі системи.

##### 1) Вихідні дані до розрахунку:

- максимальна температура води, що гріє  $t_{\max} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- витрата води, що гріє, через регулятор  $V_{\max} = 7,2 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- максимально припустима втрата тиску на клапані  $\Delta P_{\max} = 200 \text{ кПа}$ ;
- максимальний тиск у мережі,  $P_{\max} = 1,0 \text{ МПа}$ ;
- втрата тиску в теплообміннику  $\Delta P_{\text{ТО}} = 60,8 \text{ кПа}$ ;
- втрата тиску на фільтрі  $\Delta P_{\text{ф}} = 1,96 \text{ кПа}$ ;
- втрата тиску на регуляторі температури  $\Delta P_{\text{т}} = 145 \text{ кПа}$ ;
- густина середовища  $\rho = f(t = 150 \text{ }^\circ\text{C}) = 917 \text{ кг/м}^3$  [2].

##### 2) Підбір клапана

Пропускна здатність клапана визначаю по формулі (5.12)

$$k_V = 1,1 \cdot 7,2 \cdot \sqrt{\frac{917}{10 \cdot 200}} = 5,5 \text{ м}^3/\text{год}.$$

									Арк.
									54
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

Відповідно до каталогів продукції здійснюється підбір клапана моделі RD122F, який має наступні технічні характеристики:

- матеріал корпусу – чавун з кулеподібним графітом EN-JS1030;
- матеріал конуса, сідла й тяги – нержавіюча сталь;
- максимальний тиск  $P_{\max} = 1,6$  МПа ;
- максимально припустимий перепад тиску на клапані  $P_{\max} = 400$  кПа ;
- приєднання – фланцеве  $D_y = 20$  мм ;
- умовна пропускна здатність клапана  $k_{VS} = 8$  м<sup>3</sup>/год.

Розрахункову втрату тиску на клапані визначаю по формулі 5.13

$$\Delta P_p = \left( \frac{1,1 \cdot 7,2}{8} \right)^2 \cdot \frac{917}{10} = 91 \text{ кПа.}$$

### 3) Підбор блоку регулювання

Мінімальний перепад тиску на вузол опалення

$$\Delta P_{o.min} = \Delta P_{TO} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_t, \quad (5.14)$$

$$\Delta P_{o.min} = 60,8 + 1,96 + 145 = 207,77 \text{ кПа.}$$

Відповідно до каталогів продукції компанії IWK DA3 здійснюється підбір регулювального блока з наступними технічними характеристиками:

- робочий тиск 2,5 МПа;
- діапазон регульованого перепаду тиску 100...250 кПа;
- максимальна температура 150 °С.

### 5.5 Підбір дросельної шайби

Підбір дросельної шайби системи ГВП

Для зниження надлишкового тиску на абонентських вводах застосовуються дросельні шайби, які забезпечують стабілізацію гідравлічного режиму системи.[11]

Вихідні дані:

- витрата теплоносія  $V_{ГВС}^{\max} = 6,6$  м<sup>3</sup>/год;
- напір теплоносія в подаючому трубопроводі, що  $P_{\text{под}} = 850$  кПа ;

							Арк.
							55
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

- напір води в зворотному трубопроводі  $P_{зв} = 300$  кПа ;
- наявний напір  $H_H = 850 - 300 = 550$  кПа ;
- втрата тиску на фільтрі  $\Delta P_\phi = 1,96$  кПа ;
- втрата тиску на регуляторі температури  $\Delta P_t = 183$  кПа .

Діаметр шайби визначаю по формулі

$$d_{ш} = 11,3 \cdot \sqrt{\frac{V_{max:сш}}{\sqrt{H}}}, \quad (5.15)$$

де  $H$  – надлишковий напір на введенні, м.вод.ст.

$$H = H_H - \Delta P_c, \quad (5.16)$$

де  $\Delta P_c$  – втрата напору на вузлі гарячого водопостачання з боку тепломережі, кПа.

$$\Delta P_c = \Delta P_{зсг-1.ТО} + \Delta P_{зсг-2.ТО} + \Delta P_\phi + \Delta P_t + \Delta P_{в.в}, \quad (5.17)$$

де  $\Delta P_{зсг-1.ТО}, \Delta P_{зсг-2.ТО}$  – втрати напору в теплообміннику ГВП з боку тепломережі відповідно в 1-й і 2-й ступені. Встановлюю значення відповідно  $\Delta P_{зсг-1.ТО} = 64,3$  кПа  $\Delta P_{зсг-2.ТО} = 35,5$  кПа;

$\Delta P_{в.в}$  – втрати напору теплоносія на вузлі обліку теплової енергії. Встановлюю значення  $\Delta P_{в.в} = 6$  кПа. [10]

$$\Delta P_c = 64,3 + 35,5 + 0,25 + 183 + 6 = 289,05 \text{ кПа}.$$

Тоді

$$H = 550 - 289,05 = 260,95 \text{ кПа} \text{ або } H = 26,9 \text{ м.вод.ст.}$$

$$d_{ш} = 11,3 \cdot \sqrt{\frac{6,6}{\sqrt{26,9}}} = 13 \text{ мм}.$$

Підбір дросельної шайби системи опалення

Вихідні дані:

- витрата теплоносія  $V_{max:o}, \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- напір теплоносія в подаючому трубопроводі, що  $P_{под} = 850$  кПа ;
- напір води в зворотному трубопроводі  $P_{зв} = 300$  кПа ;
- наявний напір  $H_H = 850 - 300 = 550$  кПа ;

							Арк.
							56
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

- втрата тиску на фільтрі  $\Delta P_{\phi} = 1,96$  кПа ;
- втрата тиску на регуляторі температури  $\Delta P_t = 145$  кПа ;
- втрати тиску на регуляторі перепаду тиску системи опалення  $\Delta P_p = 90$  кПа ;
- втрати напору теплоносія на вузлі обліку теплової енергії  $\Delta P_{в.в} = 6$  кПа .

Втрата напору на вузлі опалення з боку тепломережі

$$\Delta P_c = \Delta P_{o,TO} + \Delta P_{зен-1,TO} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_t + \Delta P_{в.в} + \Delta P_p, \quad (5.18)$$

де  $\Delta P_{TO}^o$  – втрати напору в теплообміннику опалення з боку тепломережі.

Встановлюю значення  $\Delta P_{TO}^o = 60,8$  кПа .

$$\Delta P_c = 60,8 + 64,2 + 1,96 + 145 + 6 + 90 = 367,96 \text{ кПа}.$$

Тоді

$$H = 550 - 367,96 = 182,04 \text{ кПа} \text{ або } H = 18,6 \text{ м.вод.ст.}$$

$$d_{ш} = 11,3 \cdot \sqrt{\frac{7,2}{\sqrt{18,6}}} = 15 \text{ мм.}$$

Висновок:

Проведено вибір циркуляційних насосів системи ГВП. По каталогах продукції компанії „Siemens” обрав двохходовий клапан VVG44.15-4,0 , наведено діаграму для визначення максимально-припустимого перепаду тиску для клапанів компанії „Siemens”. Проведено підбір електропривода, датчика передачі температури, блоку регулювання та підбір дросельної шайби.

									Арк.
									57
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

## VI. АВТОМАТИЗАЦІЯ

### 6.1 Загальні відомості

Системи теплопостачання є складними комплексами, тому їх ручне керування значно ускладнене та потребує залучення великої кількості персоналу.

Застосування автоматизованих систем у теплопостачанні дає змогу скоротити потребу в персоналі, оптимізувати теплові процеси, підвищити економічність та коефіцієнт корисної дії, забезпечити стабільність і ритмічність роботи. Прилади та засоби автоматизації для санітарної техніки повинні відзначатися простотою конструкції, високою надійністю, компактністю та зручністю в обслуговуванні.

У рамках даного проекту застосовуються прилади та регулятори серійного промислового виробництва. Водночас особливий акцент слід зробити на підвищенні ефективності системи теплопостачання шляхом створення вдосконалених конструкцій обладнання, сучасних засобів автоматизації та комерційного обліку теплової енергії й води.

Необхідність комплексної автоматизації енергосистеми обґрунтовується тим, що вона забезпечує зниження втрат енергії на 10–20 %. Крім того, одним із ключових завдань автоматизації є охорона праці, яка реалізується шляхом впровадження автоматичного обслуговування у випадках, коли персонал не може застосувати необхідні заходи для запобігання аваріям та нещасним випадкам.

Сучасні завдання автоматизації тісно пов'язані з охороною навколишнього середовища. Для їх реалізації впроваджуються автоматизовані системи управління очисними спорудами та фільтраційними установками.

