

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

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теплоенергетики

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри

(підпис) Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ____ ” _____ 2022 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Центральний тепловий пункт багатосекційного житлового будинку
по вулиці Солом'янська 35 у м. Києві» _____

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 81

_____ Труценко Іван Олексійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник _____ доцент, к.т.н., с.н.с. Петро БАРАБАШ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище) (підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Сергій КАШТАНОВ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ) (підпис)

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

Студент _____
(підпис)

Київ – 2022 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теплоенергетики

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ____ ” _____ 2022 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Труцуненко Івану Олексійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Центральний тепловий пункт багатосекційного житлового будинку по вулиці Солом'янська 35 у м. Києві» _____

керівник проекту _____
Петро БАРАБАШ к.т.н., с.н.с. _____,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2022 р. № ____

2. Термін подання студентом проекту 17.06.2022 р.

3. Вихідні дані до проекту _____

Населений пункт – м.Київ; житловий комплекс із трьох секцій з опалювальною площею 9874м²; кількість мешканців N=900 чол.; тепла мережа з температурним режимом 150 x70°C; місцева система з розрахунковим температурним режимом: 95 x65°C; кількість будинків у плані -- 3 _____

4.Зміст пояснювальної записки _____

1 Розрахунок теплових навантажень споживачів _____

2 Розробка схеми теплового пункту _____

3 Розрахунок витрати теплоносія _____

4 Гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж _____

5 Блок системи гарячого водопостачання _____

6 Блок системи опалення _____

7 Підбір обладнання теплового пункту _____

8 Охорона праці _____

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) _____
 Теплова схема (СПДБ) А1, 1 арк _____
 Компановка обладнання (СПДБ) А1, 1 арк _____
 Вузол комерційного обліку (СПДБ) А1, 1 арк _____
 Специфікація на теплову схему А4, 2 арк _____
 Специфікація на компановку А4, 1 арк _____

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Сергій КАШТАНОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання _____ 29 травня 2022 року _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розрахунок теплових навантажень споживачів	30.05.22 р.	
2	Розробка схеми теплового пункту	01.06.22 р.	
3	Розрахунок витрати теплоносія	02.06.22 р.	
4	Гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж	04.06.22 р.	
5	Блок системи гарячого водоопостачання	05.06.22 р.	
6	Блок системи опалення	06.06.22 р.	
7	Підбір обладнання теплового пункту	08.06.22 р.	
8	Охорона праці	09.06.22 р.	
9	Оформлення графічної частини	10.06.22 р.	
10	Оформлення пояснювальної записки	12.06.22 р.	

Студент

(підпис)

Іван ТРУЦУНЕНКО

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проекту

(підпис)

Петро БАРАБАШ

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: «Центральний тепловий пункт багатосекційного житлового
будинку по вулиці Солом'янська 35 у м. Києві»

Анотація

Дипломний проєкт першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Центральний тепловий пункт багатосекційного житлового будинку по вулиці Солом'янська 35 у м. Києві»: пояснювальна записка на 84 с., 6 рис., 4 табл., 21 бібліографічних найменувань; 2 дод.; 3 кресленики ф. А1.

Об'єкт розробки – центральний тепловий пункт багатосекційного житлового комплексу.

Мета роботи – проєктування ЦТП із розрахунками на забезпечення гарячого водопостачання та системи опалення для багатосекційного житлового будинку, що є досить вагомою частиною для проєктування самого житлового комплексу.

Наведені розрахунки навантажень від споживачів на гаряче водопостачання та опалення у зимній, перехідний та літній періоди. Виконано розрахунки втрат теплоносія у холодний, перехідний та теплий періоди року. Зроблено гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж із підбором діаметрів та підрахунком втрат тиску. Виконані розрахунки пластинчатих теплообмінників для блоку системи гарячого водопостачання та блоку системи опалення.

Тепловий пункт, розташований у підвальному приміщенні 2-ї житлової секції, призначений для розподілу теплової енергії між системами опалення та гарячого водопостачання 2, 3, 4 секцій. Система теплопостачання – двотрубна, водяна. Джерело теплопостачання – СТ-1 ТМ-1 теплових мереж ТЕЦ - 5. Вузол приєднання – ТК 101А\21. За результати розрахунків обрані насоси із мокрими роторами. Один робочий і один резервний для системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій і один робочий та один резервний для системи опалення 2 (2 зона) секції. Один робочий і один резервний для системи ГВП 2 (1 зона), 3, 4 секцій, а також один робочий та один резервний та один підживлюючий та резервний підживлюючий для системи ГВП 2 (2 зона) секції.

Системи ГВП та опалення в різних секціях різняться. Для нашого багатосекційного будинку я обрав всі насоси фірми "Wilo". Також я виконав розрахунки і підібрав дросельні шайби, регулюючі клапани, мембранний бак, трубопроводи, арматуру та дренаж.

Передбачені заходи з охорони праці для працівників будівлі. Описані технічні та організаційні моменти що до експлуатації ЦТП, заходи з електробезпеки та протипожежної безпеки, а також протипожежний захист спроектованого об'єкту.

На кресленнях наведені: Теплова схема, компоновка обладнання та вузол комерційного обліку.

Ключові слова: гаряче водопостачання, опалення, теплообмінник, насос.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Summary

Diploma project of the first (bachelor's) level of higher education on the topic: "Central heating point of a multi-section residential building at 35 Solomyanskaya Street in Kyiv": explanatory note for 84 pages, 6 figures, 24 tables, 21 bibliographic titles; 2 add .; 3 drawings f. A1.

The object of development is the central heating point of a multi-section residential complex.

The purpose of the work is to design a central heating system with calculations for the provision of hot water supply and heating system for a multi-section residential building, which is a very important part for the design of the residential complex.

Calculations of loads from consumers for hot water supply and heating in winter, transition and summer periods are given. Calculations of heat carrier losses in cold, transitional and warm periods of the year are performed. Hydraulic calculation of heating network pipelines with selection of diameters and calculation of pressure losses is made. Calculations of plate heat exchangers for the hot water supply system unit and the heating system unit were performed.

The heating point, located in the basement of the 2nd residential section, is designed for the distribution of thermal energy between the heating and hot water supply systems of the 2nd, 3rd, 4th sections. Heating system - two-pipe, water. Heat supply source - ST-1 TM-1 thermal networks CHP - 5. Connection node - TC 101A \ 21. According to the results of calculations, pumps with wet rotors were selected. One working and one reserve for heating system 2 (1 zone), 3, 4 sections and one working and one reserve for heating system 2 (2 zone) sections. One working and one reserve for GWP system 2 (1 zone), 3, 4 sections, and also one working and one reserve and one feeding and reserve feeding and reserve feeding for GWP system 2 (2 zone) sections

HWS and heating systems in different sections differ. For our multi-section house, I chose all Wilo pumps. I also performed calculations and selected throttle washers, control valves, diaphragm tank, piping, fittings and drainage.

Occupational safety measures are provided for employees of the building. Describes the technical and organizational aspects of the operation of the CHP, measures for electrical safety and fire safety, as well as fire protection of the designed facility.

The drawings show: Thermal diagram, equipment layout and commercial metering unit.

Key words: hot water supply, heating, heat exchanger, pump.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	8
ВСТУП	10
1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ.....	12
1.1 Розрахунок витрат теплоти на опалення.....	12
1.2 Розрахунок витрати теплоти на гаряче водопостачання.....	15
1.3 Висновки до розділу 1.....	17
2 РОЗРОБКА СХЕМИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ	18
3 РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ.....	19
3.1 Опалювальний період.....	19
3.2 Перехідний період.....	21
3.3 Літній період.....	21
3.4 Висновки до розділу 3.....	22
4 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ.....	23
4.1 Вибір діаметрів трубопроводів.....	23
4.2 Розрахунок втрат тиску.....	24
4.3 Висновки до розділу 4.....	26
5 БЛОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ	27
5.1 Загальні відомості.....	27
5.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника	27
5.3 Висновки до розділу 5.....	49
6 БЛОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ.....	51
6.1 Загальні відомості.....	51
6.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника.....	54
6.3 Висновки до розділу 6	62

					ТП 81 24 011 ПЗ			
Зм.	Кільк	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Труцуненко				Центральний тепловий пункт багатосекційного житлового будинку по вулиці Солом'янська 35 у м. Києві	Стадія	Аркуш	Аркушів
Керівник	Барабаш					ДПБ	6	84
П. контр						КП ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ		
Н.контр	Боженко							
Зав. каф.	Черновсенко							

7 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ	63
7.1 Вибір насосів.....	63
7.2 Розрахунок дросельних шайб.....	64
7.3 Регулюючі клапани.....	65
7.4 Мембранний бак.....	67
7.5 Трубопроводи, арматура та дренаж.....	67
7.6 Висновки до розділу 7.....	68
8 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	69
8.1 Технічні рішення щодо безпечної експлуатації об'єкта.....	70
8.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	73
8.3 Пожежна безпека.....	75
8.4 Висновки до розділу 8.....	76
ВИСНОВКИ.....	77
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	78
ДОДАТОК А	
Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність.....	80

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

C – теплоємність;
 G – витрата води;
 K – коефіцієнт теплопередачі;
 L – витрата повітря;
 P – тиск, Па;
 Q – тепловий потік;
 R – термічний опір,
 W – швидкість;
 q – густина теплового потоку;
 t – температура;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 λ – коефіцієнт теплопровідності;
 ρ – густина, кг/м³;
 $\Delta \bar{t}$ – середній температурний напір;
 ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості;
 δ – товщина стінки;
 Re – критерій Рейнольдса;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – критерій Прандтля.

Індекси

Нижні:

о,макс – на опалення максимальні;
о,сер – на опалення середні;
вн – внутрішня;
в – втрати;
вк – вікно;
ст – стіна;
р.о – розрахункова на опалення;
сер,о – середня опалювального періоду;
о,річн – на опалення річні;
п – підлога, повітря;
з – зовнішня;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						8
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

сист – система;

г– гідравлічний;

о. – опалення;

м – місцеві;

д – дійсні;

тр – трубопроводи.

Верхні:

max – максимальний;

min – мінімальний;

ср.м– середньомісячні температури.

ном – номінальна;

Скорочення:

ЦТП – центральний тепловий пункт;

ТОА – теплообмінний апарат;

ГВП – гаряче водопостачання

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						9
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Всі теплові пункти відносяться або до центральних (ЦТП), або до індивідуальних (ІТП). До ІТП відносяться установки з вузлами приєднання до теплових мереж системи тепловикористання одного будинку. Всі інші теплові пункти незалежно від кількості обслуговуваних будинків відносяться до ЦТП.

Останнім часом споживачі теплової енергії приєднуються до теплових мереж через індивідуальні теплові пункти. Це економічно обгрунтовано у порівнянні з окремо розташованими ЦТП, до яких приєднується 8-10 будинків.

Теплопостачання житлових будинків від окремо стоячого ЦТП здійснюється за допомогою зовнішніх теплових мереж та мереж гарячого водопостачання. З причин високої внутрішньої корозії трубопроводів ГВП, трубопроводи теплових мереж дуже часто виходять з ладу, так, як гаряча вода через пошкодження витікає у канали та заливає трубопроводи. Через, що теплові пункти розміщують у підвальних приміщеннях житлових будинків.

До основного обладнання теплових пунктів відносять циркуляційні насоси для переміщення теплоносія, водоводяні підігрівачі для передачі тепла від одного теплоносія до іншого, розширювальні баки. Широке використання у ТП мають обладнання контролю та регулювання, запірні та регулюючі арматури, а також труби та теплова ізоляція.

У дипломному проєкті розраховується центральний тепловий пункт групи житлових будинків за адресою: вулиця Солом'янська 35 у місті Києві за наступними вихідними даними.

- ЦТП передбачає теплопостачання житлового комплексу, який складається із трьох окремих житлових секцій.

- Тепловий пункт, розташований у підвальному приміщенні 2-ї житлової секції, призначений для розподілу теплової енергії між системами опалення та гарячого водопостачання 2, 3, 4 секцій.

Схема теплопостачання – двотрубна, водяна.

Площа опалення житлових будинків $F_{\text{ж}} = 9874 \text{ м}^2$

Кількість мешканців $m_{\text{ж}} = 800$ люд.

Джерело теплопостачання – СТ-1 ТМ-1 теплових мереж ТЕЦ - 5.

Вузол приєднання – ТК 101А\21

Параметри теплоносія в точці приєднання:

- тиск в подавальному трубопроводі – 0.94 МПа;
- тиск в зворотному трубопроводі – 0.25 МПа.
- температура води в подавальному трубопроводі – $T_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура води в зворотному трубопроводі – $T_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						10
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1 – Кліматологічні дані м. Києва [1]

Назва	Величина	Одиниця виміру	Значення
Розрахункова температура на опалення	$t_{p.o}$	$^{\circ}C$	-22
Середня розрахункова температура опалювального періоду	$t_{cp.o}$	$^{\circ}C$	-0,1
Середня температура найбільш холодного місяця	$t_{cp.x.m}$	$^{\circ}C$	-4,7
Розрахункова температура на вентиляцію	$t_{p.v}$	$^{\circ}C$	-10
Тривалість опалювального періоду	n_0	доба	187

1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

1.1 Розрахунок витрат теплоти на опалення [1, 4, 7]

1.1.1 Розрахункові теплові втрати житлової частини Q_1 , кВт, визначаються за формулою (1.1) [1]:

$$Q_1 = (Q_a + Q_v), \quad (1.1)$$

де Q_a – тепловий потік, кВт, який проходить крізь огорожувальні конструкції;
 Q_v – витрати теплоти, кВт, на нагрів вентиляційного повітря.

Величини розраховуються для кожного опалювального приміщення. На прикладі одного приміщення 2-ї секції розраховую теплові витрати Q_1 , кВт.

Приміщення – кухня, загальною площею 20 м^2 . У приміщенні розташовано 2 вікна різною площею: $1,07$ та $1,5 \text{ м}^2$ відповідно. Двері балкону має площу $1,78 \text{ м}^2$

Температура внутрішнього повітря приміщення становить $t_v = 20^\circ\text{C}$.

1.1.2 Тепловий потік Q_a , кВт, розраховується для кожної огорожувальної конструкції приміщення по формулі [7]:

$$Q_a = \left(\frac{1}{R}\right) A \cdot (t_v - t_z) (1 + \Sigma \beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (1.2)$$

де A - площа огорожувальної конструкції, м^2 ;

R -опір теплопередачі, $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$;

t_v, t_z - розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$;

$t_v = 20^\circ\text{C}$;

$t_z = -22^\circ\text{C}$;

n – коефіцієнт, залежний від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря, визначається за [1] $n = 1$.

β – додаткові втрати теплоти у долях від основної теплопередачі, враховується для зовнішніх вертикальних та уклонних огорожувальних конструкцій будинку, приймаю $\beta = 0,08$.

а) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для зовнішньої стіни приміщення визначаю за формулою (1.2):

де $A_{\text{ст}} = 13,29 \text{ м}^2$;

$R_{\text{ст}} = 2,2 (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$ (визначаю по [1])

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						12
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_a^{cm} = \left(\frac{1}{2,2}\right) \cdot 13,29 \cdot (20 - (-22)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,274 \text{ кВт},$$

б) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для першого та другого вікна визначаю за формулою (1.2):

$$\text{де } A_{\text{вк1}} = 1,07 \text{ м}^2; \quad A_{\text{вк2}} = 1,5 \text{ м}^2;$$

$$R_{\text{вк1,2}} = 0,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт};$$

$$K_{\text{вк1,2}} = \frac{1}{R_{\text{вк1}}}$$

$$K_{\text{вк1,2}} = \frac{1}{0,5} = 2 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q_a^{\text{вк1}} = 2 \cdot 1,07 \cdot (20 - (-22)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,075 \text{ кВт};$$

$$Q_a^{\text{вк2}} = 2 \cdot 1,5 \cdot (20 - (-22)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,1 \text{ кВт};$$

в) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для балконної двері визначаю за формулою (1.2):

$$\text{де } A_{\text{бд}} = 1,52 \text{ м}^2;$$

$$R_{\text{бд}} = 0,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт};$$

$$K_{\text{бд}} = \frac{1}{R_{\text{бд}}}$$

$$K_{\text{бд}} = \frac{1}{0,5} = 2 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q_a^{\text{вк1}} = 1,545 \cdot 1,78 \cdot (20 - (-22)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,124 \text{ кВт}$$

г) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для підлоги визначаю за формулою (1.2):

$$\text{де } A_{\text{п}} = 20 \text{ м}^2;$$

$$k_{\text{п}} = 2,15 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C});$$

$$Q_a^n = 2,15 \cdot 20 \cdot (20 - (-22)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,302 \text{ кВт}$$

Загальний тепловий потік Q_a , кВт, приміщення визначається, як сума теплових потоків всіх огорожувальних конструкцій:

$$Q_a = Q_a^{cm} + Q_a^{ок1} + Q_a^{ок2} + Q_a^{\text{бд}} + Q_a^n;$$

$$Q_a = 0,274 + 0,075 + 0,1 + 0,124 + 0,302 = 0,875 \text{ кВт};$$

1.1.3 Втрати теплоти (інфільтрація) Q_v , кВт, розраховуються для кожного приміщення, у якому є хоча б одне вікно, за формулою [4]:

$$Q_v = 0,337 A_{\text{п}} \cdot h \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}}) \cdot 10^{-3}, \quad (1.3)$$

де $A_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, м²;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						13
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_n=16,2 \text{ м}^2;$$

h - відстань від підлоги до стелі, м;

$$h=2,7 \text{ м};$$

t_b, t_3 - розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$;

$$t_b = 20 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_3 = - 22 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Втрати теплоти на інфільтрацію розраховуються по площі підлоги:

$$Q_b = 0,337 \cdot 16,2 \cdot 2,7 \cdot (20 - (-22)) \cdot 10^{-3} = 0,619 \text{ кВт};$$

1.1.4 Тоді розрахункові теплові втрати Q_1 , кВт першого приміщення розраховуються за формулою (1.1) і дорівнюють:

$$Q_1 = (0,875 + 0,619) = 1,494 \text{ кВт},$$

Аналогічно, по тим же формулам розраховуються теплові втрати для всіх приміщень 2-ї, 3-ї та 4-ї секцій.