Таким чином, впровадження автоматизації у промислові процеси забезпечує економію сировини та електроенергії, підвищує продуктивність праці, захищає обладнання від пошкоджень у разі аварійних ситуацій, сприяє покращенню якості продукції та виконуваних робіт, а також оптимізує перебіг виробничого процесу.

									Арк.
									58
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

Інженерні системи теплопостачання забезпечують виробництво теплової енергії, її транспортування у вигляді гарячої води через теплові мережі та використання теплоносія для підтримання необхідних параметрів. Принципову схему теплопостачання можна умовно розділити на дві складові: зовнішні централізовані системи та внутрішні системи, що споживають енергію.

Централізоване теплопостачання — це комплекс, що складається з джерела теплоти (теплоелектроцентралі чи котельні) та теплових мереж, які забезпечують подачу тепла. Автоматизація систем водяного теплоносія сприяє стабілізації гідравлічних і теплових параметрів у різних точках мережі. Основна роль у реалізації цих функцій належить системам автоматичного регулювання та захисту. [6]

У даному проекті розроблено функціональну схему автоматизації незалежної системи опалення, що вводиться в центральному тепловому пункті. Теплопостачання являє собою складний комплекс обладнання, робота якого є взаємозалежною. За відсутності автоматизації керування такою системою стає надмірно складним і потребує великої кількості обслуговуючого персоналу. Автоматизація визначається як науково-технічна галузь, що включає теорію регулювання та комплекс технічних засобів, які забезпечують звільнення людини від безпосереднього управління виробничими процесами.

Прилади за своїм функціональним призначенням поділяються на показуючі, реєструючі (самописні), інтегруючі, сигналізуючі та комбіновані, що поєднують кілька функцій. Показуючі прилади дають змогу визначати значення вимірюваної величини за положенням індикатора на шкалі. Реєструючі прилади забезпечують систематичний запис результатів у стандартних одиницях вимірювання у вигляді діаграм або цифрових показників. Інтегруючі прилади (лічильники) здійснюють автоматичне підсумовування вимірюваної величини за визначений інтервал часу. Регулюючі прилади призначені для автоматичного керування параметрами та їх зміною відповідно до заданих умов без втручання оператора.

							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		59

Часто вимірювальні прилади поєднують кілька функцій, зокрема показування та реєстрацію. Сигналізуючі прилади інформують про досягнення заданих значень вимірюваної величини за допомогою світлових або звукових сигналів. Для забезпечення оперативного контролю параметрів технологічного процесу прилади розміщуються безпосередньо на обладнанні. Вони включають чутливі та просвітні елементи, вимірювальний механізм і відліковий пристрій, інтегровані в одному корпусі. Прилади з дистанційною передачею даних мають у своєму складі вимірювальний перетворювач та вторинний блок (показуючий, самописний тощо). Вторинні прилади встановлюються на центральних щитах, що дозволяє оператору здійснювати контроль основних параметрів обладнання централізовано.

Керування охоплює процеси запуску, зупинки, перемикання та підтримання робочого режиму приводів і регульовальних органів відповідно до технологічних вимог. При складанні схем керування автоматизованими приладами враховуються електромеханічні властивості електричних машин, що забезпечують роботу механізмів і регульовальних пристроїв. Водночас схема керування має відповідати специфічним вимогам, пов'язаним із реалізацією технологічних принципів автоматизації обладнання. Умовні позначення приладів та засобів автоматизації у схемах приймаються відповідно до ГОСТ 21.404-85.

Умовними літерами позначаються основні вимірювані величини та функції приладів: Д — щільність; Е — електричні параметри; Р — витрата; Х — геометричні характеристики (розмір, положення, переміщення); ДО — час, програма за годинами; а — рівень; М — вологість; Р — тиск або вакуум; Q — якісні показники (склад, концентрація тощо); S — швидкість, частота; Т — температура.

Повне позначення приладів та засобів автоматизації формується шляхом нанесення умовного графічного символу у вигляді кола або овалу, у верхній частині якого розміщується літерне позначення, що визначає функції та

							Арк.
							60
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

характеристики роботи. Позиційне позначення приладу в конкретній схемі вимірювання, регулювання, сигналізації чи керування вказується у полі під рискою.[11]

Запис здійснюється у такій послідовності: спочатку позначається основна вимірювана величина та, за потреби, її похибка; далі — функціональні ознаки приладу (реєстрація — ДО, регулювання/керування — З, виключення/перемикання — S, показування — П).

При цьому у позначення включаються лише ті функціональні символи, що використовуються у конкретній схемі. Для правильного складання та читання схем необхідно також володіти знаннями про умовні графічні позначення елементів системи згідно з діючими стандартами.

Елементи системи функціонують у певній послідовності, здійснюючи перетворення фізичних величин. Для кожного етапу цього процесу можливо визначити математичну залежність між вхідними та вихідними параметрами. При цьому вхідна величина розглядається як причина, а вихідна — як результат.

До складу системи автоматичного регулювання входять датчики, нормуючі перетворювачі, допоміжні елементи, регулюючі прилади, підсилювачі та виконавчі механізми. Датчики перетворюють вимірювані параметри (тиск, температуру, рівень, витрату) у сигнали, придатні для подальшого використання. У випадках, коли вихідний сигнал датчика не може бути безпосередньо застосований у схемі порівняння, між ними встановлюється нормуючий перетворювач, що забезпечує приведення сигналу до стандартної форми. Регулятори температури прямої дії використовуються для підтримання необхідного температурного режиму в приміщеннях; вони складаються з термобалона з рідинним манометричним тиском та регулюючого органа.

Регулятори прямої дії типу **РР** виконують функції регулювання перепаду тиску, тиску «до себе» (підпору), а також можуть використовуватися як клапани у поєднанні з датчиками **ТРБ-2** для вимірювання температури води в системах гарячого водопостачання. Їх основне призначення — підтримання стабільного

							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		61

тиску «після себе» та «до себе» на трубопроводах, що транспортують рідину з температурою до 200 °С і тиском до 1,6 МПа. Для контролю тиску рідини застосовуються манометри, а для вимірювання витрати — діафрагми камерні ДК та безкамерні ДБ, які працюють у комплекті з дифманометрами мембранного та безшкального типу з можливістю дистанційної передачі даних.[11]

## **6.2. Система аварійної сигналізації теплових мереж**

Імпульсна система аварійної сигналізації виконує функції контролю та локалізації дефектів трубних систем із сигнальними провідниками при будь-яких умовах прокладання. Вона забезпечує оперативне та достовірне виявлення пошкоджень теплоізоляції попередньо-ізольованих труб і елементів. За допомогою контрольних приладів система охоплює до 98 % дефектів, що виникають у процесі експлуатації. Її можливості включають точну локалізацію зон підвищеної вологості пінополіуретанової ізоляції, визначення місць обриву сигнальних провідників шляхом їх дублювання, а також високий ступінь захисту від зовнішніх перешкод. Модульний принцип побудови системи дозволяє здійснювати її розширення без обмежень, забезпечувати розподіл мереж на етапі проектування та інтеграцію з централізованими системами нагляду як для існуючих, так і для нових мереж.

Імпульсна система аварійної сигналізації включає дві складові: трубну технічну частину та прилади сигналізації й локалізації дефектів. Трубна частина містить два сигнальні провідники, комплект з'єднувальних деталей та кабель для підведення до приладів. Приладова частина комплектується кабелями, клемовими коробками та іншими елементами відповідно до вимог виробника.

Сигнальні провідники монтуються всередині поліетиленової оболонки труб у заводських умовах і заливаються пінополіуретаном. На будівельному майданчику з них формують вимірювальні петлі для кожної труби, при цьому у муфтових з'єднаннях провідники з'єднуються згідно з інструкцією. Відводи

									Арк.
									62
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

трубопроводу підключаються до вимірювальної петлі та виводяться на пульт контролю.

До складу системи входять:

- **Провідники:** сигнальний та зворотний, обидва мідні без ізоляції;
- **Сполучні елементи:** з'єднувачі, матеріали для монтажу, вузли для підключення багатожильних кабелів, дистанційні покажчики.[10]

З До елементів з'єднання належать: двожильний кабель для герметичного та термостійкого подовження сигнальних провідників, чотирьохжильний кабель для їх термостійкого виводу, а також розподільна коробка для підключення кабелів і контрольно-вимірювальних приладів.

Інструменти, що застосовуються: гострозубці для акуратного зрізання ізоляції, пресувальні кліщі для обтиску з'єднувачів та наконечників, монтажно-контрольний прилад для перевірки стану ізоляції та вимірювальної петлі. Технологія монтажу системи передбачає: з'єднання сигнальних провідників, контрольні виміри під час монтажу, формування закінчення вимірювальної петлі у будівлях та ґрунті, монтаж з'єднань провідник–кабель і кабель–коробка, а також складання протоколу вимірювань.[11]

Необхідні комплектуючі та інструменти для монтажу імпульсної системи аварійної сигналізації визначаються інструкціями виробника. Монтаж приладів сигналізації здійснюється після завершення монтажу трубої системи контролю та замикання вимірювальної петлі в розподільних коробках. Після виконання робіт складається протокол вимірів, який підтверджує якість монтажу. З'єднання сигнальних провідників проводиться до заливання пінополіуретаном зварних стиків попередньо-ізольованих труб. Для забезпечення надійності системи здійснюється безперервний контрольний вимір, що дозволяє виявляти підвищену вологість та дефектні з'єднання.

Система сигналізації має перевагу у вигляді раннього попередження про проникнення вологи, що може спричинити корозію та пошкодження робочої труби. Відстань до місця витoku визначається електронним приладом, який

							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		63

точно локалізує ділянку для ремонту. Принцип роботи приладу ґрунтується на реєстрації відбитих імпульсів у тепломережі. Локалізатор аварії діє за принципом радіолокації, підсилюючи імпульси високої частоти. За нормальних умов імпульси гасяться у кінцевому пункті, а при виникненні витоку прилад визначає його місце або подає сигнал тривоги.

Імпульсна система аварійної сигналізації має можливість розширення та вдосконалення, що дозволяє інтегрувати всі ділянки трубопровідної мережі до єдиного центрального пункту контролю. За умови коректної інсталяції точність визначення відстані до місця витоку становить  $\pm 1\%$  від фактичного значення.

### **6.3 Автоматизація насосних агрегатів**

Автоматизація системи передбачає контроль роботи двох циркуляційних насосів гарячого водопостачання, кожен з яких може виконувати функцію робочого або резервного. Робочий насос обирається вручну за допомогою універсального перемикача **ЗУП-ЦГ**, а його включення та відключення здійснюється відповідно до температури води в циркуляційному трубопроводі (у межах  $+45\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +65\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). У випадку відмови робочого насоса резервний вмикається автоматично.[11]

У системі опалення передбачено аналогічний принцип роботи двох циркуляційних насосів, які функціонують протягом усього опалювального сезону. Вибір робочого насоса здійснюється вручну через перемикач **ЗУП-ЦО**, резервний насос активується при виході з ладу основного.

Для підживлювальних насосів системи опалення передбачено ручний вибір робочого агрегата за допомогою перемикача **ЗУП-ПО**. Включення та відключення здійснюється за рівнем води у розширювальному баку. При включенні робочого насоса відкривається електрифікована засувка на лінії підживлення. Резервний насос автоматично замінює робочий у разі його несправності.

У процесі реконструкції системи планується застосування насосів із частотним регулюванням для підвищення енергоефективності.

								Арк.
								64
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата			

## Сигналізація

Система сигналізації передбачає подачу робочих та аварійних сигналів на світлові індикатори й табло, розташовані на щиті типу **ВУБ–9Н**. Реалізовано функцію перевірки сигналізації. Для ізоляції окремих ланцюгів використовуються кремнієві діоди.

У випадку відсутності персоналу в бойлерній робоча сигналізація вимикається, тоді як аварійна залишається включеною для забезпечення безпеки.[11]

## Тепловий контроль

Відповідно до «Інструкції з обліку відпуску тепла в теплових мережах», для навантажень I групи обліку встановлюється тепловий контроль, який включає:

- а) вимірювання та реєстрацію температури води у зворотних трубопроводах тепломережі, а також у трубопроводах гарячого водопостачання (після бойлера II ступеня), системи опалення (після бойлера системи опалення) та холодного водопостачання за допомогою термометрів опору;
- б) вимірювання та реєстрацію витрати води у зворотному трубопроводі тепломережі за допомогою ультразвукових датчиків.

## Компонування апаратури

Керування насосним обладнанням здійснюється за допомогою апаратури, змонтованої на розподільному щиті типу **ВУБ–9Н**. У КЕТБ встановлюються електроконтактні манометри та термометри для контролю параметрів. У найвищому житловому будинку, що входить до зони обслуговування КЕТБ, передбачено монтаж регулятора та сигналізатора рівня типу **ЕРСУ-2**, призначених для автоматичного керування підживлювальними насосами. [11]

## Висновок:

Надано загальні відомості про систему водопостачання та як система автоматизації працює в промислових процесах. Надано переваги автоматизації, яка забезпечує економію сировини та електроенергії, підвищує продуктивність праці, захищає

							Арк.
							65
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

обладнання від пошкоджень у разі аварійних ситуацій. Проведено опис сигналізації та надано інструкції щодо теплового контролю.

							Арк.
							66
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## **VII. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **7.1 Вступ**

Охорона праці являє собою систему правових, соціально-економічних та технічних рішень, доповнених санітарними й профілактичними заходами, що забезпечують захист життя та здоров'я працівників під час виконання ними трудових обов'язків.

Організація заходів з охорони праці на проектуваному тепловому пункті має здійснюватися згідно з чинним законодавством та нормативними документами.

Тема дипломного проекту: «Індивідуальний тепловий пункт багатоквартирного будинку в м. Київ». Призначення теплового пункту полягає у забезпеченні підготовки води для системи опалення та гарячого водопостачання житлових і офісних приміщень. Розрахунковий тепловий режим: у тепловій мережі – 150/70 °С, у системі опалення – 95/70 °С, у системі ГВП – 55 °С.

До складу теплового пункту входять:

- два пластинчасті водоводяні теплообмінники для системи гарячого водопостачання;
- один пластинчастий водоводяний теплообмінник для системи опалення;
- циркуляційні та підживлюючі насоси для систем ГВП і опалення;
- трубопровідна мережа та арматура.

Під час експлуатації обладнання теплового пункту виникають потенційно небезпечні та шкідливі виробничі фактори, серед яких: підвищена температура й вологість повітря робочої зони, надмірний рівень шуму та вібрацій, а також відсутність природного освітлення [7]. З метою мінімізації їхнього негативного впливу на персонал буде проведено аналіз та визначено відповідні заходи й засоби захисту.

							Арк.
							67
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## 7.2 Технічні рішення по забезпеченню безпечної експлуатації робочих приміщень і устаткування теплового пункту

### 7.2.1 Загальні заходи безпеки

Тепловий пункт у даному проекті призначений для приєднання систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Його розміщено у підвалі будинку, вхід ізольовано від інших приміщень підвалу, передбачено аварійний вихід. Висота приміщення від рівня підлоги до низу виступаючих елементів перекриття дорівнює 3 м.

Конструктивні параметри обладнання, що застосовується у теплових пунктах, забезпечують можливість його легкого демонтажу та повної заміни як окремих елементів, так і всього комплексу. Монтаж здійснюється через спеціально передбачений монтажний отвір відповідно до [1].

Для проведення ремонтних робіт передбачено використання інвентарних підйомно-транспортних засобів: балки, закріпленої до стелі теплового пункту, ручної талі, встановленої на балці, та візка. Конструктивні відстані між обладнанням забезпечують зручність виконання ремонтних і експлуатаційних операцій персоналом. У приміщенні теплового пункту ширина проходів становить: між насосами та стіною – 1 м, між насосами та розподільним щитом – 2 м, між виступаючими елементами обладнання та стіною – 0,8 м.

Для запобігання випадковому контакту персоналу з рухомими частинами обладнання передбачено систему блокування його пуску. Крім того, проектом встановлено, що всі обертові елементи повинні бути оснащені надійними захисними огороженнями, які унеможливають дотик та травмування працівників.

На подаючих і зворотних трубопроводах теплової мережі, відводах до систем використання теплоти та підведеннях до нагрівальних приладів передбачено встановлення запірної арматури. Для зручності експлуатації на маховиках нанесені стрілки, що показують напрямок обертання, та позначення «В» (відкрито) і «З» (закрито).

								Арк.
								68
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата			

Арматура теплового пункту доступна для обслуговування та ремонту безпосередньо з рівня підлоги. Обходи навколо обладнання спроектовані згідно з нормами, що забезпечує зручність виконання технічного та профілактичного обслуговування.

З метою запобігання опікам передбачено теплоізоляцію трубопроводів, арматури та обладнання, яка гарантує температуру на поверхні не більше 45 °С при температурі навколишнього повітря 25 °С. Для теплоізоляційних конструкцій використані незгорючі матеріали та вироби згідно з вимогами [3].