1.1.5 Розрахункова теплова потужність системи опалення житлової частини, Q , кВт розраховується за формулою [7]:

$$Q = Q_1 \cdot b_1 \cdot b_2 + Q_2 - Q_3, \quad (1.4)$$

де Q_1 – розрахункові теплові втрати будинку, кВт;

b_1 – коефіцієнт обліку додаткового теплового потоку опалювальних пристроїв за рахунок округлення понад розрахункової величини, приймаю $b_1 = 1,06$;

b_2 – коефіцієнт, який враховує додаткові втрати теплоти за радіаторними ділянками зовнішніх стін, приймаю $b_2 = 1$;

Q_2 – втрати теплоти, кВт, трубопроводами, які прокладають у неопалювальних приміщеннях, $Q_2 = 0$;

Q_3 – тепловий потік, кВт, який регулярно поступає від освітлення, обладнання та людей. Для жилих будинків величину Q_3 розраховують $0,01 \text{ кВт на } 1 \text{ м}^2 \text{ загальної площі } F_{\text{ж}} = 9874 \text{ м}^2$

$$Q_3 = 0,01 \cdot F_{\text{ж}} = 45 \text{ кВт}$$

Тоді розрахункова теплова потужність системи опалення по формулі (1.4) дорівнює:

$$Q = 1494 \cdot 1,06 \cdot 1 + 0 - 45 = 1,484 \text{ МВт}$$

1.1.6 Розрахунок витрат теплоти на опалення за іншою методикою [7]:

Житлова частина:

- Максимальна (розрахункова) витрата теплоти Q_o , МВт визначається по формулі (1.5):

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						14
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_o^{\text{ж}} = q_o \cdot F_{\text{ж}} \cdot 10^{-6} \quad (1.5)$$

Де q_o – питома характеристика житлового будинку, Вт/м².

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

$$Q_o^{\text{ж}} = 155,7 \cdot 9874 \cdot 10^{-6} = 1,484 \text{ МВт}.$$

Висновок: величина теплової потужності системи опалення житлової частини будинку, розрахована по двом різним методикам [1] та [2], є однаковою і становить 1,484 МВт.

- Середні витрати теплоти на опалення [4] $Q_{\text{o.ср.}}$, МВт

$$Q_{\text{o.ср.}} = Q_o^{\text{ж}} \cdot \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.o}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{p.o}}} \right), \quad (1.6)$$

$$Q_{\text{o.ср.}} = 1,484 \cdot \left(\frac{20 + 0,1}{20 + 22} \right) = 0,71 \text{ МВт}.$$

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

$$Q_{\text{o.рік}} = Q_{\text{o.ср.}} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.7)$$

$$Q_{\text{o.рік}} = 0,71 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 10,8 \text{ МДж/рік}.$$

1.2 Розрахунок витрати теплоти на гаряче водопостачання

1.2.1 Середні витрати за опалювальний період $Q_{\text{гвс}}^{\text{ср}}$, МВт [1,7]

$$Q_{\text{гвс}}^{\text{ср}} = 1,395 \cdot m_{\text{ж}} \cdot \frac{a \cdot (t_{\text{г.в.}} - t_{\text{х.з.}})}{24} \cdot 10^{-6}, \quad (1.8)$$

де a – норма споживання води у кілограмах при температурі 55 °С для жилих будинків на одного жителя за добу. Приймаю $a = 115 \text{ кг/с}$ [1];

$t_{\text{г.в.}}$ – температура гарячої води у опалювальний період. Приймаю $t_{\text{г.в.}} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{х.з.}}$ – температура холодної (водопроводної) води у опалювальний період. Приймаю $t_{\text{х.з.}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{ср}} = 1,395 \cdot 800 \cdot \frac{115 \cdot (55 - 5)}{24} \cdot 10^{-6} = 0,267 \text{ МВт}.$$

1.2.2 Витрати теплоти у літній період [1, 7] $Q_{\text{г.в.}}^{\text{ср.л.}}$, МВт

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{ср.л.}} = Q_{\text{г.в.}}^{\text{ср}} \cdot \left(\frac{t_{\text{г.в.}} - t_{\text{х.л.}}}{t_{\text{г.в.}} - t_{\text{х.з.}}} \right) \cdot \beta, \quad (1.9)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						15
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де $t_{х.л.}$ – температура початкової водопровідної води у літній період. Приймаю $t_{х.л.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 β – коефіцієнт, який враховує зниження витрати води у літній період на ГВС. Приймаю [4]
 $\beta = 0,8$.

$$Q_{ГВС}^{ср.л} = 0,267 \cdot \left(\frac{55-15}{55-5} \right) \cdot 0,8 = 0,213 \text{ МВт}.$$

1.2.3 Річні витрати на гаряче водопостачання $Q_{Г.В. рік}$, МДж/год;

$$Q_{Г.В. рік} = [Q_{ГВС}^{ср} \cdot n_o + Q_{ГВС}^{ср.л} \cdot (350 - n_o)] \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.10)$$

$$Q_{Г.В. рік} = [0,267 \cdot 176 + 0,213 \cdot (350 - 176)] \cdot 24 \cdot 3600 = 7,26 \cdot 10^6 \text{ МДж/год}.$$

Результати розрахунків зводимо у таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Максимальні витрати теплоти, МВт

Навантаження	Позначення	Величина
1 Витрата теплоти на загальне опалення	Q_o	1,484
2 Витрата теплоти на загальне гаряче водопостачання		
- Максимальна	$Q_{Г.В}^{ср}$	1,494
- середнє	$Q_{Г.В}^{ср.л}$	0,267

Таблиця 1.2 – Річні витрати теплоти, МДж/рік

Навантаження	Позначення	Величина
1. Річна витрата теплоти на опалення	$Q_o^{рік}$	$10,8 \cdot 10^6$
2. Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання	$Q_{Г.В}^{рік}$	$7,26 \cdot 10^6$
Сумарна витрата	$Q_{\Sigma рік}$	$18,06 \cdot 10^6$

1.3 Висновки за розділом 1

В розділі 1 згідно з завданням на бакалаврську роботу були проведенні розрахунки максимальних, середніх та річних витрат теплоти на опалення, річних витрат теплоти на гаряче водопостачання. Визначено річні витрати теплоти, які становлять на загальне опалення житлового комплексу $10,8 \cdot 10^6$ МДж/рік, на гаряче водопостачання житлових будівель $7,26 \cdot 10^6$ МДж/рік і відповідно сумарне навантаження споживачів $18,06 \cdot 10^6$ МДж/рік/

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						17
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРОБКА СХЕМИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

Опис теплової схеми.

Теплоносій від теплової мережі проходить через вузол вводу далі через запірну арматуру. Після цього він проходить через фільтр грубої очистки (грязевік). Параметри вхідного та вихідного теплоносія вимірюються контрольно-сумарними приладами (манометри, термометри та теплотічильники). Проходячи через вузол обліку теплової енергії, теплоносій розподіляється по зонам.

Система опалення першої зони секції №2 працює по залежній схемі з насосами на змішуванні, а друга зона – по незалежній схемі за допомогою пластинчастих теплообмінників та циркуляційних насосів.

Системи мають регулювання температури теплоносія по температурі зовнішнього повітря. Далі теплоносій іде на ГВП будинків, яке розбито на 2 зони. Система ГВП працює по двоступеневій змішаній схемі з використанням пластинчастих ТОА.

Для компенсації втрат теплоносія у другій зоні (на незалежній системі) з обраної магістралі тепломережі передбачено підживлення з водолічильником.

У тепловій схемі передбачається регулювання витрати теплоносія в залежності від його температури та температури навколишнього середовища для забезпечення комфортних умов мешканців будинків (температура повітря в квартирах будинків 18 – 21 °С, температура ГВП 55 – 60 °С)

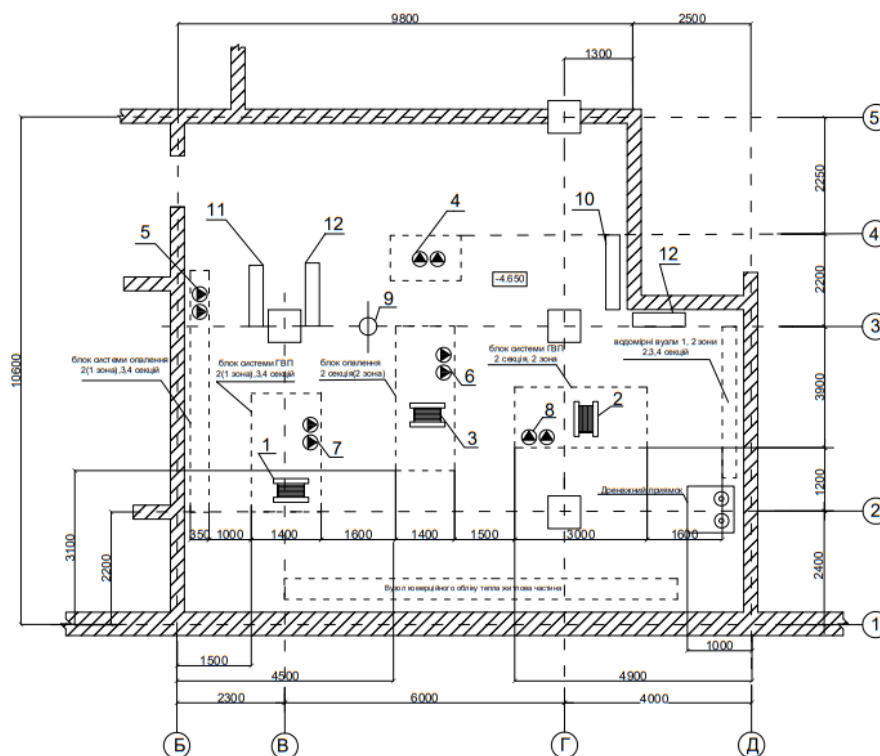


Рисунок 2.1 – Розміщення обладнання в тепловому пункті

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						18
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ

3.1 Опалювальний період

3.1.1 Розрахункова максимальна витрата мережної води на опалення житлової частини будинків:

Масові витрати мережної води:

$$G_{\text{омах}}^{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{омах}}^{\text{ж}}}{C \cdot (T_1 - T_2)}, \text{ кг/с} \quad (3.1)$$

Об'ємні витрати мережної води:

$$V_{\text{о.мах}}^{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{о.мах}}^{\text{ж}}}{c \cdot (t_1 - t_2) \cdot \rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.2)$$

де $Q_{\text{омах}}^{\text{ж}}$ - максимальне теплове навантаження на опалення, $Q_{\text{омах}}^{\text{ж}} = 1,484 \text{ МВт}$;

T_1 та T_2 - температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах; при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $-22 \text{ }^\circ\text{C}$;

c – питома теплоємність води, $c = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$;

ρ - питома вага теплоносія при температурі $150 \text{ }^\circ\text{C}$: $\rho = 917 \text{ кг/м}^3$ [2]

$$G_{\text{омах}}^{\text{ж}} = \frac{1,484 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 4,43 \text{ кг/с},$$

$$V_{\text{омах}}^{\text{ж}} = \frac{G_{\text{омах}}^{\text{ж}}}{\rho} = \frac{4,43}{917} = 0,0048 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.1.2 Розрахункова максимальна витрата мережної води на гаряче водопостачання (схема приєднання теплообмінників – двоступінчата, змішана):

$$G_{\text{г.вмах}}^{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{г.вмах}}^{\text{ж}} (t'' - t')}{c \cdot (t'_1 - t'_2) (t'' - t_c)}, \quad (3.3)$$

c – питома теплоємність води, $c = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$;

ρ - питома вага теплоносія при температурі $150 \text{ }^\circ\text{C}$: $\rho = 917 \text{ кг/м}^3$.

$$G_{\text{г.вмах}}^{\text{ж}} = \frac{1494}{4,187 \cdot (70 - 41,6)} \cdot \frac{55 - 36,6}{55 - 5} = 4,57 \text{ кг/с};$$

де $Q_{\text{г.вмах}}^{\text{ж}}$ - максимальне теплове навантаження на ГВП становить $Q_{\text{г.вмах}}^{\text{ж}} = 1,494 \text{ МВт}$,

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						19
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

t'_1 - температура мережної води в точці зламу температурного графіку у подавальному трубопроводі: $t'_1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$;

t'_2 - температура води в зворотному трубопроводі тепломережі в точці зламу графіка температур: $t'_2=41,6\text{ }^{\circ}\text{C}$;

t' - температура води після 1 ступені підігріву: $t' = 41,6 - 5 = 36,6\text{ }^{\circ}\text{C}$;

t'' - температура води після 2 ступені підігріву: $t'' = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$;

t^c - температура водопровідної води: $t^c = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$V_{\text{г.в.мах}}^{\text{ж}} = \frac{G_{\text{г.в.мах}}^{\text{ж}}}{\rho} = \frac{4,57}{917} = 0,005\text{ м}^3/\text{с},$$

де ρ - питома вага теплоносія [2]: $\rho = 977\text{ кг/м}^3$;

3.1.3 Сумарні максимальні витрати мережної води на опалення та гаряче водопостачання всіх секцій:

$$\Sigma G_{\text{мах}} = G_{\text{омах}}^{\text{ж}} + G_{\text{омах}}^{\text{пр}} + G_{\text{г.в.мах}}^{\text{ж}}\text{ кг/с}, \quad (3.5)$$

$$\Sigma V_{\text{мах}} = V_{\text{омах}}^{\text{ж}} + V_{\text{омах}}^{\text{пр}} + V_{\text{г.в.мах}}^{\text{ж}}\text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.6)$$

$$\Sigma G_{\text{мах}} = 4,43 + 0,32 + 4,57 = 9,32\text{ кг/с} = 33552\text{ кг/год},$$

$$\Sigma V_{\text{мах}} = 10^{-3} \cdot (4,8 + 0,34 + 5) = 10,14 \cdot 10^{-3}\text{ м}^3/\text{с},$$

3.1.4 Мінімальні витрати мережної води

Мінімальна годинна витрата тепла на гаряче водопостачання визначається по режиму нічної відсутності використання гарячої води, коли тепло витрачається тільки на циркуляцію і губиться в розподільчих мережах.