У тепловому пункті трубопроводи (крім дренажних), арматура та фланцеві з'єднання ізолюються оболонками зі спіненого поліетилену «Thermaflex FRZ». Водопровідні трубопроводи після теплоізоляції додатково покриваються пароізоляційним шаром ПВХ із клейовою основою відповідно до ТУ 6-196212-91. Арматура та теплообмінники захищаються знімними матами зі скловолокна ISOVER. Залежно від призначення трубопроводу та параметрів робочого середовища він фарбується у визначений колір і маркується згідно з вимогами [3].

З метою запобігання механічним пошкодженням та несанкціонованому втручанню сторонніх осіб у роботу систем вимірювання й регулювання, вимірювальний блок та регулятор розміщуються у щиті контролю, встановленому в приміщенні теплового пункту.

Усі трубопроводи та теплообмінні апарати обладнані повітряними клапанами у верхніх точках і дренажними пристроями в нижніх та застійних зонах. Відведення води з систем здійснюється самопливом у каналізацію через дренажні трубопроводи з лійками. Підлога приміщення має ухил 0,01 у напрямку стічного отвору, який закрито знімними ґратами. До складу електрообладнання теплового пункту входять насоси, електроприводи регулювальних клапанів і контролери. Для їх живлення використовується

									Арк.
									69
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

трифазна чотирипровідна мережа змінного струму з глухозаземленим нулем, напругою 380/220 В і частотою 50 Гц.

За класифікацією небезпеки електротравматизму тепловий пункт належить до категорії особливо небезпечних приміщень. Це зумовлено наявністю таких факторів: струмопровідні підлоги, можливість одночасного контакту працівника з корпусом електроспоживача та металевими предметами, що мають заземлення, а також підвищена вологість повітря

З метою електробезпеки при експлуатації електроустановок тепловий пункт передбачено:

- ізоляцію струмоведучих частин обладнання згідно з ПУЕ–86 (мінімальний опір ізоляції – 0,5 МОм);
- використання різнобарвної ізоляції провідників, маркувальних табличок, написів із зазначенням напруги, попереджувальних знаків і плакатів, а також застосування напруги до 42 В для електроінструментів;
- установлення щита для автоматизації та апаратури, що унеможливує контакт персоналу зі струмоведучими частинами, знижує ризик механічних пошкоджень і захищає провідники від вологи.
- Усі захисні та закриті пристрої в електроприміщеннях повинні відкриватися або зніматися лише за допомогою ключів чи інструментів.
- Лампи накаливання загального освітлення живляться від трифазної мережі 380/220 В з глухозаземленою нейтраллю, висота їх підвішування – 3 м.
- Для переносного освітлення передбачено розеткову мережу на 12 В.
- Працівники повинні бути забезпечені індивідуальними засобами захисту: діелектричними рукавичками, гумовими ковриками, чоботами, ізолюючими штангами тощо [5].

З метою уникнення електротравм при можливому переході напруги на неструмоведучі частини обладнання використовуються спеціальні електрозахисні засоби, а також пристрої для захисту працівників від дії струму,

									Арк.
									70
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

електричної дуги та електромагнітного випромінювання. Пробій ізоляції на корпус електрообладнання призводить до того, що дотик до корпусу або щита розглядається як контакт із фазою, що небезпечно для персоналу. Для запобігання цьому проєктом передбачено занулення корпусів електродвигунів насосів і регулювальних клапанів, які можуть опинитися під напругою при пошкодженні ізоляції.

У разі занулення пробій на корпус спричиняє коротке замикання фази (нульовий провідник – фаза – фазний провідник – корпус споживача – нульовий провідник). Захист від короткого замикання (автоматичний вимикач із токовим захистом) спрацює, і пошкоджений провідник відключається від мережі. Для запобігання поразки електричним струмом при ушкодженні ізоляції встановлюються переносні захисні огороження і заземлювачів типу ТЕС-15, що угвинчуються в землю.

Всі установки забезпечені засобами захисту, а також засобами надання першої медичної допомоги згідно «Правил використання й випробувань засобів захисту, що використовуються в електроустановках».

Вимоги ПУЕ–86 [9] до занулення:

- Струм короткого замикання повинен бути не менше ніж утричі більший за номінальний струм запобіжника або струм спрацювання автоматичного вимикача.
- Необхідно забезпечити цілісність нульового провідника та застосування повторних заземлювачів.
- Перевірка занулення проводиться при введенні обладнання в експлуатацію.
- Забороняється встановлення роз'єднувачів та інших апаратів у нульовий провід.
- Використання трубопроводів як нульового робочого проводу не допускається.

								Арк.
								71
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата			

### 7.3 Технічні рішення по забезпеченню гігієни праці і виробничої санітарії в приміщенні теплопункту, що проектується

При вирішенні питань оптимізації умов праці персоналу теплопункту враховують наступні особливості його роботи:

- у тепловому пункті немає постійних робочих місць;
- система регулювання витрати тепла на опалення працює цілком автоматично;
- у приміщенні теплового пункту відсутні підвищена загазованість і запиленість повітря;
- відсутній підвищений рівень шуму і вібрації завдяки використанню безшумних насосів і регуляторів малої потужності (до 360 Вт).[7]

Параметри мікроклімату, які впливають на стан здоров'я працюючого та рекомендації по їх вибору і забезпеченню в приміщенні теплопункту

Умови мікроклімату робочих приміщень теплопункту формують тепловий обмін працівників із середовищем шляхом конвекції, теплопровідності, випромінювання та випаровування. Вони визначаються комплексом показників: температурою, відносною вологістю, швидкістю руху повітря, температурою навколишніх поверхонь та інтенсивністю теплового випромінювання.

Оптимальні параметри мікроклімату забезпечують стабільний тепловий стан організму без додаткового навантаження на механізми терморегуляції. Допустимі умови можуть викликати короточасні зміни теплового балансу, що швидко компенсуються завдяки фізіологічній адаптації. При цьому не спостерігається ушкоджень чи порушень здоров'я, однак можливі неприємні теплові відчуття, погіршення самопочуття та зниження працездатності.[11]

До нормованих параметрів мікроклімату теплового пункту належать: температура повітря  $t, \text{ }^\circ\text{C}$ , відносна вологість  $W, \%$ , швидкість руху повітря  $V, \text{ м/с}$ , а також інтенсивність теплового випромінювання ( $\text{Вт/м}^2$ ).[11]

Робота персоналу по обслуговуванню теплового пункту і контроль справності устаткування відносяться до легких робіт категорії – І б.

									Арк.
									72
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

Оптимальні і допустимі значення параметрів мікроклімату у приміщенні теплову пункту наведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Оптимальні і допустимі значення параметрів мікроклімату у приміщенні теплову пункту [7]

Період року	Оптимальні			Допустимі		
	t, С	W, %	V, м/с	t, °С	W, %	V, м/с
Теплий період року	22...24	40 – 60	0,2	19...30	60 при 27°С	0,1...0,3
Холодний період року	21...23	40 – 60	0,1	17...25	75	≤0,2

Для підтримання нормативних параметрів мікроклімату проектом передбачено теплоізоляцію трубопроводів. У тепловому пункті та приміщенні оператора встановлюється загальнообмінна припливно-витяжна вентиляція з механічним приводом. Відповідно до санітарних норм, у приміщенні оператора кратність вентиляції становить 60 м<sup>3</sup>/год на одну особу. Якщо приміщення оператора суміжне з тепловим пунктом і спостерігається надмірне тепловиділення та підвищення температури повітря, необхідно передбачити додаткову теплоізоляцію огорожувальних конструкцій згідно з вимогами [11].

Організація робочого освітлення приміщення теплову пункту [5]

У приміщенні теплового пункту проектом не передбачено природне освітлення, натомість застосовується штучне – робоче та аварійне.

У приміщенні застосовується система штучного освітлення, яка включає загальне (рівномірне та локалізоване) і комбіноване освітлення (з додаванням місцевого). Аварійне освітлення використовується для продовження технологічних процесів у випадку відключення робочого освітлення. Світильники аварійного освітлення живляться від незалежного джерела.

Для зорової роботи розряду «В» 1-го підрозряду передбачено робоче штучне освітлення рівнем 150 лк із коефіцієнтом пульсації освітленості 20% .

Для досягнення зазначеного освітлення передбачені наступні технічні рішення:

									Арк.
									73
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

- світильники загального освітлення розташовані на фермах верхнього поверху;
- висота підвісу ламп – 3 м;
- напруга для стаціонарних розеток для переносних ламп – 12 В.

Також у приміщенні теплопункта забезпечується:

- відсутність тіней і відблисків на шкалах приладів;
- усунення пульсацій світлового потоку;
- постійність освітлення в часі;
- мінімальні контрасти в приміщенні.

Освітлювальні установки перебувають під постійним наглядом: виконуються роботи з очищення, проводиться поточний і профілактичний ремонт, здійснюється своєчасна заміна ламп, що вийшли з ладу.

Проектом передбачено освітлення, яке забезпечує комфортні умови для роботи без перевантаження зору. Освітленість робочих місць повинна відповідати специфіці виконуваних завдань. Збільшення рівня освітленості робочих поверхонь позитивно впливає на продуктивність праці. Виробничий шум і вібрації

З метою забезпечення нормативних умов проектом передбачено заходи для зниження шуму та вібрації при роботі устаткування теплопункту. У житлових та громадських будівлях з вбудованими тепловими пунктами рівень шуму і вібрації не має перевищувати 60 дБА.

Шум – це сукупність звуків різної частоти й інтенсивності.

Одним із технологічних способів боротьби з шумом є застосування обладнання, що характеризується мінімальними динамічними навантаженнями під час роботи механізмів і машин.

Для забезпечення нормативного звукового режиму проектом передбачається комплекс шумозахисних заходів, а саме:

- застосування мал шумних безфундаментних насосів, що кріпляться безпосередньо на трубопроводах;

									Арк.
									74
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

– з метою зниження передачі структурного шуму насосів по трубопроводах передбачається обов'язкове застосування гнучких вставок довжиною 1 м згідно ТУ 38-5-948-75. Місця кріплення трубопроводів до конструкцій, що обгороджують, ізолюються пружинними прокладками;

– розміри отворів для пропускання труб крізь стіни, повинні забезпечувати зазор між поверхнею теплоізоляційної конструкції труби і будівельної конструкції будинку, для закладення якого застосовують еластичні водогазонепроникні матеріали;

– двері теплового пункту передбачаються з підвищеною звукоізоляцією (два шари металу, мінераловатні плити між ними товщиною 50 мм), з ущільненням по периметру притулюванням пружинного матеріалу.

Вібрації виникають унаслідок передачі коливань від вібруючих поверхонь тілу людини. Їхній вплив викликає подразнення нервових закінчень у судинах та тканинах, що може стати причиною розвитку вібраційної хвороби [11]. У теплопункті джерелами вібрацій є насоси та електроприводи регулюючих клапанів.

Методи зменшення шкідливих вібрацій від працюючого устаткування можна поділити на дві основні групи:

– методи, засновані на зменшенні інтенсивності вібраційних сил у джерелі їх виникнення;

– методи зменшення вібрації на шляху їх розподілу через опорні зв'язки від джерела до інших машин і будівельних конструкцій.

Усунення чи зменшення вібрацій досягається шляхом застосування таких заходів:

– зменшення до мінімуму допусків між деталями, що з'єднуються, усунення перекосів, балансування, своєчасного змащення;

– під опори трубопроводів і устаткування при їхньому кріпленні до будівельних конструкцій необхідно передбачати віброізолюючі прокладки, у якості яких можна застосовувати гумові віброізолятори (коврики).

									Арк.
									75
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

## Захист від теплових випромінювань

У тепловому пункті спостерігається теплове випромінювання від трубопроводів із гарячою водою тепломережі, температура яких становить 150 °С та 70 °С. Для усунення цього впливу трубопроводи покриваються теплоізоляційним шаром типу **К-Flex фольгований** товщиною 25 мм, що знижує температуру їх зовнішніх поверхонь до 55 °С. Покривним шаром виступає фольга, нанесена на К-Flex. Відгалуження до місцевих систем опалення ізолюються матеріалом відповідного діаметра. Це одночасно зменшує теплове випромінювання та його вплив на температуру повітря в приміщенні теплового пункту.

Є ще один захист – це захист часом. При обслуговуванні обладнання персонал перебуває в приміщенні теплового пункту короткий проміжок часу.

### **7.4 Технічні рішення по забезпеченню пожежної безпеки в приміщенні теплових пункту, що проектується**

Пожежна безпека – це стан об'єкта, при якому з встановленою імовірністю виключається можливість виникнення пожежі, а при її виникненні забезпечуються умови для виявлення, обмеження поширення, захисту людей і матеріальних цінностей [4].

Тепловий пункт належить до категорії Д – пожежобезпечні приміщення, у яких знаходяться негорючі матеріали та речовини в холодному стані.

Пожежну небезпеку в приміщенні теплових пункту становлять кабелі електрообладнання. Причинами виникнення пожежі можуть бути короткі замикання, тривалі перевантаження з перегрівом провідників, іскріння, нагрівання у місцях з'єднання струмопровідних елементів, проведення зварювальних робіт, застосування відкритого вогню та недотримання вимог пожежної безпеки. Ізоляція кабелів виконана з полівінілхлориду, що належить до горючих матеріалів.

Пожежна безпека теплових пункту забезпечується:

- системою запобігання пожежі;

							Арк.
							76
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

– системою протипожежного захисту.

Для запобігання пожежі передбачені наступні заходи.

Використовуються матеріали з підвищеною пожежною стійкістю: негорючі (металеві) та трудногорючі (пластмасові).

Для захисту електроустановок від струмів короткого замикання застосовується система запобіжників, що включає плавкі та електромагнітні елементи.

У системах автоматизації застосовуються ізольовані проводи та кабелі з алюмінієвими і мідними жилами. Переріз проводів визначається відповідно до допустимих навантажень, втрат напруги та вимог міцності. Пожежна безпека залежить від належної якості приєднання проводів до обладнання, затискачів та від правильності їхнього з'єднання між собою.

Передбачено наступні запобіжні заходи:

- несправне устаткування негайно відключається;
- не допускається перегинання і скручування проводів при перекомутації устаткування;
- проводиться нагляд за справністю електропроводки;
- після закінчення роботи всі електроустановки відключаються.

Система протипожежного захисту призначена для обмеження поширення пожежі, забезпечення захисту людей і матеріальних цінностей від впливу небезпечних та шкідливих факторів, а також створення умов для її ліквідації.

До таких рішень відносяться:

- тепловий пункт обладнаний засобами пожежегасіння (порошковий вогнегасник ОП-1В) по [4]. Для запобігання виникнення пожежі в електроустановках, що знаходяться під напругою, використовується вогнегасник типу ОУ-8 (такий вогнегасник дозволяє гасити пожежу без відключення установки), а так само шухляда з піском, щільна тканина, лопата;
- проектом передбачено, що тепловий пункт має індивідуальний вихід;
- ширина проходів у світлі між двома теплообмінними апаратами більше одного метра;

									Арк.
									77
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

- для пожежної сигналізації застосовані пристрої охоронної сигналізація УОТС-11, що працюють з димовими і тепловими датчиками. Датчики встановлені на стелі;
- проектом передбачено, що електродвигуни, електропроводи і кабелі виконанням і ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струмів короткого замикання й інших аварійних режимів;
- проектом передбачено, що плавкі вставки запобіжників калібровані, з позначенням на клеймі номінального струму вставки;
- на електродвигуни, світильники передбачається нанесення знаків, що вказують ступінь їхнього захисту згідно стандартів;
- проектом передбачено, що з'єднання, відгалуження і кінців жил проводів здійснюється за допомогою обпресування, зварювання, пайки;
- проектом передбачено, що переносні світильники оснащені скляними ковпачками і сітками. Для цих світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з врахуванням їх захисту від можливих ушкоджень;
- передбачено стаціонарне застосування водяного пожежогасіння з пожежними кранами в настінних шафах.

Комплекс методів протипожежної безпеки розроблений відповідно з умовами «Правила пожежної безпеки при виконанні зварювальних і інших вогнебезпечних робіт на об'єктах народного господарства», а також вимогами ГОСТ 12.1.004-91.[11]

#### 7.4.1 Висновки

Проаналізовано потенційно небезпечні та шкідливі виробничі фактори та їхній вплив на персонал і мешканців будинку. На основі аналізу сформовано заходи з безпеки та охорони праці.

								Арк.
								78
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата			

## VIII. СТАРТАП ПРОЕКТ

Метою техніко-економічного розрахунку є визначення обсягу капітальних інвестицій у проєктований тепловий пункт, оцінка економічної доцільності впровадження системи регулювання відпуску теплової енергії споживачам та встановлення строку її окупності..