Витрата тепла в місцевих системах гарячого водопостачання у відповідності з розрахунком:

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{г.в.мін}} = 0,05 \cdot Q_{\text{г.в.мах}}, \quad (3.7)$$

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{г.в.мін}} = 0,05 \cdot 1,484 = 74,2\text{ кВт},$$

$$G_{\text{г.в.мін}}^{\text{год}} = \frac{Q_{\text{г.в.мін}}(t'' - t')}{c \cdot (t'_1 - t'_2)(t'' - t^c)}, \quad (3.8)$$

$$G_{\text{г.в.мін}}^{\text{год}} = \frac{74,2}{4,187 \cdot (70 - 41,6)} \cdot \frac{55 - 36,6}{55 - 5} = 0,229\text{ кг/с} = 824,4\text{ кг/год}$$

$$V_{\text{г.в.мін}} = \frac{G_{\text{г.в.мін}}}{\rho} = \frac{0,229}{977} = 0,00023\text{ м}^3/\text{с}$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						20
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Перехідний період

3.2.1 Мінімальна витрата теплоносія на опалення, кг/с, в перехідний період при $t_{\text{пн}} = 8$ °C становить:

$$G_{\text{omin}} = \frac{Q_{\text{omin}}^{\text{пн}}}{C \cdot (T_1' - T_2')}, \quad (3.9)$$

де $Q_{\text{omin}}^{\text{пн}}$ - мінімальне теплове навантаження на опалення в перехідний період;
 T_1' та T_2' - температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах при температурі зовнішнього повітря $t_{\text{пн}} = 8$ °C;
 c - питома теплоємність води, $c = 4,187$ кДж/кг · °C;

$$T_2' = t_{\text{в}} - (t_1 - t_2) \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}'}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} + \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_{\text{в}} \right) \cdot \left(\frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}'}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} \right)^{0,8} =$$

$$= 20 - \frac{1}{2} (95 - 70) \frac{20 - 8}{20 + 22} + \left(\frac{95 + 70}{2} - 20 \right) \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 + 22} \right)^{0,8} = 39,4 \text{ °C}$$

3.2.2 Витрати теплоти у перехідний період становлять

$$Q_{\text{omin}}^{\text{пн}} = \frac{Q_{\text{omix}} \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{пн}})}{t_{\text{вн}} - t_{\text{зв}}}, \quad (3.10)$$

$$Q_{\text{omin}}^{\text{пн}} = \frac{1484000 \cdot (20 - 8)}{20 + 22} = 424000 \text{ Вт}$$

Тоді по формулі (3.9)

$$G_{\text{omin}} = \frac{424}{4,187 \cdot (70 - 39,4)} = 3,3 \text{ кг/с} = 11800 \text{ кг/год},$$

$$V_{\text{omin}} = \frac{G_{\text{omin}}}{\rho} = \frac{3,3}{977} = 0,0033 \text{ м}^3/\text{с},$$

3.2.3 Сумарні мінімальні витрати мережної води на гаряче водопостачання та опалення:

$$V_{\text{min}} = V_{\text{omin}} + V_{\text{г.в. min}} = 0,0033 + 0,00023 = 0,00353 \text{ м}^3/\text{с},$$

3.3 Літній період

3.3.1 Розрахункові максимальні витрати мережної води на гаряче водопостачання визначається за формулою [4]:

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						21
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{\text{г.в. max}} = \frac{\beta \cdot Q_{\text{г.в. max}} (55 - t_c^s)}{c(t_1' - t_3')(55 - t_c)}, \quad (3.11)$$

$$G_{\text{г.в. max}} = \frac{0,8 \cdot 1494}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot \frac{(55 - 15)}{(55 - 5)} = 5,7 \text{ кг/с} = 20520 \text{ кг/год},$$

$$V_{\text{г.в. max}} = \frac{5,7}{977} = 0,0058 \text{ м}^3/\text{с},$$

де t_1' - температура теплоносія в подавальному трубопроводі в точці зламу температурного графіка: $t_1' = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;

t_2' - температура води в зворотному трубопроводі в точці зламу температурного графіка:

$$t_2' = 30 \text{ }^\circ\text{C};$$

β – коефіцієнт, який враховує зміну витрати води на гаряче водопостачання в неопалювальний період по відношенню до опалювального, для ж/б $\beta = 0,8$ [4];

t_c - температура холодної води в опалювальний період: $t_c = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;

t_c^s - температура холодної води в неопалювальний період: $t_c^s = 15 \text{ }^\circ\text{C}$;

3.3.2 Розрахункова мінімальна витрата мережної води в літній період:

$$G_{\text{г.в. min}} = \frac{Q_{\text{г.в. min}} (55 - t_c^s)}{c(t_1' - t_3')(55 - t_c)}, \quad (3.12)$$

$$G_{\text{г.в. min}} = \frac{74,2}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot \frac{(55 - 15)}{(55 - 5)} = 0,35 \text{ кг/с} = 1260 \text{ кг/год},$$

3.4 Висновки за розділом 3

В цьому розділі ми знайшли максимальні витрати мережної води на опалення та гаряче водопостачання в зимній період, що становить $G_{\text{г.в. max}}^{\text{ж}} = 4,57 \text{ кг/с}$, і мінімальні витрати мережної води на опалення та гаряче водопостачання в зимній період, що в свою чергу складає $G_{\text{г.в. min}} = 0,229 \text{ кг/с}$. В перехідний період мінімальні витрати мережної води на опалення та гаряче водопостачання, становить $G_{\text{г.в. min}} = 3,3 \text{ кг/с}$. В літній період максимальні витрати мережної води на опалення та гаряче водопостачання, становить $G_{\text{г.в. max}} = 5,7 \text{ кг/с}$, а мінімальні витрати, становлять $G_{\text{г.в. min}} = 0,35 \text{ кг/с}$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						22
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

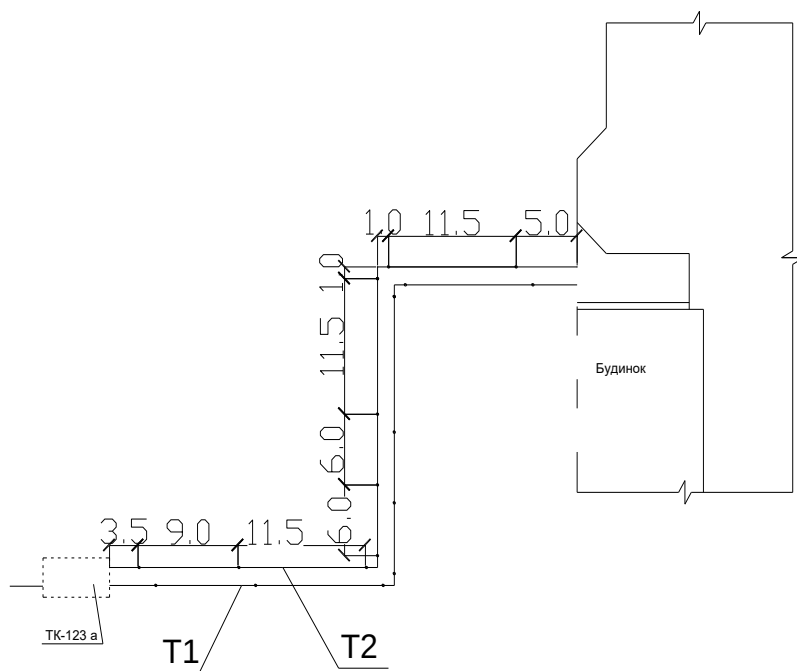


Рисунок 4.1 – Схема розташування трубопроводів від камери до будинку

Трубопроводи водяних мереж розраховуються на сумарну максимальну годинну витрату мережної води на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання, $\Sigma G_{\max}^3$, кг/с, розраховується за формулою (3.5):

$$\Sigma G_{\max}^3 = G_{o \max}^{\text{ж}} + G_{o \max}^{\text{пр}} + G_{\text{г.в.} \max}^{\text{ж}},$$

$$\Sigma G_{\max} = 4,57 + 0,32 + 4,43 = 9,32 \text{ кг/с} = 33552 \text{ кг/год},$$

4.1 Вибір діаметрів трубопроводів

4.1.1 Оскільки значення сумарних витрата мережної води на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання у зимовий період більше ніж у літній, то діаметр трубопроводів вибираю по більшому значенню: $G_{\text{г.в.} \max}^3 = 33552 \text{ кг/год}$, а $G_{\text{г.в.} \max}^{\text{л}} = 20520 \text{ кг/год}$;

Діаметр трубопроводів вибираю по номограмі [4], $D_{\text{н}} = 219 \times 5 \text{ мм}$

Приймаю швидкість руху води в трубах $\omega = 1 \text{ м/с}$;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						23
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Розрахунок втрат тиску

Після вибору діаметру визначаю дійсні втрати тиску, кПа, на ділянках по формулі [3,4]:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{лін}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}}, \quad (4.1)$$

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

$\Delta P_{\text{м}}$ – місцеві втрати тиску, кПа;

4.2.1 Лінійні втрати тиску(втрати тиску по довжині) $\Delta P_{\text{л}}$, Па розраховую по формулі (4.2)

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \cdot S, \quad (4.2)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, $\lambda = 0,0246$;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, $d = 0,209$ м;

v – швидкість води в трубопроводі, $v = 1$ м/с;

S – довжина даної ділянки трубопроводу, м;

ρ' – густина води при температурі $t = 150$ °С, $\rho_{\text{в}} = 917$ кг/м³ ;

ρ'' – густина води при температурі $t = 70$ °С, $\rho_{\text{в}} = 977,8$ кг/м³ ;

4.2.1.1 Втрати тиску по довжині у подавальному трубопроводі розраховую по формулі (4.2):

1) Втрати тиску по довжині першої ділянки:

$$\Delta P_1' = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho'}{2} \cdot S_1, \text{ Па},$$

$$\Delta P_1' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 917}{2} \cdot 25 = 1349,17 \text{ Па}.$$

2) Втрати тиску по довжині другої ділянки:

$$\Delta P_2' = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho'}{2} \cdot S_2, \text{ Па},$$

$$\Delta P_2' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 917}{2} \cdot 25,5 = 1376,16 \text{ Па}.$$

3) Втрати тиску по довжині третьої ділянки:

$$\Delta P_3' = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho'}{2} \cdot S_3, \text{ Па},$$

$$\Delta P_3' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 917}{2} \cdot 17,5 = 944,42 \text{ Па}.$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						24
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.1.2 Втрати тиску по довжині у зворотному трубопроводі розраховую по формулі (4.2):

1) Втрати тиску по довжині першої ділянки:

$$\Delta P_1'' = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho''}{2} \cdot S_1, \text{ Па},$$

$$\Delta P_1'' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 977,8}{2} \cdot 25 = 1438,63 \text{ Па}.$$

2) Втрати тиску по довжині другої ділянки:

$$\Delta P_2'' = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho''}{2} \cdot S_2, \text{ Па},$$

$$\Delta P_2'' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 977,8}{2} \cdot 25,5 = 1467,4 \text{ Па}.$$

3) Втрати тиску по довжині третьої ділянки:

$$\Delta P_3'' = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho''}{2} \cdot S_3, \text{ Па},$$

$$\Delta P_3'' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 977,8}{2} \cdot 17,5 = 1007 \text{ Па}.$$

4.2.1.3 Сумарні втрати тиску по довжині у подавальному трубопроводі дорівнюють:

$$\Sigma \Delta P_{\text{л}}' = \Delta P_1' + \Delta P_2' + \Delta P_3',$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{л}}' = 1349,17 + 1376,16 + 944,42 = 3669,75 \text{ Па}.$$

4.2.1.4 Сумарні втрати тиску по довжині у зворотному трубопроводі дорівнюють:

$$\Sigma \Delta P_{\text{л}}'' = \Delta P_1'' + \Delta P_2'' + \Delta P_3'',$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{л}}'' = 1438,63 + 1467,4 + 1007 = 3913,03 \text{ Па}.$$

4.2.1.5 Втрати тиску на тертя у подавальному та зворотному трубопроводах можуть бути визначені також по номограмі [4] з використанням формули:

$$\Delta P_{\text{л}} = \Delta P_{\text{тр}} = P_{\text{тр}}' \cdot \Sigma l, \quad (4.3)$$

де $P_{\text{тр}}'$ – питома втрата тиску на тертя, Па, і становить $P_{\text{тр}}' = 49 \text{ Па}$,

Σl – сумарна довжина всіх ділянок мережі, м;

$$\Sigma l_{\text{л}} = \Sigma l_3 = 66,5 \text{ м} \quad (\text{див. рис.2.1});$$

За формулою (4.3) визначаю втрати тиску на тертя у подавальному та зворотному трубопроводах:

$$\Delta P_{\text{тр}}^{\text{п}} = \Delta P_{\text{тр}}^3 = 49 \cdot 66,5 = 3258,5 \text{ Па},$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						25
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок: Значення лінійних втрат тиску, які були розраховані по двом різним методикам (перша – розрахунок за формулою (4.2), де $\Sigma \Delta P_{л}' = 3,7$ кПа та $\Sigma \Delta P_{л}'' = 3,9$ кПа, друга – по номограмі, де $\Delta P_{тр}'' = \Delta P_{тр}^3 = 3,3$ кПа,), відрізняються, так як визначення параметру лінійних втрат тиску по номограмі має свою похибку.

4.2.2 Місцеві втрати тиску розраховую по формулі (3.4) [4]

$$\Delta P_{м} = \lambda \cdot \frac{l_{екв}}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2}, \quad (4.4)$$

де $l_{екв}$ - еквівалентна довжина місцевого тиску, м, при умовному діаметрі трубопроводу $D_y = 200$ мм

$l_{екв} = 2,52$ м (на кожний поворот при 90°),

4.2.2.1 Місцеві втрати тиску у подавальному трубопроводі дорівнюють:

$$\Delta P_{м}' = 0,025 \cdot \frac{2,52 \cdot 2}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 917}{2} = 246,8 \text{ Па}$$

4.2.2.2 Місцеві втрати тиску у зворотному трубопроводі дорівнюють:

$$\Delta P_{м}'' = 0,025 \cdot \frac{2,52 \cdot 2}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 978}{2} = 295 \text{ Па}$$

4.2.3 Дійсні втрати тиску, кПа, на ділянках у подавальному та у зворотному трубопроводах по формулі (4.1):

$$\Delta P_{д}' = 3,67 + 0,25 = 3,92 \text{ кПа},$$

$$\Delta P_{д}'' = 3,9 + 0,3 = 4,2 \text{ кПа}.$$

4.3 Висновки за розділом 4

В цьому розділі мною було підібрано діаметр трубопроводів, що склав $D_n = 219 \times 5$ мм. Також були визначені сумарні втрати тиску по довжині у подавальному ($\Sigma \Delta P_{л}' = 3669,75$ Па) та зворотному ($\Sigma \Delta P_{л}'' = 3913,03$ Па) трубопроводах, втрати тиску на тертя у подавальному та зворотному трубопроводах: $\Delta P_{тр}'' = \Delta P_{тр}^3 = 3258,5$ Па, місцеві втрати тиску у подавальному ($\Delta P_{м}' = 246,8$ Па) та зворотному ($\Delta P_{м}'' = 295$ Па) трубопроводах. Дійсні втрати тиску склали $\Delta P_{д}' = 3,92$ кПа у подавальному і $\Delta P_{д}'' = 4,2$ кПа у зворотному трубопроводах.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						26
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

5 БЛОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

5.1 Загальні відомості

Блок системи ГВП в себе включає:

- теплообмінник пластинчастий;
- двоходовий регулюючий клапан з регулятором температури прямої дії;
- систему дренажних трубопроводів;
- арматуру, фільтри і контрольно-вимірювальні прилади;
- циркуляційні насоси.

Гаряча вода готується у теплообміннику, який встановлений у тепловому пункті та підключений до теплоносія по двухступінчатій змішаній схемі.

Внутрішньо будинкова система ГВП – двозонна. Перша зона це 1-12 поверх 2-ї секції та повністю 3 і 4 секції. Друга зона це поверхи з 13 по 24 2-ї секції. У якості підігрівача ГВП використовують пластинчасті теплообмінні апарати, які представляють собою моноблок (1-ша та 2-га ступені зібрані у одному теплообміннику)

Холодна вода подається в теплообмінник системи ГВП та нагрівається до температури 60 °С. Температурний датчик вимірює температуру гарячої води на виході з теплообмінника, і якщо її значення зміниться, регулюючий клапан змінить витрати первинної води. В першій ступіні теплообмінника вода підігрівається зворотною водою від систем опалення та догрівається мережною водою в другій ступіні теплообмінника.

Циркуляцію контуру ГВП забезпечують циркуляційні насоси.

5.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника

Перевірочний розрахунок системи ГВП дозволяє вибрати систему ГВП по відношенню витрат тепла на опалення та гаряче водопостачання по формулі (5.1) [7,8]

$$A = \frac{Q_{\text{ГВС}}}{Q_o}, \quad (5.1)$$

де $Q_{\text{ГВС}}$ – витрати тепла на ГВП, Вт;

Q_o – витрати тепла на опалення, Вт.