### 8.1 Розрахунок капіталовкладень

Таблиця 8.1 – Кошторис на устаткування теплового пункту

№ п/п	Найменування	Кільк., шт.	Ціна за од., тис. грн	Загальна вартість, тис. грн.
1	Пластинчасті теплообмінники P-0,3p	3	22,0	66,0
2	Насоси Wilo-Top-Z	2	14,0	28,0
3	Насоси Wilo-Top-S	2	16,0	32,0
4	Насоси Grundfos CR1	2	35,0	70,0
5	Розширювальний бак Reflex G800	1	23,3	23,3
6	Лічильник теплової енергії Multical 66E	1	9,6	9,6
7	Регулятор температури системи ГВП	1	6,0	6,0
8	Регулятор температури системи опалення	1	7,0	7,0
9	Регулятор перепаду тиску RD122F	1	11,0	11,0
10	Фільтри	—	—	50
11	Трубопроводи та арматура	—	—	200
12	Автоматика та КВП	—	—	100
<b>Загальна вартість обладнання <math>K_{об}</math>, тис. грн.</b>				<b>602,9</b>

Капіталовкладення в проєктування теплового пункту визначаю за формулою

$$K = K_{об} + K_{буд} + K_{монт} + K_{тр} + K_{неп}, \quad (8.1)$$

де  $K_{буд}$  – вартість будівельної частини, тис. грн.;

$K_{монт}$  – витрати на монтаж обладнання, тис. грн.;

$K_{тр}$  – транспортні витрати на доставку обладнання, тис. грн.;

$K_{неп}$  – непередбачувані витрати, тис. грн.

а) Вартість будівельної частини  $K_{буд} = 21$  тис. грн.

б) Витрати на монтаж обладнання

									Арк.
									79
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

$$K_{\text{монт}} = 0,15 \cdot K_{\text{об}}, \quad (8.2)$$

$$K_{\text{монт}} = 0,15 \cdot 602,9 = 90,435 \text{ тис. грн.}$$

в) Транспортні витрати на доставку обладнання

$$K_{\text{тр}} = 0,05 \cdot K_{\text{об}}, \quad (8.3)$$

$$K_{\text{тр}} = 0,05 \cdot 602,9 = 30,145 \text{ тис. грн.}$$

г) Непередбачувані витрати

$$K_{\text{неп}} = 0,2 \cdot (K_{\text{об}} + K_{\text{монт}} + K_{\text{тр}}), \quad (8.4)$$

$$K_{\text{неп}} = 0,2 \cdot (602,9 + 90,435 + 30,145) = 144,696 \text{ тис. грн.}$$

Тоді

$$K = 602,9 + 21 + 90,435 + 30,145 + 144,696 = 889,176 \text{ тис. грн.}$$

## 8.2 Витрати на експлуатацію теплового пункту

Вихідні дані для розрахунку

Витрати теплоти на опалення житлових та вбудованих приміщень 0,618 МВт (0,531 Гкал/год);

Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання 0,350 МВт (0,301 Гкал/год).

Опалювальний період  $n_o = 183$  діб.

Тривалість роботи системи гарячого водопостачання  $n_{\text{гвп}} = 365$  діб/рік.

Вартість 1 Гкал теплової енергії з врахуванням використання системи регулювання  $\text{Ц}_T = 1300$  грн/Гкал.

Середня заробітна плата 8000 грн/рік;

Вартість  $1 \text{ кВт} \cdot \text{год}$  електроенергії  $\text{Ц}_{\text{ел.ен.}} = 4,32$  грн/(кВт·год)

Сумарні витрати на експлуатацію теплового пункту

$$I_{\text{сум}} = I_{\text{тепл}} + I_{\text{зп}} + I_a + I_{\text{рем}} + I_{\text{ел.ен.}} + I_{\text{ін}}, \quad (8.5)$$

де  $I_{\text{тепл}}$  – витрати на теплопостачання споживача, грн/рік;

$I_{\text{зп}}$  – зарплата робітників, грн/рік;

							Арк.
							80
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$I_a$  – амортизаційні витрати, грн/рік;

$I_{рем}$  – витрати на ремонт устаткування, грн/рік;

$I_{ел.ен.}$  – витрати на оплату за електроенергію, грн/рік;

$I_{ін}$  – інші витрати, грн/рік.

Витрати на теплопостачання споживача визначаю по формулі

$$I_{тепл} = Q_o \cdot n_o \cdot 24 \cdot C_m + Q_{зеп} \cdot n_{зеп} \cdot 24 \cdot C_m, \quad (8.6)$$

$$I_{тепл.} = 0,531 \cdot 183 \cdot 24 \cdot 1300 + 0,301 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 1300 = 6\,459\,585 \text{ грн/рік}$$

Тепловий пункт обслуговується одним робітником із середньою місячною зарплатою  $I_{м.зн} = 8500$  грн/місяць. Тоді річна зарплата робітника, з нарахуваннями на заробітну плату в розмірі 37,5%, складає.

$$I_{зн} = 8500 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 1,37 = 139\,740 \text{ тис. грн/рік}$$

Амортизаційні витрати

$$I_a = H_a \cdot K, \quad (8.7)$$

де  $H_a$  – норма відрахувань на амортизацію; приймається рівної 15 % на рік.

$$I_a = 0,15 \cdot 732,6 = 108,9 \text{ тис. грн/рік.}$$

Витрати на ремонт устаткування (приймаються рівними 80 % від витрат на амортизацію)

$$I_{рем} = 0,8 \cdot I_a, \quad (8.8)$$

$$I_{рем} = 0,8 \cdot 108,9 = 87,12 \text{ тис. грн/рік.}$$

Витрати на оплату за електроенергію

$$I_{ел.ен.} = (W_o + W_{гвп}) \cdot C_{ел.ен.}, \quad (8.9)$$

де  $W_o$  – кількість споживаної електроенергії електроустаткуванням системи опалення, (кВт · год)/рік;

$W_{гвп}$  – кількість споживаної електроенергії електроустаткуванням системи ГВП, (кВт · год)/рік;

$$W = N \cdot T_{раб}, \quad (8.10)$$

де  $N$  – споживана потужність електроенергії, кВт;

							Арк.
							81
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$T_{\text{раб}}$  – число годин роботи електроустаткування в рік, год/рік.

За паспортним даними устаткування приймаю потужність, споживану 2 циркуляційними насосами, 1 підживлюючим насосом, 2 електроприводами регулювальних клапанів, 2 контролерами

$$N = 0,18 + 1,1 + 1,3 + 2 \cdot 0,003 + 2 \cdot 0,0085 = 2,6 \text{ кВт.}$$

Для циркуляційних насосів і регулювальних клапанів системи опалення приймаю  $T_{\text{раб}} = 183 \cdot 24 = 4392 \text{ год/рік.}$

Тоді кількість споживаної електроенергії електроустаткуванням системи опалення

$$W_o = 4392 \cdot (1,1 + 1,3 + 0,003 + 0,0085) = 10591,308 \text{ (кВт} \cdot \text{год) / рік.}$$

Для електроустаткування системи гарячого водопостачання приймаю  $T_{\text{раб}} = 365 \cdot 24 = 8760 \text{ год/рік.}$

Тоді кількість споживаної електроенергії електроустаткуванням системи гарячого водопостачання

$$W_{\text{ген}} = 8760 \cdot (0,18 + 0,003 + 0,0085) = 1677,54 \text{ (кВт} \cdot \text{год) / рік.}$$

Витрати на оплату за електроенергію

$$I_{\text{ел.ен.}} = (10591,3 + 1677,54) \cdot 0,42 = 5,2 \text{ тис. грн/рік.}$$

Інші витрати

$$I_{\text{ін}} = 0,3 \cdot (I_a + I_{\text{рем}} + I_{\text{зп}}), \quad (8.11)$$

$$I_{\text{ін}} = 0,3 \cdot (108,9 + 87,12 + 11,7) = 62,3 \text{ тис. грн/рік.}$$

Сумарні витрати на експлуатацію теплового пункту

$$I_{\text{сум}} = 693 + 11,7 + 108,9 + 87,12 + 11,7 + 62,3 = 974,72 \text{ тис. грн/рік}$$

### 8.3 Визначення строку окупності системи регулювання та економічного ефекту

Вихідні дані для розрахунку

Опалювальний період  $n_o = 183$  діб.

							Арк.
							82
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Вартість 1 Гкал теплової енергії з врахуванням використання системи регулювання  $C_T = 1300$  грн/Гкал.

Зарплату робітника, що обслуговує систему регулювання 6500 грн/міс.

Капіталовкладення в систему регулювання

Таблиця 8.2 – Кошторис на устаткування системи регулювання

№ п/п	Найменування	Кільк., шт.	Ціна за од., тис. грн	Загальна вартість, тис. грн.
1	Регулятор температури системи ГВП	1	10,0	10,0
2	Регулятор температури системи опалення	1	11,0	11,0
3	Регулятор перепаду тиску RD122F	1	15,0	15,0
<b>Загальна вартість обладнання <math>K'_{об}</math>, тис. грн.</b>				<b>36,0</b>

Капіталовкладення в систему регулювання визначаю за формулою

$$K' = K'_{об} + K'_{монт} + K'_{неп}, \quad (8.12)$$

де  $K'_{монт}$  – витрати на монтаж, тис. грн.;

$K'_{неп}$  – непередбачувані витрати, тис. грн.

Витрати на монтаж

$$K'_{монт} = 0,15 \cdot K'_{об}, \quad (8.13)$$

$$K'_{монт} = 0,15 \cdot 36 = 5,4 \text{ тис.грн}$$

Непередбачувані витрати

$$K'_{неп} = 0,2 \cdot (K'_{об} + K'_{монт}), \quad (8.14)$$

$$K'_{неп} = 0,2 \cdot (36 + 5,4) = 82,8 \text{ тис.грн}$$

Тоді, капіталовкладення в систему регулювання складуть

$$K' = 36 + 5,4 + 82,8 = 124,2 \text{ тис.грн}$$

Сумарні витрати на експлуатацію теплового пункту

$$I'_{сум} = I'_{зп} + I'_a + I'_{рем} + I'_{ел.ен.} + I'_{ін}, \quad (8.15)$$

де  $I'_{зп}$  – зарплата робітника, що обслуговує систему регулювання, грн/рік;

$I'_a$  – амортизаційні витрати, грн/рік;

							Арк.
							83
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$I'_{рем}$  – витрати на ремонт устаткування, грн/рік ;

$I'_{ел.ен.}$  – витрати на оплату за електроенергію, грн/рік ;

$I'_{ін}$  – інші витрати, грн/рік .

Систему регулювання обслуговує один робітник із середньою місячною зарплатою  $I_{м.зн} = 6500$  грн . Тоді річна зарплата робітника, з нарахуваннями на заробітну плату в розмірі 37,5%, складає

$$I'_{зн} = 6500 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 1,375 = 107 \text{ тис. грн/рік.}$$

Амортизаційні витрати

$$I'_a = H'_a \cdot K', \quad (8.16)$$

де  $H'_a$  – норма відрахувань на амортизацію системи регулювання. Встановлюю значення 15 % на рік.

$$I'_a = 0,15 \cdot 124,2 = 18,63 \text{ тис. грн/рік}$$

Витрати на ремонт устаткування (приймаються рівними 80 % від витрат на амортизацію)

$$I'_{рем} = 0,8 \cdot I'_a, \quad (8.17)$$

$$I'_{рем} = 0,8 \cdot 18,63 = 15 \text{ тис. грн/рік}$$

Витрати на оплату за електроенергію

$$I'_{ел.ен.} = W' \cdot C_{ел.ен.}, \quad (8.18)$$

де  $W'$  – кількість споживаної електроенергії електроустаткуванням системи регулювання, (кВт · год)/рік ;

$$W' = N' \cdot T'_{роб}, \quad (8.19)$$

де  $N'$  – споживана потужність електроенергії, кВт;

$T'_{роб}$  – число годин роботи електроустаткування в рік. Встановлюю значення  $T'_{роб} = 1133 \text{ год/рік.}$

За паспортним даними устаткування приймаю потужність споживану 2 електроприводами регулюючих клапанів та 2 контролерами

$$N' = 2 \cdot 0,003 + 2 \cdot 0,0085 = 0,024 \text{ кВт.}$$

							Арк.
							84
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

Кількість споживаної електроенергії

$$W' = 1133 \cdot 0,024 = 27,1 \text{ (кВт} \cdot \text{год) / рік}$$

Тоді витрати на оплату за електроенергію

$$I'_{ел.ен.} = 27,1 \cdot 0,42 = 11,42 \text{ тис. грн / рік.}$$

Інші витрати

$$I'_{ін} = 0,3 \cdot (I'_a + I'_{рем} + I'_{зн}), \quad (8.20)$$

$$I'_{ін} = 0,3 \cdot (4,96 + 3,97 + 107) = 34,7 \text{ тис. грн / рік}$$

Сумарні витрати на експлуатацію системи регулювання

$$I_{сум} = 107 + 4,96 + 3,97 + 11,42 + 34,7 = 162,1 \text{ тис. грн / рік.}$$

Визначення економії тепла й коштів на оплату за теплову енергію

Економія витрати мережної води

$$G_{о.ек} = G_{о.м} - G_{о.мін.м}, \quad (8.21)$$

де  $G_{о.м}$ ,  $G_{о.мін.м}$  – витрата мережної води на систему опалення в номінальному режимі й режимі економії тепла.

Приймаю  $G_{о.мін.м} = 0,8 \cdot 1,84 = 1,474$  кг/с.

$$G_{о.ек} = 1,84 - 1,474 = 0,366 \text{ кг / с.}$$

Річна економія тепла за опалювальний період

$$Q_{о.ек} = G_{о.ек} \cdot c_p \cdot (t_{ср.под} - t_{ср.звор}) \cdot N, \quad (8.22)$$

де  $t_{ср.под}$ ,  $t_{ср.звор}$  – температура мережної води при середній розрахунковій температурі на опалення  $t_{ср.о} = -1,1^\circ\text{C}$  [12] відповідно, у подавальному і зворотному трубопроводах,  $^\circ\text{C}$ ;

$N$  – число годин роботи системи регулювання витрати тепла в нічний час, год/рік, визначається, виходячи із тривалості опалювального сезону, для м. Києва рівного 187 діб [5].

$$t_{ср.под} = t_{р.сн} + (t_{нр.ср} - t_{р.сн}) \cdot \left( \frac{t_{р.сн} - t_{ср.о}}{t_{р.сн} - t_{р.о}} \right)^{0,76} + (t_{р.под} - t_{нр.ср}) \cdot \frac{t_{р.сн} - t_{ср.о}}{t_{р.сн} - t_{р.о}}, \quad (8.23)$$

де  $t_{нр.ср}$  – середня температура нагрівальних приладів,  $^\circ\text{C}$ .

							Арк.
							85
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$t_{np,cp} = \frac{t_{o,nod} + t_{o,zvor}}{2}, \quad (8.24)$$

$$t_{np,cp} = \frac{95+70}{2} = 82,5^{\circ}C.$$

Тоді

$$t_{cp,nod} = 20 + (82,5 - 20) \cdot \left(\frac{20-(-1,1)}{20-(-22)}\right)^{0,76} + (150 - 82,5) \cdot \frac{20-(-1,1)}{20-(-22)} = 91^{\circ}C.$$

$$t_{cp,zvor} = t_{cp,nod} - (t_{p,nod} - t_{p,zvor}) \cdot \frac{t_{p,sn} - t_{cp,o}}{t_{p,sn} - t_{p,o}}, \quad (8.25)$$

$$t_{cp,zvor} = 91 - (150 - 70) \cdot \frac{20-(-1,1)}{20-(-22)} = 50,78^{\circ}C;$$

Число годин роботи системи регулювання

$$N = 135 \cdot n_1 + 26 \cdot n_2 + 26 \cdot n_3, \quad (8.26)$$

де  $n_1$  – число годин роботи системи в робочий день. Встановлюю значення

$n_1 = 6$  год (з 22<sup>00</sup> до 4<sup>00</sup>);

$n_2$  – число годин роботи системи в суботу. Встановлюю значення  $n_2 = 6$  год (з 22<sup>00</sup> до 4<sup>00</sup>);

$n_3$  – число годин роботи системи в неділю. Встановлюю значення  $n_3 = 6$  год (з 22<sup>00</sup> до 4<sup>00</sup>).

$$N = 135 \cdot 6 + 26 \cdot 6 + 26 \cdot 6 = 1133 \text{ год/рік.}$$

Тоді

$$Q_{o,ek} = 0,368 \cdot 4,187 \cdot (91 - 50,8) \cdot 1133 = 69676 \text{ (кВт} \cdot \text{год) / рік.}$$

Або  $Q_{o,ek} = 69,6 \text{ Гкал/рік.}$

Вартість зекономленої теплової енергії

$$\mathcal{E}_{рег} = Q_{ek} \cdot C_m, \quad (8.27)$$

$$\mathcal{E}_{рег} = 69,6 \cdot 1300 = 90,5 \text{ тис. грн/рік}$$

Чиста річна економія засобів

$$\mathcal{E}_p = I'_{\text{сум}} - \mathcal{E}_{рег}, \quad (8.28)$$

$$\mathcal{E}_p = 162,1 - 90,5 = 71,6 \text{ тис. грн/рік}$$

Строк окупності системи регулювання

							Арк.
							86
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

$$T_{ок} = \frac{K'}{\mathcal{E}_p}, \quad (8.28)$$

$$T_{ок} = 124,2 / 71,6 = 1,6 \text{ року}$$

Так як  $T_{ок} = 1,6 \text{ року} < T_n = 6,6 \text{ року}$ , то застосування системи регулювання витрати тепла виправдано.