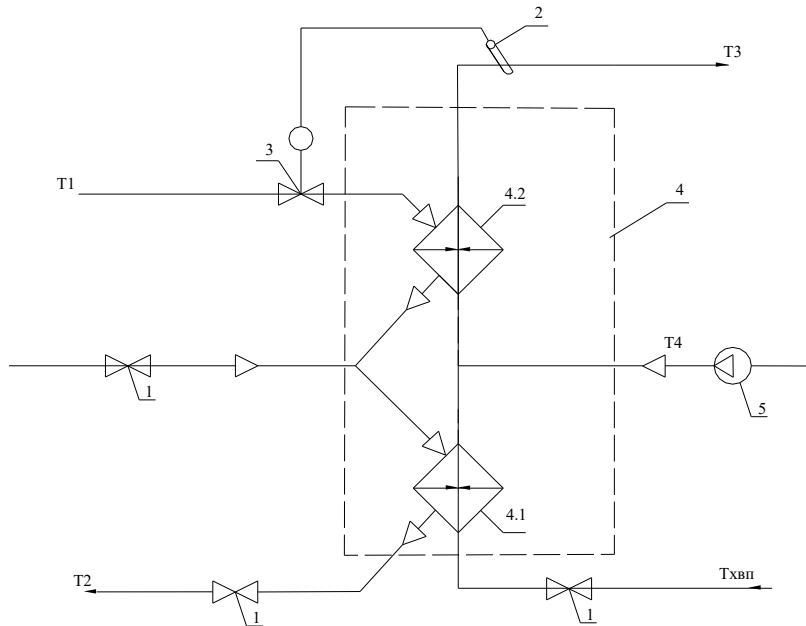
$$A = \frac{1,494}{1,484} = 1.$$

Так, як $0,2 \leq A \leq 1,0$, то по [7,8] приймаю до установки двухступінчасту змішану схему.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						27
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2.1 Схема підключення підігрівача ГВП 2 (1 зони), 3, 4 секцій

Схема включення підігрівача гарячого водопостачання показана на рисунку 2



1 - засувка; 2 - датчик температури гарячої води; 3 - регулятор температури; 4 - теплообмінник ГВП (моноблок); 4.1 - підігрівач 1-ї ступені; 4.2 - підігрівач 2-ї ступені; 5 - циркуляційний насос системи ГВП; T1 - подавальний трубопровід мережної води; T2 - зворотній трубопровід мережної води; T3 - гаряча вода до споживача; T4 - рециркуляція ГВП; Тхвп- водопровід.

Рисунок 5.1 – Схема включення підігрівача ГВП

5.2.1.1 Розрахунок схеми водопідігрівача

Розрахунок схеми підігрівача ведемо при найбільшій низькій температурі води у подавальному трубопроводі теплової мережі, у точці зламу температурного графіку.

1) Температура зовнішнього повітря

$$t_{\text{н}}^{\text{изл}} = t_{\text{вн}}^{\text{р}} - \phi_{\text{от}}^{\text{изл}} \cdot (t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{р.о.}}), \quad (5.2)$$

де $t_{\text{вн}}^{\text{р}}$ - розрахункова температура повітря у жилому приміщенні по [3], $t_{\text{вн}}^{\text{р}} = 20^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{р.о.}}$ - розрахункова температура на опалення, для г. Києва по таблиці 1, $t_{\text{р.о.}} = -22^{\circ}\text{C}$;

$\phi_{\text{от}}^{\text{изл}}$ - опалювальний коефіцієнт

$$\phi_{\text{от}}^{\text{изл}} = \frac{t_{\text{с.под.}}^{\text{min}} - t_{\text{вн}} - \frac{0,4 \cdot n}{1+n} \cdot (t_{\text{от.ср}}^{\text{р}} - t_{\text{вн}}^{\text{р}})}{t_{\text{с.под.}}^{\text{р}} - t_{\text{вн}}^{\text{р}}}, \quad (5.3)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		28

де $t_{с.под}^{\min}$ - мінімальна температура мереженої води у точці зламу температурного графіку, $^{\circ}C$; приймаю $t_{с.под}^{\min} = 70^{\circ}C$;

$t_{от.ср.}^p$ - середня температура води у опалювальних приборах, $^{\circ}C$

$$t_{от.ср.}^p = \frac{t_{от.под}^p + t_{от.обр}^p}{2}, \quad (5.4)$$

де $t_{от.под}^p$, $t_{от.обр}^p$ - розрахункова температура води на систему опалення у подавальному та зворотному трубопроводах, $^{\circ}C$

$$t_{от.ср.}^p = \frac{95 + 70}{2} = 82,5^{\circ}C,$$

n – коефіцієнт, який приймається при русі води у опалювальних пристроях зверху - вниз; приймаю по [3] $n = 0,32$;

$$\phi_{от}^{изл} = \frac{70 - 20 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} \cdot (82,5 - 20)}{150 - 20} = 0,337.$$

Тоді температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіку

$$t_n^{изл} = 20 - 0,337 \cdot (20 + 22) = 5,84^{\circ}C.$$

2) Температура мережної води у зворотному трубопроводі

$$t_{с.обр.}^{\min} = t_{с.под.}^{\min} - (t_{с.под.}^p - t_{с.обр.}^p) \cdot \frac{t_{вн}^p - t_n^{изл}}{t_{вн}^p - t_{п.о.}}, \quad (5.5)$$

де $t_{с.под.}^p$, $t_{с.обр.}^p$ - розрахункові температури мережної води у подавальному та зворотному трубопроводах $^{\circ}C$

$$t_{с.обр.}^{\min} = 70 - (150 - 70) \cdot \frac{20 - 5,84}{20 + 22} = 43^{\circ}C.$$

3) Температура води, яка нагрівається після першої ступені підігрівача у відповідності з рисунком 1

$$t_n = t_{с.обр.}^{\min} - \delta, \quad (5.6)$$

де δ – недогрів води, приймаю $\delta = 6 \dots 10^{\circ}C = 10^{\circ}C$.

$$t_n = 43 - 10 = 33^{\circ}C.$$

4) Теплова навантаження водопідігрівача ГВС.

Теплове навантаження першої ступені

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						29
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_1 = Q_{\text{ГВС}} \cdot \frac{t_n - t_x}{t_r - t_x}, \quad (5.7)$$

де t_x – температура холодної води, яка нагрівається, °C, приймаю по [4] $t_x=5$ °C;
 t_r – температура гарячої води, °C, приймаю по [4] $t_r=55$ °C;

$$Q_1 = 726000 \cdot \frac{33-5}{55-5} = 406,5 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження другої ступені

$$Q_2 = Q_{\text{ГВС}} - Q_1, \quad (5.8)$$

$$Q_2 = 726 - 406,5 = 319,5 \text{ кВт.}$$

5) Масова витрата гарячої води (яка нагрівається)

$$G_n = \frac{Q_{\text{ГВС}}}{c_p \cdot (t_r - t_x)}, \quad (5.9)$$

де c_p – масова теплоємність води, $c_p = 4,187 \text{ кДж/(кг К)}$

$$G_n = \frac{726000}{4187 \cdot (55-5)} = 3,46 \text{ кг/с.}$$

6) Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої води

$$G_{r2} = \frac{Q_2}{c_p \cdot (t_{\text{с.под}}^{\text{min}} - t_{\text{с.обр}}^{\text{min}})}, \quad (5.10)$$

$$G_{r2} = \frac{319500}{4187 \cdot (70-43)} = 2,8 \text{ кг/с.}$$

7) Витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря, дорівнює температурі у точці зламу

$$Q_{\text{от}}^{\text{изл}} = Q_{\text{от}} \cdot \frac{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{н}}^{\text{изл}}}{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{р.о.}}}, \quad (5.11)$$

де $t_{\text{н}}^{\text{изл}}$ - температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіку, °C

$$Q_{\text{от}}^{\text{изл}} = 1,26 \cdot 10^3 \cdot \frac{20-5,85}{20+22} = 424,8 \text{ кВт.}$$

8) Витрата мережної води на опалення у точці зламу

$$G_{\text{с.от.}}^{\text{изл}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{изл}}}{c_p \cdot (t_{\text{с.под}}^{\text{min}} - t_{\text{с.обр}}^{\text{min}})}, \quad (5.12)$$

$$G_{\text{с.от.}}^{\text{изл}} = \frac{424,8 \cdot 10^3}{4187 \cdot (70-43)} = 3,75 \text{ кг/с.}$$

9) Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водопідігрівача

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						30
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{r1} = \phi \cdot (G_{r2} + G_{c.от}^{изл}), \quad (5.13)$$

де $\phi = 0,85$ – коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, яка не попадає у першу ступінь підігрівника

$$G_{r1} = 0,85 \cdot (2,8 + 3,75) = 5,56 \text{ кг/с}.$$

10) Температура мережної води на виході з першої ступені підігрівача

$$t_2'' = t_{c.обp.}^{\min} - \frac{Q_1}{c_p \cdot G_{r1}}, \quad (5.14)$$

де Q_1 – теплове навантаження першої ступені підігрівача ГВП.

$$t_2'' = 43 - \frac{406,5}{4,187 \cdot 5,56} = 25,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5.2.1.2 Розрахунок підігрівача першої ступені пластинчатого теплообмінника

1) Средньологарифмічна різниця температур

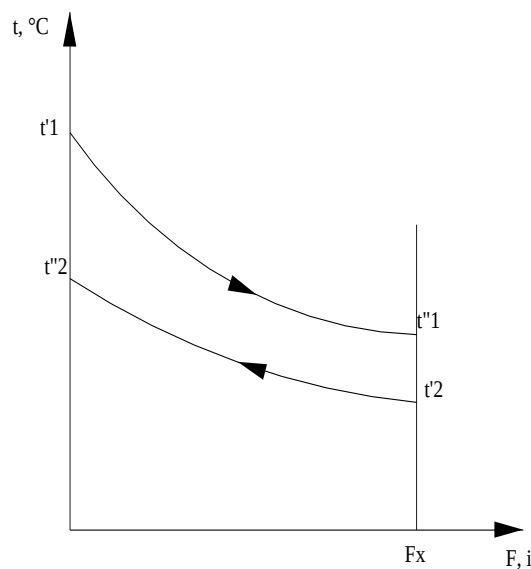


Рисунок 5.2 - Графік зміни температур теплоносіїв

Середній температурний напір при протivotоці

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (5.15)$$

де $\Delta t_6, \Delta t_m$ - відповідно більша та менша різниця температур.

$$\Delta t_6 = t_1'' - t_2' = 25,5 - 5 = 20,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_m = t_1' - t_2'' = 43 - 33 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

Тоді середній температурний напір дорівнює:

$$\Delta \bar{t} = \frac{20,5 - 10}{\ln \frac{20,5}{10}} = 14,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1

- швидкість мережної води у каналі

$$W_1 = \frac{G_{r1}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.16)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику зі сторони теплоносія, який гріється шт, приймаю $z_1 = 6$ шт;

f_1 – площа поперечного перерізу каналу, м^2 , по [5] приймаю для пластинчатого теплообмінника типа РС-0,5 $f_1 = 0,00285$;

ρ_1 – густина води, кг/м^3 , [2] приймаю

$$\rho_1 = f \left(t_{\text{ср1}} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{43 + 25,5}{2} = 34,25^\circ\text{C} \right) = 994,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$W_1 = \frac{5,56}{6 \cdot 0,00285 \cdot 994,2} = 0,32 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначаю по [5]

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_s}, \quad (5.17)$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності, приймаю по [2], $\lambda_1 = 62,52 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Nu_1 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}} \right)^{0,25}, \quad (5.18)$$

де Re_1 - число Рейнольдса,

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_s}{\nu_1}, \quad (5.19)$$

d_s – еквівалентний діаметр каналу, м , по [5] приймаю $d_s = 0,009 \text{ м}$;

ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, по [2] $\nu_1 = 0,741 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Re_1 = \frac{0,32 \cdot 0,009}{0,743 \cdot 10^{-6}} = 3876;$$

Pr_1 - число Прандтля;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						32
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1}, \quad (5.20)$$

a_1 – коефіцієнт температуропровідності, [2] $a_1 = 15,07 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Pr_1 = \frac{0,743 \cdot 10^{-6}}{15,07 \cdot 10^{-8}} = 4,93;$$

Pr_{c1} - число Прандтля, [2], $Pr_{c1}=4,948$;

$$N_{u1} = 0,135 \cdot 3876^{0,73} \cdot 4,93^{0,43} \cdot \left(\frac{4,93}{4,948} \right)^{0,25} = 112;$$

$$\alpha_1 = 112 \cdot \frac{62,52 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 7780 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, α_2 - швидкість води у каналі, яка нагрівається

$$W_2 = \frac{G_{\text{н}}}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (5.21)$$

де z_2 – кількість каналів у теплообміннику з нагрівальною стороною, шт, приймаю

$$z_2 = z_1 - 1 = 5 \text{ шт};$$

ρ_2 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [2]

$$\rho_2 = f \left(t_{\text{ср}2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{5 + 33}{2} = 19 \text{ }^\circ\text{C} \right) = 998,2 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$W_2 = \frac{3,46}{5 \cdot 0,00285 \cdot 998,2} = 0,24 \text{ м}/\text{с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі [5]

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_9}, \quad (5.22)$$

де λ_{12} – коефіцієнт теплопровідності [2]

$$\lambda_{12} = 59,65 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Nu_2 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму

$$N_{u2} = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}} \right)^{0,25}, \quad (5.23)$$

де Re_2 - число Рейнольдса,

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_9}{\nu_2}, \quad (5.24)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						33
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, по [2] $\nu_2 = 1,036 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Re}_2 = \frac{0,24 \cdot 0,009}{1,036 \cdot 10^{-6}} = 2084;$$

Pr_2 - число Прандтля;

$$\text{Pr}_2 = \frac{\nu_2}{a_2}, \quad (2.25)$$

a_2 - по [2] $a_2 = 14,24 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Pr}_2 = \frac{1,036 \cdot 10^{-6}}{14,24 \cdot 10^{-8}} = 7,27;$$

Pr_{c2} - число Прандтля [2], $\text{Pr}_{c2} = 7,27$;

$$N_{u2} = 0,135 \cdot 2084^{0,73} \cdot 7,27^{0,43} \cdot \left(\frac{7,27}{7,27} \right)^{0,25} = 84;$$

$$\alpha_2 = 84 \cdot \frac{59,65 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 5567 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4) Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_3}, \quad (5.26)$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному розрізі по [2] приймаю $\beta=0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стінки, по [2] $R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;

$\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки пластини, по [5] $\delta_{\text{ст}} = 0,001$ м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – теплопровідність сталі, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, по [2] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т

$$\lambda_{\text{ст}} = f \left(\frac{t_{\text{сп1}} + t_{\text{сп2}}}{2} = \frac{34,25 + 19}{2} = 27^\circ \text{C} \right) = 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{7780} + \frac{1}{5567} + \frac{0,001}{16} + 0,00023} = 1165 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5) Площа поверхні теплообмінного апарату

$$F_1 = \frac{Q_1}{\kappa_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (5.27)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						34
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\Delta \bar{t}_1$ - середньо логарифмічна різниця температур, °C;

$$F_1 = \frac{406,5 \cdot 10^3}{1165 \cdot 14,6} = 23,9 \text{ м}^2.$$

Приймаю з урахуванням росту забруднень площа поверхні теплообмінника $F_a = 31,5 \text{ м}^2$.

$$V_{r1} = \frac{G_{r1} \cdot 3600}{\rho_1} = \frac{5,56 \cdot 3600}{994,2} = 20,13 \text{ м}^3/\text{с}$$

де V_{r1} - об'ємні витрати гарячої води.

$$V_H = \frac{G_H \cdot 3600}{\rho_2} = \frac{3,46 \cdot 3600}{998,2} = 12,48 \text{ м}^3/\text{с}$$

де V_H - об'ємні витрати холодної води, що нагріваються.

6) Площа поперечного перерізу пакета - по стороні ходу 1-го (гарячого) теплоносія

$$f_{n1} = \frac{V_{r1}}{3600 \cdot W_1}, \quad (5.28)$$

$$f_{n1} = \frac{20,13}{3600 \cdot 0,32} = 0,017 \text{ м}^2;$$

- по стороні ходу 2-го (холодного) теплоносія

$$f_{n2} = \frac{V_H}{3600 \cdot W_2}, \quad (5.29)$$

$$f_{n2} = \frac{12,48}{3600 \cdot 0,24} = 0,014 \text{ м}^2.$$

7) Кількість каналів в одному пакеті - для 1-го (гарячого) теплоносія

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1}, \quad (5.30)$$

$$m_1 = \frac{0,017}{0,00285} = 6 \text{ шт},$$

- для 2-го (холодного) теплоносія

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_1}, \quad (5.31)$$

$$m_2 = \frac{0,014}{0,00285} = 5 \text{ шт}$$

8) Число пластин в одному пакеті - для 1-го (гарячого) теплоносія

$$n_1 = 2 \cdot m_1, \quad (5.32)$$

$$n_1 = 2 \cdot 6 = 12 \text{ шт};$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						35
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- для 2-го (холодного) теплоносія

$$n_2 = 2 \cdot m_2, \quad (5.33)$$

$$n_2 = 2 \cdot 5 = 10 \text{ шт.}$$

9) Поверхня теплообмінника одного пакета - для 1-го (гарячого) теплоносія

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1, \quad (5.34)$$

$$F_{n1} = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ м}^2;$$

- для 2-го (холодного) теплоносія

$$F_{n2} = F_1 \cdot n_2, \quad (5.35)$$

$$F_{n2} = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ м}^2.$$

10) Кількість пакетів у апараті - по стороні хода 1-го (гарячого) теплоносія

$$X_1 = \frac{F_1}{F_{n1}}, \quad (5.36)$$

$$X_1 = \frac{31,5}{6} = 5,25$$

приймаю $X_1 = 6$;

- по стороні хода 2-го (холодного) теплоносія

$$X_2 = \frac{F_1}{F_{n2}}, \quad (5.37)$$

$$X_2 = \frac{31,5}{5} = 6,3$$

приймаю $X_2 = 7$.