Визначення економічної ефективності системи регулювання

Економічну ефективність визначаю за формулою

$$\mathcal{E}_{ef} = \mathcal{E}_p - (K' \cdot E_n), \quad (8.29)$$

де  $E_n$  – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень. Встановлюю значення  $E_n = 0,15$ .

$$\mathcal{E}_{ef} = 71,6 - (124,2 \cdot 0,15) = 52,97 \text{ тис.грн/рік}$$

								Арк.
								87
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата			

Результати техніко-економічного розрахунку зведемо в таблицю 8.3.

Таблиця 8.3 – Техніко-економічні показники роботи індивідуального теплового пункту житлового будинку по вулиці Касіяна в м. Києві.

Показник

№ з/п	Показник	Од. вим.	Значення
1. Тепловий показник			
1.1	Капіталовкладення в тепловий пункт	Тис.грн	889,1
1.2	Витрати на теплопостачання споживачів	Млн. грн/рік	6,4
1.3	Заробітня плата	Тис. грн/ рік	139,7
1.4	Витрати на амортизацію	Тис.грн/ рік	108,9
1.5	Витрати на ремонт устаткування	Тис.грн/рік	87,12
1.6	Витрати на оплату електроенергію	Тис.грн/рік	5,2
1.7	Інші витрати	Тис.грн/рік	65,9
1.8	Річні експлуатаційні роботи	Тис.грн/рік	974,72
2. Система регулювання			
2.1	Капіталовкладення в систему регулювання	Тис.грн	36,0
2.2	Річні витрати на електроенергію	Тис.грн/рік	11,42
2.3	Річні амортизаційні відрахування	Тис.грн/рік	18,6
2.4	Витрати на ремонт та інші витрати	Тис.грн/ рік	15,0
2.5	Річні експлуатаційні витрати	Тис.грн/рік	162,1
2.6	Річна економія тепла	кВтгод/рік	69,6
2.7	Чиста економія засобів	Тис.грн/рік	71,6
2.8	Економічна ефективність	Тис.грн/рік	52,97
2.9	Термін окупності системи регулювання	роки	1,6

									Арк.
									88
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата				

## ВИСНОВКИ

В результаті виконання дипломного проекту був розроблений індивідуальний пункт тепlopостачання житлового будинку в місті Київ.

Виконано розрахунок теплових навантажень споживачів. Сумарні навантаження складають  $Q_{\Sigma} = 0,97 \text{ MWt}$ .

Внаслідок розрахунків систем гарячого водopостачання та опалення прийнято рішення застосувати три розбірні пластинчасті теплообмінники з пластинами типу P-0,3p.

У процесі розгляду питань обліку теплової енергії та проведених розрахунків для встановлення на подаючому й зворотному трубопроводах було обрано фланцевий двоканальний теплoлічильник моделі **Multical 66E Ду40**.

Під час розрахунків обладнання тепlopостачального пункту підібрано циркуляційні насоси для систем ГВП та опалення, підживлюючий насос системи опалення, а також визначено параметри розширювального бака. Виконано підбір регуляторів температури гарячої води та регулятора перепаду тиску. Окремо проведено розрахунок дросельних шайб для систем гарячого водopостачання й опалення.

У дипломному проекті було проаналізовано питання охорони праці та розглянуто аспекти автоматизації виробничих процесів.

У результаті виконаного техніко-економічного розрахунку встановлено, що строк окупності автоматичної системи регулювання становить  $T_{ок} = 1,6 \text{ року}$ .

							Арк.
							89
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. Алабовський О.М., Боженко М.Ф., Хоренженко Ю.В. Проектування котелень промислових підприємств: курсове проектування з елементами САПР. – К.: Вища школа, 1992. – 202с.
2. Раб`яш, Р. Системи опалення приміщень в аспекті теплового комфорту та технологічних вимог К.: Ринок інсталяційний, 1997. 26 с.
3. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. Методичні вказівки. – К. : НТУУ «КПІ», ТЕФ. 2013. – 60с.
4. Дешко В.І., Білоус І.Ю., Наумчук О.С. Системи виробництва та розподілу енергії: виробництво, розподіл та споживання теплової енергії. Навч. посібник для студентів спец. 144 «Теплоенергетика». – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 23 с.
5. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинний від 01.10.2013.
6. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. ДБН В 2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.
7. ДСН 3.3.6.039-99. Санітарні норми загальних і локальних виробничих вібрацій.
8. ДНАОП 0.00-1.11-98. «Правила будови і безпечної експлуатації трубопроводів пари і гарячої води».
9. Закон України «Про охорону праці».
10. Рекомендації «По проектування автоматизованих вузлів приєднання систем опалення», м. Київ – 2000 г.
11. Пірнов В. В. , Сучасні теплові пункти , 2008р , 98-227 с.
12. Chernousenko, O., Rindyuk, D., Peshko, V., & Bednarska, I. (2022, October). Effect of start-up operating modes on the cyclic damage of thermal power plant units. In 2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS) (pp. 233-238). IEEE.

										Арк.
										90
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата					

# Додаток А

## Перевірка магістерської дисертації на академічну доброчесність



23.56%

КП 1

### Звіт подібності

#### Метадані

Назва організації		підрозділ		
<b>National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute</b>		<b>IATE, К-ра теплової та альтернативної енергетики</b>		
Заголовок				
<b>Індивідуальний тепловий пункт багатоквартирного будинку в м. Київ</b>				
Автор		Науковий керівник / Експерт		
<b>Ходор Сергій</b>		<b>Володимир Середа</b>		
Кількість слів	Кількість символів	Дата звіту	Дата редагування	ІД документа
<b>13694</b>	<b>112423</b>	<b>16.12.2025</b>	<b>16.12.2025</b>	<b>332878755</b>

#### Тривога

Заміна букв	<b>B</b>	171	^ v
Інтервали	<b>A→</b>	0	^ v
Мікропробіли	<b> </b>	0	^ v
Білі знаки	<b>B</b>	0	^ v
Парафрази (SmartMarks)	<b>a</b>	254	^ v

#### Джерела

+ 10 найдовших фраз	Колір тексту
+ з домашньої бази даних (14.43 %)	■
+ з програми обміну базами даних (0.22 %)	■
+ з Інтернету (8.91 %)	■

#### Список прийнятих фрагментів

						Арк.
						91
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата	

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на магістерську дисертацію	2	
2	A4	МД 25.144.41.07 ПЗ	Пояснювальна записка	91	
3	A1	МД 25.144.41.07.001 ТП	Приципова теплова схема	1	
4	A1	МД 25.144.41.07.002 ТП	Компоновка обладнання. План на відм. -5,000	1	
5	A1	МД 25.144.41.07.003 ТП	Компоновка обладнання систем ГВП та ХВП	1	
6	A1	МД 25.144.41.07.004 ТП	Схема підключення насосів. Вигляди А, Б, В	1	
7	A1	МД 25.144.41.07.005 ТП	План на відм. -5,000. Розріз А-А	1	
8	A1	МД 25.144.41.07.006 ТП	Компоновка обладнання. План на відм. -2,560. Розріз А-А	1	
9	A1	МД 25.144.41.07.001 ВЗ	Блок незалежної системи гарячого водопостачання. Креслення загального вигляду	1	
10	A1	МД 25.144.41.07.001 ВЗ1	Блок незалежної системи опалення. Креслення загального вигляду	1	
11	A4	МД 25.144.41.07.001 ТП.С	Специфікація обладнання та устаткування	2	

				МД 25 144 41 07 ПЗ		
	Прізвище	Підпис	Дата			
Розробив	Ходор			Відомість магістерської дисертації	Аркуш	
Перевірив	Середа				Аркушів	
Т. контр.	Соломаха				1	
Н. контр.	Сірий				КПІ ім.Ігоря Сікорського, Кафедра ТАЕ, Гр.ТУ-41мп	
В.о.зав. каф.	Пешко					