11) Число пластин в апараті

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_n}{F_n}, \quad (5.38)$$

$$n = \frac{31,5 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 65 \text{ шт.}$$

12) Фактична площа поперечного перерізу пакетів

$$f_{n1} = f_1 \cdot m_1, \quad (5.39)$$

$$f_{n1} = 0,00285 \cdot 6 = 0,0171 \text{ м}^2;$$

$$f_{n2} = f_1 \cdot m_2, \quad (5.40)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						36
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{n2} = 0,00285 \cdot 5 = 0,0142 \text{ м}^2.$$

13) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1 - фактична швидкість мережної води у каналі

$$W_1 = \frac{G_{z1}}{f_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.41)$$

$$W_1 = \frac{5,56}{0,0171 \cdot 994,2} = 0,32 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3},$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності, [2]

$$\lambda_1 = 62,52 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

Nu_1 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}} \right)^{0,25},$$

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю за (5.19)

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, по [2] $\nu_1 = 0,741 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Re_1 = \frac{0,32 \cdot 0,009}{0,743 \cdot 10^{-6}} = 3876;$$

Pr_1 - число Прандтля, визначаю по (5.20)

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

a_1 визначаю по [2] $a_1 = 15,07 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Pr_1 = \frac{0,743 \cdot 10^{-6}}{15,07 \cdot 10^{-8}} = 4,93;$$

Pr_{c1} - число Прандтля, визначаю по [2], $Pr_{c1}=4,948$;

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 3876^{0,73} \cdot 4,93^{0,43} \cdot \left(\frac{4,93}{4,948} \right)^{0,25} = 111;$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						37
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_1 = 111 \cdot \frac{62,52 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 7710 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

14) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, α_2 - швидкість води у каналі, яка нагрівається

$$W_2 = \frac{G_n}{f_1 \cdot \rho_2}, \quad (5.42)$$

де ρ_2 – густина води, кг/м^3 , по [2]

$$\rho_2 = f\left(t_{\text{ср}2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{5 + 33}{2} = 19^\circ \text{C}\right) = 998,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$W_2 = \frac{3,46}{0,0142 \cdot 998,2} = 0,24 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначаю за формулою (5.22)

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_3},$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності, приймаю по [2]

$$\lambda_{12} = 59,65 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Nu_2 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі(5.23)

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}}\right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.24)

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості [2] $\nu_2 = 1,036 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Re_2 = \frac{0,4 \cdot 0,009}{1,036 \cdot 10^{-6}} = 2084;$$

Pr_2 - число Прандтля, визначаю по формулі (5.25)

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

a_2 визначаю по [2] $a_2 = 14,24 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Pr_2 = \frac{1,036 \cdot 10^{-6}}{14,24 \cdot 10^{-8}} = 7,27;$$

Pr_{c2} - число Прандтля, визначаю по формулі [2], $Pr_{c2}=7,27$;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						38
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{u2} = 0,135 \cdot 2084^{0,73} \cdot 7,27^{0,43} \cdot \left(\frac{7,27}{7,27}\right)^{0,25} = 84;$$

$$\alpha_2 = 84 \cdot \frac{59,65 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 5567 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

15) Коефіцієнт теплопередачі визначаю по формулі (5.26)

$$\text{Приймаю } \lambda_{\text{ср}} = f\left(\frac{t_{\text{ср1}} + t_{\text{ср2}}}{2} = \frac{34,25 + 19}{2} = 27^\circ \text{C}\right) = 16 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{7710} + \frac{1}{5567} + \frac{0,001}{16} + 0,00023} = 1163 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

16) Площа поверхні теплообмінного апарату, визначаю по формулі (5.27)

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1},$$

де Δt_1 - середньо логарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$;

$$F_a = \frac{406,5 \cdot 10^3}{1163 \cdot 14,6} = 24 \text{ м}^2.$$

Вибрана площа поверхні теплообмінника $F_a = 31,5 \text{ м}^2$.

17) Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу

$$\zeta_1 = \frac{15}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (5.43)$$

$$\zeta_1 = \frac{15}{3876^{0,25}} = 1,9;$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (5.44)$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{2084^{0,25}} = 2,22.$$

18) Гідравлічний опір пакетів пластин

$$\Delta P_1 = \zeta_1 \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot X_1, \quad (5.45)$$

де L_n – приведена довжина одного каналу, м; по [5] приймаю $L_n = 0,8 \text{ м}$;

$$\Delta P_1 = 1,9 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 994,2 \cdot \frac{0,32^2}{2} \cdot 6 = 51,581 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_2 = \zeta_2 \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_2^2}{2} \cdot X_2, \quad (5.46)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						39
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_2 = 2,32 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 998,2 \cdot \frac{0,24^2}{2} \cdot 7 = 39,710 \text{ кПа}.$$

19) Перевірка швидкості руху теплоносіїв у штуцерах

$$W_{шт1} = \frac{4 \cdot V_1}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (5.47)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера, м; по [5] приймаю $D_y=0,2$ м;

$$W_{шт1} = \frac{4 \cdot 20,13}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,18 \text{ м/с};$$

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot V_2}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (5.48)$$

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot 12,48}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,11 \text{ м/с}.$$

Так, як швидкості теплоносіїв у штуцерах менші допустимих ($0,18 < 2,5$ м/с; $0,11 < 2,5$ м/с), то замість опорів штуцерів враховано при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 и ζ_2 .

5.2.1.3 Розрахунок підігрівача другої ступені пластинчатого теплообмінника

1) Середньо логарифмічна різниця температур

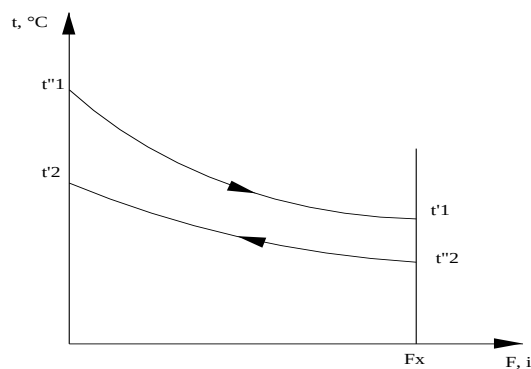


Рисунок (5.3) - Графік зміни температур теплоносіїв

Середній температурний напір при протипотоку

$$\Delta \bar{t}_2 = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (5.49)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						40
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\Delta t_6, \Delta t_m$ - відповідно велика та мала різниця температур.

$$\Delta t_6 = t_1'' - t_2' = 70 - 55 = 15 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_m = t_1' - t_2'' = 43 - 33 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір дорівнює

$$\Delta t_2 = \frac{15 - 10}{\ln \frac{15}{10}} = 12,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1 - швидкість мережної води у каналі

$$W_1 = \frac{G_{z2}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.50)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику з граючої сторони, шт, приймаю $z_1 = 4$ шт;
 f_1 – площа поперечного перерізу каналу, м^2 , по [5] приймаю для пластинчатого теплообмінника
 типа РС-0,5 $f_1 = 0,00285$;
 ρ_1 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [2]

$$\rho_1 = f\left(t_{\text{ср1}} = \frac{t_1'' + t_2''}{2} = \frac{70 + 43}{2} = 56,5 \text{ } ^\circ\text{C}\right) = 984,91 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$W_1 = \frac{2,8}{4 \cdot 0,00285 \cdot 984,91} = 0,249 \text{ м}/\text{с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.17)

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_9},$$

де λ_1 – теплопровідність, приймаю [2] $\lambda_1 = 65,51 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

Nu_1 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі (5.18)

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}}\right)^{0,25},$$

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.19)

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_9}{\nu_1},$$

d_9 – еквівалентний діаметр каналу, м, [5] приймаю $d_9 = 0,009 \text{ м}$;

ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, по [2] $\nu_1 = 0,5053 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						41
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re_1 = \frac{0,249 \cdot 0,009}{0,5053 \cdot 10^{-6}} = 4434;$$

Pr_1 - число Прандтля, визначаю по формулі (5.20)

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

$$a_1 = 15,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с} \quad [2]$$

$$Pr_1 = \frac{0,5053 \cdot 10^{-6}}{15,9 \cdot 10^{-8}} = 3,17;$$

Pr_{cl} - число Прандтля, визначаю по формулі [2], $Pr_{cl} = 3,176$;

$$N_{u1} = 0,135 \cdot 4434^{0,73} \cdot 3,17^{0,43} \cdot \left(\frac{3,17}{3,176} \right)^{0,25} = 101,8;$$

$$\alpha_1 = 101,8 \cdot \frac{65,51 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 7409 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, α_2 - швидкість води у каналі, яка нагрівається

$$W_2 = \frac{G_n}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (5.51)$$

де z_2 – кількість каналів у теплообміннику з нагрівальної сторони, шт, приймаю

$$z_2 = z_1 - 1 = 3 \text{ шт};$$

ρ_2 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [2] приймаю

$$\rho_2 = f \left(t_{cp2} = \frac{t_c + t_n}{2} = \frac{55 + 33}{2} = 44^\circ \text{C} \right) = 990,56 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$W_2 = \frac{3,46}{3 \cdot 0,00285 \cdot 990,56} = 0,408 \text{ м}/\text{с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.22)

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_s},$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності, приймаю [2] $\lambda_{12} = 64,02 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

Nu_2 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі (4.23)

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}} \right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (4.24)

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_s}{\nu_2},$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						42
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, визначаю по [2] $\nu_2 = 0,617 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Re}_2 = \frac{0,408 \cdot 0,009}{0,617 \cdot 10^{-6}} = 5951;$$

Pr_2 - число Прандтля, визначаю по формулі (5.25)

$$\text{Pr}_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

$$a_2 = 15,46 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{Pr}_2 = \frac{0,617 \cdot 10^{-6}}{15,46 \cdot 10^{-8}} = 4;$$

Pr_{c2} - число Прандтля, визначаю по [2], $\text{Pr}_{c2}=4,002$;

$$N_{U2} = 0,135 \cdot 5951^{0,73} \cdot 4^{0,43} \cdot \left(\frac{4}{4,002}\right)^{0,25} = 142;$$

$$\alpha_2 = 142 \cdot \frac{64,02 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 10100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4) Коефіцієнт теплопередачі, визначаю по формулі (5.26)

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_3},$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному перерізі, по [5] приймаю $\beta=0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стіні, по [5] приймаю $R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;

$\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки пластини, приймаю по [5] $\delta_{\text{ст}}=0,001 \text{ м}$;

$\lambda_{\text{ст}}$ – теплопровідність сталі, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,

по [2] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{\text{ст}} = f\left(\frac{t_{\text{сп1}} + t_{\text{сп2}}}{2} = \frac{56,5 + 44}{2} = 50,25^\circ \text{C}\right) = 18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\kappa_2 = \frac{0,7}{\frac{1}{7409} + \frac{1}{10100} + \frac{0,001}{18} + 0,00023} = 1347 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5) Площа поверхні теплообмінника

$$F_2 = \frac{Q_2}{\kappa_2 \cdot \Delta t_2}, \quad (5.52)$$

де Δt_1 - середньо логарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						43
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_a = \frac{319,5 \cdot 10^3}{1347 \cdot 12,3} = 19,3 \text{ м}^2.$$

Приймаю з урахуванням росту забруднень площу поверхні теплообмінника $F_a=31,5 \text{ м}^2$.

6) Площа поперечного розрізу пакету - по стороні ходу 1-го (гарячого) теплоносія

$$f_{n1} = \frac{V_{r2}}{3600 \cdot W_1}, \quad (5.53)$$

$$f_{n1} = \frac{27,4}{3600 \cdot 0,249} = 0,03 \text{ м}^2;$$

- по стороні ходу 2-го (холодного) теплоносія

$$f_{n2} = \frac{V_n}{3600 \cdot W_2},$$

$$f_{n2} = \frac{15,83}{3600 \cdot 0,408} = 0,01 \text{ м}^2.$$

7) Кількість каналів у одному пакеті - для 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.30)

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1};$$

$$m_1 = \frac{0,03}{0,00285} = 10 \text{ шт}$$

- для 2-го (холодного) теплоносія, визначаю по формулі (5.31)

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_2},$$

$$m_2 = \frac{0,01}{0,00285} = 3,5 \text{ шт}$$

Приймаю $m_2 = 4 \text{ шт}$.

8) Число пластин в одному пакеті

- для 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.32)

$$n_1 = 2 \cdot m_1,$$

$$n_1 = 2 \cdot 10 = 20 \text{ шт};$$

- для 2-го (холодного) теплоносія, визначаю по формулі (5.33)

$$n_2 = 2 \cdot m_2,$$

$$n_2 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт}.$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						44
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

9) Поверхня теплообміну одного пакету - для 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.34)

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1,$$

$$F_{n1} = 0,5 \cdot 20 = 10 \text{ м}^2;$$

- для 2-го (холодного) теплоносія, визначаю по формулі (5.35)

$$F_{n2} = F_1 \cdot n_2,$$

$$F_{n2} = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ м}^2.$$

10) Кількість пакетів у апараті

- по стороні хода 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.36)

$$X_1 = \frac{F_1}{F_{n1}},$$

$$X_1 = \frac{31,5}{10} = 3,15$$

приймаю $X_1 = 4$;

- по стороні хода 2-го (холодного) теплоносія, визначаю по формулі (5.37)

$$X_2 = \frac{F_1}{F_{n2}},$$

$$X_2 = \frac{31,5}{4} = 7,8$$

Приймаю $X_2 = 8$.

11) Число пластин у апараті

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_1}{F_1},$$

$$n = \frac{31,5 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 65 \text{ шт.}$$

12) Фактична площа поперечного розрізу пакетів, визначаю по формулі (5.39) и (5.40)

$$f_{n1} = f_1 \cdot m_1;$$

$$f_{n1} = 0,00285 \cdot 10 = 0,0285 \text{ м}^2;$$

$$f_{n2} = f_1 \cdot m_2;$$

$$f_{n2} = 0,00285 \cdot 4 = 0,0114 \text{ м}^2.$$

13) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стіни, α_1

- фактична швидкість мережної води у каналі

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						45
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{G_{z2}}{f_{n1} \cdot \rho_1}, \quad (5.54)$$

$$W_1 = \frac{2,8}{0,0285 \cdot 984,91} = 0,099 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.17)

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3},$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності, приймаю [2] $\lambda_1 = 64,02 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

Nu_1 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму

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

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.19)

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3 = 0,009 \text{ м}$;

ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, [2] $\nu_1 = 0,5053 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Re_1 = \frac{0,099 \cdot 0,009}{0,5053 \cdot 10^{-6}} = 1763;$$

Pr_1 - число Прандтля, визначаю по формулі (5.20)

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

$$a_1 = 15,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$Pr_1 = \frac{0,5053 \cdot 10^{-6}}{15,9 \cdot 10^{-8}} = 3,17;$$

Pr_{cl} - число Прандтля [2], $Pr_{cl} = 3,204$;

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 1763^{0,73} \cdot 3,17^{0,43} \cdot \left(\frac{3,17}{3,176} \right)^{0,25} = 52;$$

$$\alpha_1 = 52 \cdot \frac{65,51 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 3785 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

14) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до нагріваємої води, α_2

- швидкість води у каналі, яка нагрівається

$$W_2 = \frac{G_n}{f_{n2} \cdot \rho_2}, \quad (5.55)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						46
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де ρ_2 – густина води, кг/м^3 , [2] приймаю

$$\rho_2 = f\left(t_{\text{ср}2} = \frac{t_2 + t_n}{2} = \frac{55 + 33}{2} = 44^\circ \text{C}\right) = 990,56 \text{ кг/м}^3;$$

$$W_2 = \frac{3,46}{0,0114 \cdot 990,56} = 0,3 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.22)

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_3},$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності, приймаю [2], $\lambda_{12} = 64,02 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Nu_2 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі (5.23)

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}}\right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.24)

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3 = 0,009 \text{ м}$;

ν_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, [2] $\nu_2 = 0,617 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Re_2 = \frac{0,3 \cdot 0,009}{0,617 \cdot 10^{-6}} = 4376;$$

Pr_2 - число Прандтля, визначаю по формулі (5.25)

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

a_2 - визначаю по [2] $a_2 = 15,46 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Pr_2 = \frac{0,617 \cdot 10^{-6}}{15,46 \cdot 10^{-8}} = 4;$$

Pr_{c2} - число Прандтля, визначаю по [2], $Pr_{c2} = 4,002$;

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 4376^{0,73} \cdot 4^{0,43} \cdot \left(\frac{4}{4,002}\right)^{0,25} = 115;$$

$$\alpha_2 = 115 \cdot \frac{64,02 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 8180 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

15) Коефіцієнт теплопередачі, визначаю по формулі (5.26)

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

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						47
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де β – поправка, яка враховує нерівність поля швидкостей у прохідному перерізі, $\beta = 0,7$;

R_3 - термічний опір забруднень на стінці, по [5] приймаю $R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;

$\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки пластини, приймаю по [5] $\delta_{\text{ст}} = 0,001 \text{ м}$;

$\lambda_{\text{ст}}$ – теплопровідність сталі, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, [2] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{\text{ст}} = f \left(\frac{t_{\text{сп1}} + t_{\text{сп2}}}{2} = \frac{56,5 + 44}{2} = 50,25^\circ \text{C} \right) = 18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) ;$$

$$\kappa_2 = \frac{0,7}{\frac{1}{3785} + \frac{1}{8180} + \frac{0,001}{18} + 0,00023} = 1042 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

16) Площа поверхні теплообмінника

$$F_2 = \frac{Q_2}{\kappa_2 \cdot \Delta t_2}, \quad (5.56)$$

де Δt_1 - середнє логарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$;

$$F_a = \frac{319500}{1042 \cdot 12,3} = 25 \text{ м}^2.$$

Вибрана площа поверхні теплообмінника згідно каталогу $F_a = 31,5 \text{ м}^2$. [5]

17) Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу, визначаю по формулі (5.43) та (5.44)

$$\zeta_1 = \frac{15}{\text{Re}_1^{0,25}},$$

$$\zeta_1 = \frac{15}{1763^{0,25}} = 2,31;$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{\text{Re}_2^{0,25}},$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{4376^{0,25}} = 1,84.$$

18) Гідравлічний опір пакетів пластин, визначаю по формулі (5.45) і (5.46)

$$\Delta P_1 = \zeta_1 \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot X_1,$$

де L_n – приведена довжина одного каналу, м; $L_n = 0,8 \text{ м}$;

$$\Delta P_1 = 2,31 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 984,91 \cdot \frac{0,099^2}{2} \cdot 4 = 3965 \text{ Па} ;$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						48
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_2 = \zeta_2 \cdot \frac{L_n}{d_3} \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_2^2}{2} \cdot X_2 ;$$

$$\Delta P_2 = 1,84 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 990,56 \cdot \frac{0,3^2}{2} \cdot 8 = 58324 \text{ Па} .$$

19) Перевірка швидкості руху теплоносіїв у штуцерах

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot V_{r2}}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2} , \quad (5.57)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера, м; по [5] приймаю $D_y = 0,2$ м;

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot 9,17}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с} ;$$

$$W_{um2} = \frac{4 \cdot V_n}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2} , \quad (5.58)$$

$$W_{um2} = \frac{4 \cdot 10,83}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с} .$$

Так, як швидкості теплоносіїв у штуцерах менша допустимих ($0,1 < 2,5 \text{ м/с}$; $0,1 < 2,5 \text{ м/с}$), тоді опір штуцерів враховано при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 и ζ_2 .

5.2.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника ГВП для 2 секції (2 зони)

Розрахунок пластинчатого теплообмінника ГВП для 2 секції (2 зони) проводиться по аналогічній методиці. В результаті розрахунку було підібрано теплообмінник типу РС 0,25:

- номінальна площа поверхні теплообмінника 20 м^2 ;
- кількість пластин у апараті 82 шт

5.3 Висновки за розділом 5

В цьому розділі я виконав розрахунки пластинчатого теплообмінника. Перша ступінь пластинчатого теплообмінника містить в першому пакеті 12 пластин із загальною поверхнею 6 м^2 для гарячого і 10 пластин загальною площею 5 м^2 для холодного теплоносіїв відповідно. Кількість пакетів гарячого теплоносія рівна 6, а холодного 7. Загальна кількість пластин – 65 шт. Обрана площа поверхні теплообмінника $F_a = 31,5 \text{ м}^2$.

Для підігрівача другої ступені теплообмінника я підбирав з урахуванням росту забруднень площу поверхні теплообмінника $F_a = 31,5 \text{ м}^2$, площа поперечного розрізу пакету $0,03 \text{ м}^2$ для гарячого теплоносія і $0,01 \text{ м}^2$ для холодного. Кількість каналів в пакеті для гарячого теплоносія становить 10 шт, а для холодного ж 4 шт, число пластин в одному пакеті 20 шт для гарячого та

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						49
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

8 для холодного. Поверхня теплообміну одного гарячого пакету 10 м^2 та 4 м^2 для холодного, кількість пакетів в апараті складає 4 шт для гарячого теплоносія і 8 для холодного, число пластин у апараті 65 шт. В результаті розрахунків я взяв теплообмінник типу РС 0,25 із номінальною площею поверхні теплообмінника 20 м^2 та кількістю пластин у апараті рівною 82 шт.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						50
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

6 БЛОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

6.1 Загальні відомості

Блок системи опалення в себе включає:

- гідравлічний регулятор постійності перепаду тиску;
- двоходовий регулюючий клапан з електроприводом;
- циркуляційні насоси;
- сучасний електронний блок регулювання температури систем опалення;
- систему дренажних трубопроводів;
- теплообмінник пластинчастий (для незалежної схеми);
- арматуру, фільтри і контрольно-вимірювальні прилади.

Система опалення будинку працює по залежній та незалежній схемі. Секція №2, яка містить 24 поверхи, розбита по висоті на 2 зони. Перша зона (1-12 поверхів) працює по залежній схемі з насосами на змішуванні теплоносія. Друга зона (13-24 поверх) працює по незалежній схемі з використанням пластинчатого теплообмінника. Секції №3,4 – одноступінчаста система опалення (16 та 12 поверхів відповідно) працюють по залежній схемі з нижнім розгалуженням теплоносія по магістральним трубопроводам та по квартирною двотрубною системою опалення. Трубопроводи в квартирах прокладаються в підготовці підлоги з труб поліетиленових РЕХс (для ц.о.) в захисній гофрі. В кожній квартирі передбачається встановлення вимірювального приладу. Циркуляція в системі – насосна. Теплоносієм – вода з температурою 90-70°C.

Регулююча арматура біля радіаторів - термостатичні клапани з попереднім налагодженням та з автоматичними терморегуляторами, що встановлюються на подавальному трубопроводі до нагрівального приладу.

Опалення сходових клітин та ліфтових холів прийнято за однострубною проточною схемою. Опалювальні прилади сходових клітин – чавунні радіатори $h = 300$ мм, які встановлюються на висоті 2,2 м від сходової площадки.

Магістральні трубопроводи та головні стояки виконуються із сталевих водогазопровідних та електрозварювальних (залежно від діаметру) труб та теплоізолюються мінераловатними конструкціями з покривним шаром. Перед влаштуванням теплової ізоляції труби покривають антикорозійним покриттям. Всі трубопроводи, що прокладаються відкрито, та радіатори фарбуються олійною фарбою за два рази.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						51
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Для випуску повітря із систем опалення встановлюються повітрозбірники з автоматичними повітровипускачами в верхніх точках системи та крани Маєвського на нагрівальних приладах.

Передбачене влаштування компенсаторів - на всіх стояках. Також передбачене встановлення балансувальних вентилів на кожному стояку.

Злив з систем опалення виконаний з розривом струменя у лійки в дренажний трубопровід, а далі через приямок з насосами в дощову каналізацію.

Гідравлічний регулятор постійного перепаду тиску забезпечує постійність різниці тиску між подавальним та зворотнім трубопроводами незалежно від змін тиску в тепломережі.

Блок регулювання теплової потужності систем опалення сумісно з регулюючим клапаном та електроприводом підтримує необхідну температуру теплоносія в системі опалення в залежності від температури зовнішнього повітря (погодне регулювання), шляхом зміни витрати первинної високотемпературної води з тепломережі (проектна температура 150°C), що інтенсифікує теплообмін в незалежних схемах, або підмішування в залежних схемах приєднання.

Циркуляція теплоносія у вторинному контурі систем опалення забезпечується циркуляційними насосами.

6.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника

1) Параметри теплоносія у точці приєднання:

- тиск в подавальному трубопроводі – 0,94 МПа;
- тиск в зворотному трубопроводі – 0,25 МПа.
- температура води в подавальному трубопроводі – $T_1 = 150^{\circ}\text{C}$;
- температура води в зворотному трубопроводі – $T_2 = 70^{\circ}\text{C}$.

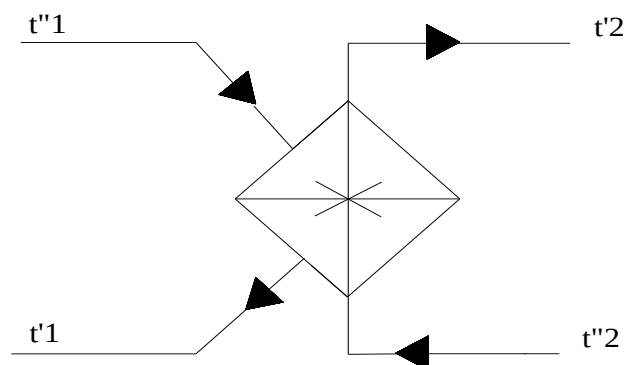


Рисунок 6.1 - Теплообмінний апарат системи опалення

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						52
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2) Розрахунковий температурний графік системи опалення:

- температура води у подавальному трубопроводі системи опалення $t_{под2} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- температура води у зворотному трубопроводі системи опалення $t_{обр2} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3) Теплове навантаження 2 секція (2 зона) на систему опалення

$$Q_o = 0,33 \text{ МВт}.$$

4) Середньологарифмічна різниця температур

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (6.1)$$

де $\Delta t_6, \Delta t_m$ - відповідно більша та менша різниця температур.

$$\Delta t_6 = t_1'' - t_2'$$

$$\Delta t_6 = 150 - 95 = 55\text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_m = t_1' - t_2''$$

$$\Delta t_m = 80 - 70 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір дорівнює:

$$\Delta t = \frac{55 - 10}{\ln \frac{55}{10}} = 26,4\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1

- швидкість мережної води у каналі

$$W_1 = \frac{G_{om}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (6.2)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику зі сторони теплоносія, який гріється шт, приймаю $z_1 = 3$ шт;

f_1 – площа поперечного розрізу каналу, м^2 , по [5] приймаю для пластинчатого теплообмінника типа РС-0,25 $f_1 = 0,0019$;

ρ_1 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [2] приймаю

$$\rho_1 = f\left(t_{\text{ср1}} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{150 + 70}{2} = 110^{\circ}\text{C}\right) = 951 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

G_{om} – витрата мережної води на опалення

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						53
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{om} = \frac{Q_{om}}{c_p \cdot (t_{под1} - t_{обр1})}; \quad (6.3)$$

$$G_{om} = \frac{330000}{4187 \cdot (150 - 70)} = 0,98 \text{ кг/с};$$

або

$$V_{от} = \frac{G_{от} \cdot 3600}{\rho_1}, \quad (6.4)$$

$$V_{om} = \frac{0,98 \cdot 3600}{951} = 3,7 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$W_1 = \frac{0,98}{3 \cdot 0,0019 \cdot 951} = 0,21 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3},$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності, приймаю по [2]

$$\lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$$

Nu_1 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму визначаю за формулою (5.18)

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}} \right)^{0,25},$$

де Re_1 – число Рейнольдса, визначаю за формулою

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, [2] $\nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$

$$Re_1 = \frac{0,21 \cdot 0,009}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 6948;$$

Pr_1 - число Прандтля; визначаю за формулою

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

де $a_1 = 17,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};$

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

Pr_{c1} - число Прандтля, [2], $Pr_{c1}=1,60;$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						54
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{u1} = 0,135 \cdot 6948^{0,73} \cdot 1,6^{0,43} \cdot \left(\frac{1,6}{1,6}\right)^{0,25} = 150;$$

$$\alpha_1 = 150 \cdot \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 8019 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

6) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до нагріваючої води, α_2

- швидкість нагріваючої води у каналі

$$W_2 = \frac{G_{\text{от.вн.}}}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (6.5)$$

де z_2 – кількість каналів у теплообміннику зі сторони нагріваючої води, шт, приймаю

$$z_2 = z_1 + 1 = 4 \text{ шт};$$

ρ_2 – густина води, кг/м³, [2] приймаю

$$\rho_2 = f\left(t_{\text{ср}2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 81,5^\circ \text{C}\right) = 970,8 \text{ кг/м}^3;$$

$G_{\text{от}}$ – витрата мережної води на опалення

$$G_{\text{от.вн.}} = \frac{Q_{\text{от}}}{c_p \cdot (t_{\text{под}2} - t_{\text{обг}2})}; \quad (6.6)$$

$$G_{\text{от.вн.}} = \frac{330000}{4187 \cdot (95 - 68)} = 3,15 \text{ кг/с};$$

або

$$V_{\text{от.вн.}} = \frac{G_{\text{от.вн.}} \cdot 3600}{\rho_2}, \quad (6.7)$$

$$V_{\text{от.вн.}} = \frac{3,15 \cdot 3600}{970,8} = 11,7 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$W_2 = \frac{3,15}{4 \cdot 0,0019 \cdot 970,8} = 0,38 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_3},$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності, приймаю [2] $\lambda_2 = 67,79 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Nu_2 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю за формулою

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}}\right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю за формулою (5.24)

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						55
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [6] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, [2] $\nu_2 = 0,359 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Re}_2 = \frac{0,38 \cdot 0,009}{0,359 \cdot 10^{-6}} = 9526;$$

Pr_2 - число Прандтля, визначаю за формулою

$$\text{Pr}_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

де $a_2 = 16,63 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Pr}_2 = \frac{0,359 \cdot 10^{-6}}{16,63 \cdot 10^{-8}} = 2,16;$$

Pr_{c2} - число Прандтля, [2], $\text{Pr}_{c2} = 2,17$;

$$N_{U2} = 0,135 \cdot 9526^{0,73} \cdot 2,16^{0,43} \cdot \left(\frac{2,16}{2,17}\right)^{0,25} = 150;$$

$$\alpha_2 = 150 \cdot \frac{67,49 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 11305 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

7) Коефіцієнт теплопередачі визначаю за формулою

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + R_3},$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному розрізі, по [25] приймаю $\beta=0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стіні, по [1] приймаю $R_3 = 0,00023 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

δ_{ct} – товщина стінки пластини, приймаю по [1] $\delta_{ct} = 0,001$ м;

λ_{ct} – коефіцієнт теплопровідності стали, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, [2]

для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{ct} = f\left(t_{cp} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{110 + 81,5}{2} = 95,8^\circ \text{C}\right) = 68,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{8019} + \frac{1}{11305} + \frac{0,001}{22} + 0,00023} = 1433 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

8) Площа поверхні теплообміну апарату

$$F_1 = \frac{Q_1}{\kappa_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (6.8)$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						56
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\bar{\Delta t}_1$ - середнєлогарифмічна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$;

$$F_1 = \frac{330000}{1433 \cdot 26,4} = 8,7 \text{ м}^2.$$

Приймаю з урахуванням росту забруднень, площа поверхні теплообміну $F_a = 9 \text{ м}^2$.

9) Площа поперечного розрізу пакета

- по стороні ходу 1-го (гарячого) теплоносія

$$f_{n1} = \frac{V_{\text{от}}}{3600 \cdot W_1}, \quad (6.9)$$

$$f_{n1} = \frac{3,7}{3600 \cdot 0,21} = 0,0049 \text{ м}^2;$$

- по стороні ходу 2-го (холодного) теплоносія

$$f_{n2} = \frac{V_{\text{от.вн.}}}{3600 \cdot W_2}, \quad (6.10)$$

$$f_{n2} = \frac{11,7}{3600 \cdot 0,68} = 0,0048 \text{ м}^2.$$

10) Кількість каналів у одному пакеті

- для 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1};$$

$$m_1 = \frac{0,0049}{0,0019} = 2,45 \text{ шт}$$

приймаю $m_1 = 3 \text{ шт}$;

- для 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_2},$$

$$m_2 = \frac{0,0048}{0,0019} = 3,53 \text{ шт}$$

приймаю $m_2 = 4 \text{ шт}$.

11) Число пластин у одному пакеті

- для 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою

$$n_1 = 2 \cdot m_1,$$

$$n_1 = 2 \cdot 3 = 6 \text{ шт};$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						57
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- для 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою

$$n_2 = 2 \cdot m_2,$$

$$n_2 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт.}$$

12) Поверхня теплообміну одного пакета

- для 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1,$$

$$F_{n1} = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ м}^2;$$

- для 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою (5.35)

$$F_{n2} = F_1 \cdot n_2,$$

$$F_{n2} = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ м}^2.$$

13) Кількість пакетів у апараті

- по стороні хода 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою (5.36)

$$X_1 = \frac{F_1}{F_{n1}},$$

$$X_1 = \frac{9}{3} = 3$$

приймаю $X_1=3$;

- по стороні хода 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою (5.37)

$$X_2 = \frac{F_1}{F_{n2}},$$

$$X_2 = \frac{9}{4} = 2,25$$

приймаю $X_2=4$.

14) Число пластин у апараті визначаю за формулою (5.38)

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_1}{F_1},$$

$$n = \frac{9 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 20 \text{ шт.}$$

15) Фактична площа поперечного перерізу пакетів визначаю за формулою (5.39) и (5.40)

$$f_{n1} = f_1 \cdot m_1;$$

$$f_{n1} = 0,0019 \cdot 3 = 0,006 \text{ м}^2;$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						58
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{n2} = f_1 \cdot m_2;$$

$$f_{n2} = 0,0019 \cdot 4 = 0,008 \text{ м}^2.$$

16) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1

- фактична швидкість мережної води у каналі

$$W_1 = \frac{G_{от}}{f_{n1} \cdot \rho_1}, \quad (6.11)$$

$$W_1 = \frac{0,98}{0,0049 \cdot 951} = 0,21 \text{ м/с}.$$

- коефіцієнт теплопередачі визначаю за формулою (5.17)

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_j},$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності [2]

$$\lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

Nu_1 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму визначаю за формулою (5.18)

ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, [2] $\nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$

$$Re_1 = \frac{0,21 \cdot 0,009}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 6949;$$

Pr_1 - число Прандтля, визначаю за формулою (5.20)

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

$$\text{де } a_1 = 17,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};$$

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

Pr_{c1} - число Прандтля, [2], $Pr_{c1} = 1,6;$

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 6949^{0,73} \cdot 1,6^{0,43} \cdot \left(\frac{1,6}{1,6}\right)^{0,25} = 105;$$

$$\alpha_1 = 105 \cdot \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 8019 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

17) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, α_2

- швидкість назріваючої води у каналі

$$W_2 = \frac{G_{от.вн.}}{f_{n2} \cdot \rho_2}, \quad (6.12)$$

де ρ_2 – густина води, кг/м^3 , [2]

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						59
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho_2 = f \left(t_{cp2} = \frac{t_{под2} + t_{обp2}}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 81,5^\circ C \right) = 970,8 \text{ кг/м}^3 ;$$

$$W_2 = \frac{3,15}{0,0048 \cdot 970,8} = 0,68 \text{ м/с} .$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначаю за формулою (5.22)

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_3} ,$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності [2] $\lambda_2 = 67,79 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Nu_2 – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму визначаю за формулою (5.23)

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}} \right)^{0,25} ,$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю за формулою (5.24)

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2} ,$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3 = 0,009 \text{ м}$;

ν_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості [2] $\nu_2 = 0,359 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$Re_2 = \frac{0,68 \cdot 0,009}{0,3359 \cdot 10^{-6}} = 17047 ;$$

Pr_2 - число Прандтля, визначаю за формулою (5.25)

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2} ,$$

$$a_2 = 16,63 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с} ;$$

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

Pr_{c2} - число Прандтля[2], $Pr_{c2} = 2,17$;

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 17047^{0,73} \cdot 2,16^{0,43} \cdot \left(\frac{2,16}{2,17} \right)^{0,25} = 231 ;$$

$$\alpha_2 = 231 \cdot \frac{67,49 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 17322 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} .$$

18) Коефіцієнт теплопередачі визначаю за формулою (5.26)

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_3} ,$$

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						60
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному розрізі, по [8] приймаю $\beta=0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стіні, по [5] приймаю $R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;

δ_{cm} – товщина стінки пластини, приймаю по [1] $\delta_{cm} = 0,001 \text{ м}$;

λ_{cm} – теплопровідність сталі, $\frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{К})}$, [2] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{cm} = f \left(t_{cp} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{110 + 81,5}{2} = 95,8^\circ \text{C} \right) = 68,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) ;$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{8019} + \frac{1}{17322} + \frac{0,001}{68,2} + 0,00023} = 1639 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

19) Площа поверхні теплообмінного апарату

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1} , \quad (6.13)$$

де Δt_1 - середньологарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$;

$$F_a = \frac{330000}{1639 \cdot 26,4} = 7,9 \text{ м}^2 .$$

Вибираю площу поверхні теплообмінника по [5]

Номінальна площа поверхні теплообмінного апарату зі здвоєними пластинами типу РС 0,25

$$F_a = 9 \text{ м}^2 ,$$

Кількість пластин у апараті $N = 38$

20) Коефіцієнти гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу визначаю по формулі (5.43) и (5.44)

$$\zeta_1 = \frac{15}{6949^{0,25}} = 1,64 ;$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{17047^{0,25}} = 1,31 .$$

21) Гідравлічний опір пакетів пластин визначаю по формулам (5.45) и (5.46)

$$\Delta P_1 = 1,64 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 951 \cdot \frac{0,21^2}{2} \cdot 3 = 9000 \text{ Па} = 9 \text{ кПа} ;$$

$$\Delta P_2 = 1,31 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 970,8 \cdot \frac{0,38^2}{2} \cdot 3 = 25000 \text{ Па} = 25 \text{ кПа} .$$

22) Перевіряю швидкості руху теплоносія у штуцерах

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						61
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot V_{от}}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (6.14)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера, м; по [5] приймаю $D_y=0,2$ м;

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot 3,7}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,033 \text{ м/с};$$

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot V_{от.бн.}}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (6.15)$$

$$W_{um2} = \frac{4 \cdot 11,7}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с}.$$

Так, як швидкості теплоносіїв у штуцерах менші за допустимі ($0,033 < 2,5 \text{ м/с}$; $0,1 < 2,5 \text{ м/с}$), то місцевий опір штуцерів враховано при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 и ζ_2 .

6.3 Висновки за розділом 6

Я розрахував пластинчатий теплообмінник для блоку системи опалення. Кількість каналів у теплообміннику зі сторони гріючої (гарячої) води 3 шт, нагріваємої (холодної) води 4 шт, товщина стінки пластини, приймаю $\delta_{cm} = 0,001$ м. Число пластин у одному гарячому пакеті 6 шт із поверхнею теплообміну одного пакета 3 м^2 , а в одному холодному пакеті 8 шт із поверхнею теплообміну одного пакета 4 м^2 . Кількість пакетів у апараті містить 3 шт для гарячого теплоносія і 4 шт для холодного, загальне число пластин містить 20 шт. Фактична площа поперечного перерізу пакетів визначаю рівною 0.006 м^2 для гарячого і 0.008 м^2 для холодного теплообмінників. Обираю теплообмінний апарат зі здвоєними пластинами типу РС 0,25 $F_a = 9 \text{ м}^2$, кількість пластин у апараті $N = 38$.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						62
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

7.1 Вибір насосів

7.1.1 Циркуляційні насоси системи опалення

Продуктивність насосу приймаємо по циркуляційній витраті у вторинному контурі системи опалення:

7.1.1.1 Для системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

$$G_{co} = 10,4 \text{ кг/с}$$

Максимальний опір місцевої системи опалення 29,4 кПа (3 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-TOP-S 80/10 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 69 кПа (7 м. вод. ст.)

7.1.1.2 Для системи опалення 2 (2 зона) секції:

$$G_{co} = 3,15 \text{ кг/с}$$

Максимальний опір вторинного контуру системи опалення складає 49 кПа (5 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-TOP-S 50/10 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 88 кПа (9 м.вод.ст.)

7.1.2 Циркуляційні насоси системи ГВП

Продуктивність насосу приймаємо по циркуляційній витраті в системі ГВП:

7.1.2.1 Для системи ГВП 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

$$G_{ц} = 3,62 \text{ м}^3/\text{год}$$

Опір циркуляційного контуру системи ГВП складає 49 кПа (5 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-TOP-Z 50/7 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 67 кПа (6.8 м.вод.ст.)

7.1.2.2 Для системи ГВП 2 (2 зона) секції:

$$G_{ц} = 1,14 \text{ м}^3/\text{год}$$

Опір циркуляційного контуру системи ГВП складає 29,4 кПа (3 м. вод. ст.)

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						63
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо насос Wilo-TOP-Z 30/7 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 67 кПа (6.8 м.вод.ст.)

7.1.3 Підживлювальні насоси систем опалення

Продуктивність насосу приймаємо по витраті на підживлення системи опалення, що залежить від об'єму системи:

7.1.3.1 Для системи опалення 2 (2 зона) секції з об'ємом системи 5130 л:

$$G_{\text{жив}} = 0,98 \text{ кг/с}$$

Статичний тиск, обумовлений висотою будинку, складає 794,34 кПа (81 м. вод. ст.)
Мінімальний гарантований тиск в зворотному трубопроводі теплових мереж приймаємо 196 кПа (20 м. вод. ст.) Таким чином, необхідний напір насосу складає $794,34 - 196 + 49 = 647,24$ кПа (66 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-Multivert MVI 108 багатоступеневий (один робочий та один резервний), максимальний напір при розрахунковій витраті складає 686,5 кПа (70 м. вод. ст.)

7.2 Розрахунок дросельних шайб

Відповідно до [9] мінімально допустимий діаметр шайби становить 2.5мм.

7.2.1 Розрахунок дросельної шайби для системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Відповідно до [9] за наявності регулятора постійності перепаду тиску перепад тиску на шайбі в залежних системах приймаємо 147 кПа (15 м. вод. ст.)

Витрата мережної води $G_{\text{co}} = 11,75 \text{ т/год} = 3,26 \text{ кг/с}$;

Діаметр отвору шайби в мм:

$$d_{\text{ш}} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{G_{\text{co}}^2}{\Delta P_{\text{ш}}}}, \quad (7.1)$$

$$d_{\text{ш}} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{11.75^2}{15.0}} = 17.4 \text{ мм}$$

7.2.2 Розрахунок дросельної шайби для системи опалення 2 (2 зона) секції:

Відповідно до [6] за наявності регулятора постійності перепаду тиску перепад тиску на шайбі в залежних системах приймаємо 196 кПа (20 м. вод. ст.) Опір теплообмінника опалення та ГВП (1 ступінь) – 22 кПа (2.2 м. вод. ст.)

Витрата мережної води $G_{\text{co}} = 3,55 \text{ т/год} = 0,98 \text{ кг/с}$;

Діаметр отвору шайби в мм:

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						64
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{G_{co}^2}{\Delta P_{ш} - h}}, \quad (7.2)$$

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{3.55^2}{20.0 - 2.2}} = 9.1 \text{ мм}$$

7.2.3 Розрахунок дросельної шайби для системи ГВП 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Витрата мережної води на другу ступінь $G_{гвп} = 12,7 \text{ т/год} = 3,5 \text{ кг/с}$;

Клапан підпору у вузлі вводу налагоджено на 6 бар

Різниця тиску між подавальним та зворотнім трубопроводом з урахуванням роботи клапану підпору $\Delta P = 922 - 588,4 = 333,6 \text{ кПа}$ (34 м.вод.ст.)

Втрати тиску в первинному контурі розраховується за формулою:

$$\Delta P_{оп} = \Delta P_{оп.вузл.уводу} + \Delta P_{оп.бл.гвп.} + \Delta P_{оп.тр} = 24,5 + 24,5 + 9,8 = 59 \text{ кПа (6,0 м.вод.ст.)}$$

Діаметр отвору шайби:

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{G_{гвп}^2}{\Delta P_{ш}}}, \quad (7.3)$$

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{12.7^2}{34 - 6.0}} = 15.5 \text{ мм}$$

7.2.4 Розрахунок дросельної шайби для системи ГВП 2 (2 зона) секції:

Витрата мережної води на другу ступінь $G_{гвп} = 5,1 \text{ т/год} = 1,42 \text{ кг/с}$;

Клапан підпору у вузлі уводу налагоджено на 6 бар .

Різниця тиску між подавальним та зворотнім трубопроводом з урахуванням роботи клапану підпору $\Delta P = 922 - 588,4 = 333,6 \text{ кПа}$ (34 м.в.ст.)

Втрати тиску в первинному контурі розраховується за формулою:

$$\Delta P_{оп} = \Delta P_{оп.вузл.уводу} + \Delta P_{оп.бл.гвп.} + \Delta P_{оп.тр} = 12 + 21,6 + 9,8 = 43,2 \text{ кПа (4.4 м.вод.ст.)}$$

Діаметр отвору шайби:

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{5.1^2}{34 - 4.4}} = 9.7 \text{ мм}$$

7.3 Регулюючі клапани

7.3.1 Клапан регулюючий системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Витрата системи опалення $G = 11.87 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0033 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VB 2, DN 40, $Kvs = 25 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						65
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P = \left(\frac{11.87}{25} \right)^2 = 23 \text{ кПа}$$

Клапан працює з електроприводом AMV 20 та електронним блоком.

7.3.2 Клапан перепаду тиску системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Витрата системи опалення $G = 11.87 \text{ м}^3/\text{год} = 0.0033 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VIG 2, DN 50, $Kvs=20 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні в кПа:

$$\Delta P = \left(\frac{11.87}{20} \right)^2 = 35 \text{ кПа}$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AIP, діапазон регулювання 1,0..5,0 бар.

7.3.3. Клапан регулюючий системи опалення 2 (2 зона) секції:

Витрата системи опалення $G = 3.6 \text{ м}^3/\text{год} = 0.001 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VB 2, DN 25, $Kvs=10 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні кПа:

$$\Delta P = \left(\frac{3.6}{10} \right)^2 = 13 \text{ кПа}$$

Клапан працює з електроприводом AMV 20 та електронним блоком.

7.3.4. Клапан перепаду тиску системи опалення 2 (2 зона) секції:

Витрата системи опалення $G = 3.6 \text{ м}^3/\text{год} = 0.001 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VIG 2, DN 25, $Kvs= 8 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні кПа:

$$\Delta P = \left(\frac{3.6}{8} \right)^2 = 20 \text{ кПа}$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AIP, діапазон регулювання 1,0..5,0 бар.

7.3.5 Клапан регулюючий системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій вбудованих приміщень:

Витрата системи опалення $G = 1.83 \text{ м}^3/\text{год} = 0.0005 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VB 2, DN 15, $Kvs= 4 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні кПа:

$$\Delta P = \left(\frac{1.83}{4} \right)^2 = 21 \text{ кПа}$$

Клапан працює з електроприводом AMV 20 та електронним блоком.

7.3.6. Клапан регулюючий системи ГБП 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Витрати системи ГБП $G = 12.8 \text{ м}^3/\text{год}$;

Обираємо клапан Danfoss VFG 2, DN 50, $Kvs=32 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні кПа:

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						66
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P = \left(\frac{12.8}{32} \right)^2 = 16 \text{ кПа}$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AFT 06, діапазон регулювання 20..90 °С

7.3.7. Клапан регулюючий системи ГВП 2 (2 зона) секції:

Витрати системи ГВП $G = 5.2 \text{ м}^3/\text{год}$;

Обираємо клапан Danfoss VIG 2, DN 32, $Kvs=12.5 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні кПа:

$$\Delta P = \left(\frac{5.2}{12.5} \right)^2 = 17 \text{ кПа}$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AIT, діапазон регулювання 20..70 °С

7.4 Мембранний бак

Мембранний бак встановлюють в незалежних системах опалення для компенсування зміни тиску системи при змінах температури теплоносія системи та для запобігання гідравлічним ударами при вмиканні та вимиканні насосів системи підживлювання.

7.4.1 Розрахунок об'єму системи опалення 2 (2 зона) секції житлової частини.

Під час пуску тепла температура системи виростає у середньому на величину $(95+70)/2-20 = 62, 5^\circ\text{C}$ (20°C -температура монтажу).

Тоді зміна об'єму системи опалення 2 (2 зона) секції становить:

$$\Delta V_c = \beta \cdot V_c \cdot \Delta t = 0.0006 \cdot 5130 \cdot 62.5 = 192.4 \text{ л}$$

Обираємо бак Reflex G 400-300 PN 10 з корисним об'ємом 300л.

7.5 Трубопроводи, арматура та дренаж

Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах тепловпункта прийняті з труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91 ($\geq 57\text{мм}$) та безшовних по ГОСТ 8731-74* ($< 57\text{мм}$).

Трубопроводи системи ГВП і водопроводу прийняті з труб сталевих емальованих по ТУ.У.7308692-001-93 ($\geq 57\text{мм}$) та оцинкованих водогазопроводних ГОСТ 3262-75* ($< 57\text{мм}$).

Запірна арматура - кульові крани.

У нижчих точках систем теплопостачання передбачено встановлення спускної арматури, а в

вищих точках – встановлення повітряних клапанів.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						67
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Дренаж систем споживання тепла передбачається самопливом в дренажний приямок через дренажні трубопроводи з воронками.

Для подальшого видалення води з дренажного приямка застосовується дренажна насосна система Wilo-Drain Twister, в складі якої два насоси Wilo-Drain TMW32/8.

7.6 Висновки за розділом 7

У розділі 7 я підібрав насоси, дросельні шайби, регулюючі клапани, мембранний бак, трубопроводи, арматуру та дренаж. За результати розрахунків обрані насоси із мокрими роторами. Один робочий і один резервний для системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій і один робочий та один резервний для системи опалення 2 (2 зона) секції. Один робочий і один резервний для системи ГВП 2 (1 зона), 3, 4 секцій, а також один робочий та один резервний та один підживлюючий та резервний підживлюючий для системи ГВП 2 (2 зона) секції. Всі насоси фірми “Wilo”, клапани – “Danfoss”, мембранний бак Reflex G 400-300 PN 10 з корисним об’ємом 300л. Трубопроводи для системи опалювання сталеві електрозварні та безшовні, трубопроводи для ГВП сталеві емальовані та оцинковані водогазопроводні. Запірна арматура – кульві крани. Дренаж систем споживання тепла передбачається самопливом в дренажний приямок через дренажні трубопроводи з воронками. Для подальшого видалення води з дренажного приямка застосовуються два дренажні насоси в складі однієї системи від компанії “Wilo”.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						68
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Охорона праці має велике значення, так як виконання всіх норм та вимог по охороні праці дозволяє забезпечити:

- безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці;
- попередження травматизму, професійних захворювань та отруєнь;
- попередження вибухів та пожеж;
- виконання вимог з електробезпеки при монтажі, наладці та експлуатації електрообладнання;
- питання правового захисту людини на виробництві.

Тема дипломного проекту «Центральний тепловий пункт групи жилих будинків житлового масиву по вулиці Солом'янська 35 в м. Києві».

Теплоносій – вода з параметрами: тиск теплоносія у подавальному трубопроводі на ввіді в тепловий пункт: $P_{\text{п}} = 0,94$ МПа; тиск теплоносія у зворотному трубопроводі на ввіді в тепловий пункт: $P_{\text{зв}} = 0,25$ МПа; температура в подавальному трубопроводі: $t_{\text{п}} = 150$ °С; температура в зворотному трубопроводі: $t_{\text{зв}} = 70$ °С.

При будівництві, монтажі та експлуатації об'єкта ТП слід звертати увагу на основні фактори, які можуть призвести до травмування людини:

- небезпечні роботи при вантажно-розвантажних роботах;
- електро і газозварювальні роботи;
- роботи в діючих електроустановках, які працюють під напругою;
- роботи на висоті;
- робота у траншеях, колодязях;
- при експлуатації теплоенергетичного обладнання, яке знаходиться під тиском, високою температурою і напругою, а також має обертаючі частини механізмів.

Приймаючи до уваги тему дипломного проекту, у дипломі розроблені необхідні технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації обладнання теплового пункту, а також визначені основні заходи з виробничої санітарії та пожежної безпеки і профілактики.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						69
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

8.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкту (ТП)

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно з нормативним документом [10]:

Центральний тепловий пункт розташований в підвальному приміщенні будинку, його висота 4,35 м

1) Проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання (талі та монорельси) [11]:

- при масі вантажу від 150 кг до 1 т передбачені монорельси з ручними телями і кішками або крани підвісні ручні однобалочні;

- при масі вантажу більше 1 т до 2 т – крани підвісні ручні однобалочні;

- при масі вантажу більше 2 т – крани підвісні електричні однобалочні.

Будівельно-монтажні, ремонтні організації, які виконують проектування, будівництво, монтаж, наладку та ремонт теплових мереж, теплових пунктів повинні дотримуватися вимог [12].

2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам [13]. Вони обладнуються постійними сходами зовні, оснащені показником тиску, запобіжними клапанами пружинного типу для захисту від підвищеного тиску. Їх встановлюють на підвідному до бака трубопроводі. Запобіжне обладнання відрегульоване таким чином, що тиск у захисному елементі не перевищує розрахунковий більше ніж на 10 %, а при розрахунковому тиску до 0,5 МПа – не більше ніж на 0,05 МПа [11].

3) Кожний водоводяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам [13].

4) Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах теплового пункту прийняті з труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91 (≥ 57 мм) та безшовних по ГОСТ 8731-74* (< 57 мм) згідно з [14].

Трубопроводи системи ГВП і водопроводу прийняті з труб сталевих емальованих по

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						70
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ТУ.У.7308692-001-93 (≥ 57 мм) та оцинкованих водогазопровідних - ГОСТ 3262-75* (< 57 мм).

Розташування та кріплення трубопроводів усередині теплового пункту не перешкоджають вільному переміщенню експлуатаційного персоналу та його роботі з підйомно-транспортним обладнанням.

5) На вході теплових мереж у ЦТП встановлена стальна запірна арматура. У самому тепловому пункті застосована арматура із високоміцного сірого чавуну відповідно до [14].

Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами [10].

6) Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій не більше 45°C , якщо температура теплоносія вище 100°C , та не більше 35°C , якщо температура теплоносія нижче 100°C .

Проектування теплової ізоляції трубопроводів даного теплового пункту виконується згідно вимогам [15]. В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркується відповідно до [14].

7) За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірної приямка, його мінімальні розміри 0,5 x 0,5 м при глибині не менше 0,8 м. Приямок повинен бути перекритим знімною решіткою [10].

8) Проектом передбачено, щоб відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до будівельних конструкцій будинку чи до поверхні теплоізоляційної конструкції іншого трубопроводу була не менше 30 мм з урахуванням переміщення трубопроводу згідно з [10].

8.1.1 Електробезпека

Проектування електропостачання та електрообладнання теплових пунктів виконано згідно з вимогами ПУЕ [16] та

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						71
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ДБН В.2.5-27-2006. «Інженерне обладнання будинків і споруд. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд»

У спроектованому тепловому пункті тип електричної мережі - чотирьохпровідна трифазна мережа з глухозаземленою нетраллю та системою захисного заземлення типу TN-C. Величина напруги такої мережі 380/220 В. Категорія приміщення ТП за небезпекою електротравматизму - особливо небезпечна (одночасна наявність двох і більше факторів підвищеної небезпеки). Фактори підвищеної небезпеки – це підвищена температура повітря висока його вологість, що близька до насичення; конденсація вологи на поверхні устаткування та будівельних конструкціях; струмопровідна підлога; можливість одночасного дотику людини до металевих частин електрообладнання та до заземлених металоконструкцій будівлі..

Електричні мережі забезпечують можливість роботи із зварювальними апаратами та ручним електромеханічним інструментом.

Місцеве управління засувками з електропроводами та насосами для ЦТП дублюється дистанційним управлінням зі щита керування.

Електрообладнання відповідає всім вимогам ПУЕ для роботи у сирих приміщеннях.

Теплові пункти, щодо надійності електропостачання, відносять до електроприймачів 2-ї категорії.

1) Технічні рішення із запобігання електротравм від контакту з нормально струмовідними елементами електроустаткування:

- передбачена ізоляція нормально струмовідних елементів електроустаткування відповідно з вимогами нормативів [16,17] опір ізоляції нового устаткування не менше 1 кОм на 1 В напруги;

- електрощитова розміщена в окремому приміщенні з обмеженим доступом до неї: двері та силові шафи щитової закриті на замок;

- передбачений механічний захист блоку керування насосів;

- передбачена сигналізація при порушенні електропостачання тепловому пункту. Сигнал про порушення нормального режиму роботи надходить до диспетчерського пункту (ЖЕК) з цілодобовим перебуванням чергового персоналу;

- передбачена кольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, встановлення попереджувальних знаків, табличок з написом, який вказує робочу напругу;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						72
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- живлення ламп розжарювання робочого освітлення здійснюється від трифазної мережі змінного струму 380/220 В з глухозаземленою нейтралю;
- використання індивідуальних захисних засобів: діелектричні боти, рукавиці, килимки.

2) Технічні рішення щодо запобігання електротравм при переході напруги на нормально неструмовідні елементи електроустаткування відповідно до [13, 14, 15]:

- проектом передбачене захисне заземлення (тип TN-C) металевих корпусів електроустаткування. Захисному заземленню підлягають усі частини електроустаткування, що можуть виявитися під напругою в результаті ушкодження ізоляції, а також кабельні конструкції. Пробій фази на корпус призводить до короткого замикання і спрацюванню пристроїв захисту (автоматів струмового захисту або плавких запобіжників);
- проектом передбачена цілісність PEN-провідника та достатня його провідність;
- силові магістралі і розподільні мережі виконуються кабелями з мідними жилами і проводами в трубах і металевих рукавах.

8.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.

Робота центрального теплового пункту передбачена без обслуговуючого персоналу. Системи автоматики теплового пункту дозволяють без присутності персоналу здійснювати контроль і регулювання технологічних процесів.

Сервісне обслуговування тепловипункту здійснює спеціалізоване підприємство шляхом періодичного відвідування об'єкта, перевірки роботи устаткування і систем.

Роботи, які виконує обслуговуючий персонал слід віднести до робіт середньої важкості – до категорії ІІа (тепловиділення 150-200 Вт/м²).

8.2.1 Мікроклімат робочої зони

Параметри мікроклімату нормуються по [16] у залежності від тяжкості виконуваних робіт та періоду року.

Таблиця 3 – Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату

Період	Оптимальні			Допустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	18...25	40-60	≤0,1	22...26	До 75	0,1...0,2
Холодний	16...24	40-60	≤0,1	21...25	До 75	≤0,1

Для забезпечення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату проектом передбачено:

- механічна витяжна вентиляція, для видалення повітря із тепло пункту;
- автоматизація технологічних процесів;
- вентиляція приміщення в цілях профілактики теплових травм, а також забезпечення необхідної температури повітря.

8.2.2 Виробниче освітлення

8.2.2.1 Штучне освітлення.

Нормується величина освітленості E в люксах [17], яка залежить від розряду, підрозряду робіт, системи освітлення і типу джерел світла.

Вибір мінімального рівня освітлення зроблено згідно з ДБН В.2.5-28-2018 [17].

Вибір освітлювальної арматури зроблений відповідно до умов середовища приміщень і їхнього призначення.

Як систему освітлення прийнято, в основному, загальне рівномірне висвітлення. Допустиме значення величини освітленості для теплопункту $E=100$ Лк. Тому в приміщенні ТП встановлюються такі види електроосвітлення:

- робоче, з напругою 220 В, 50 Гц;
- аварійне освітлення від акумуляторного ліхтаря;
- управління освітленням здійснюється вимикачами, які встановлені біля входу до приміщення. Світильники кріпляться до стелі та до стіни над входними дверима;
- у приміщенні ТП встановлюють також мережу розеток живлення яких йде від щита та рубильнику типу ЯРВ для підключення зварювального апарату.

10.2.3 Склад повітря робочої зони.

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично – допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м^3 [16].

Повітрообмін у приміщенні розраховано згідно будівельним нормам. В приміщенні об'єм припливного повітря повинен на 10 % бути вищим за об'єм витяжного повітря. [16]

Для запобігання протягів витяжка із складових та побутових приміщень на 90 % компенсується організаційним припливом повітря від вентиляційної системи та підігрівом зовнішнього повітря. У приміщенні передбачена витяжна вентиляція з механічним спонуканням.

10.2.4 Виробничий шум та вібрації.

Проектом передбачені шляхи подолання перевищення рівня шуму та вібрацій, які викликані роботою обладнання теплового пункту. Рівень шуму та вібрацій не повинен перевищувати допустимий рівень згідно з [8] у будинках зі вбудованим тепловим пунктом.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						74
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Шум це різний небажаний звук, сукупність звуків з різною частотою та інтенсивністю.

До технологічних способів боротьби зі шумом відносять вибір таких технологічних процесів, в яких використовується механізми та машини, які відтворюють мінімальні динамічні навантаження.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) у приміщенні збудованого теплового пункту проектом згідно з [7] передбачено :

- застосування віброізолюючих вставок на трубопроводи для насосів з сухим ротором (система підживлювання);

- застосування безшумних насосів з мокрим ротором марки WILO;

- під опори трубопроводів і обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкцій передбачені віброізолюючі прокладки - гумові віброізолятори (коврики);

Для усунення та зменшення вібрацій проектом передбачено:

- зменшення до мінімуму допусків між з'єднуючими деталями, збалансування, своєчасні змазки;

- під опори трубопроводів та обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкціях передбачено встановлення віброізолюючих прокладок – гумові коврики.

8.3 Пожежна безпека та профілактика

Згідно з ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень та споруд з вибухопожежної та пожежної безпеки» категорія приміщення за вибухопожежною небезпекою - Д (пожежобезпечні приміщення, в яких знаходяться негорючі рідини) у відповідності до [19].

Клас робочих зон приміщення за вибухопожежною небезпекою згідно з ПУЕ-2017 – В-II відповідно до [16].

Пожежна безпека об'єкту забезпечується системою запобігання пожеж та системою протипожежного захисту.

8.3.1 Технічні рішення системи запобігання пожеж:

- для захисту електрообладнання від короткого замикання проектом передбачено використання плавких запобіжників, або автоматів струмового захисту із електромагнітними розчіплювачами;

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						75
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- для електропроводки системи автоматизації проектом передбачені ізолюючі проводи та кабелі з алюмінієвими та мідними жилами;
- проводиться огляд за справністю електропроводки;
- несправне обладнання миттєво відключається;
- матеріали та вироби для теплоізолюючих конструкцій трубопроводів, арматури та обладнання теплового пункту є не горючими (використовую ізOVER).

8.3.2 Технічні рішення системи протипожежного захисту.

У приміщенні теплового пункту:

- встановлено Щит (вогнегасник з топором), пожежний кран з довжиною рукава 20 м;
- встановлений пожежний гідрант знаходиться на відстані 5 м від будинку;
- розміщено обладнання протипожежного водопостачання;
- передбачено витяжна вентиляція з механічним спонуканням;
- встановлений сигналізатор загазованості безупинної дії Щит-2-13. Сигнал про загазованість подається в приміщення з цілодобовим перебуванням персоналу (диспетчерський пункт);
- передбачене освітлення основних проходів світильниками у вибухозахищеному виконанні, що включається при вході в помешкання теплопункту. Вимикачі цих світильників виносяться з приміщення назовні.

Кількість, умови зберігання та розташування вогнегасників відповідає вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-2007.

У приміщенні ТП мають виконуватися всі вимоги НАПБ В.01.034-2005/111 «Правила пожежної безпеки в компаніях, на підприємствах та організаціях енергетичної галузі України».

8.4 Висновки за розділом 8

В цьому розділі передбачені заходи з охорони праці для працівників будівлі. Описані технічні та організаційні моменти що до експлуатації ЦТП, заходи з електробезпеки та протипожежної безпеки, а також протипожежний захист спроектованого об'єкту.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						76
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У даному дипломному проекті було розраховано центральний тепловий пункт групи житлових будинків жилмасиву за адресою вулиця Солом'янська 35 м. Києва . Було виконано розрахунок теплових навантажень споживачів. Величина теплової потужності системи опалення житлової частини становить 1,484 МВт. Теплове навантаження системи ГВП загальне складає 1,494 МВт. У результаті розрахунку витрат теплоносія було визначено максимальні та мінімальні витрати мережної води на опалення та ГВП в зимовий та літній періоди.

Було здійснено гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж. У результаті проведення розрахунку пластинчатих теплообмінників, було підібрано теплообмінний апарат зі здвоєними пластинами типу РС 0,5р у кількості 1 штуки, та 2 штуки теплообмінних апаратів зі здвоєними пластинами типу РС 0,25р.

У якості насосного обладнання застосувала малогабаритні, малощумні, безфундаментні насоси виробництва фірми Willo.

У якості регулюючої арматури застосовується регулятори перепаду тиску, регулятори тиску „до себе”, запобіжні клапани, регулятори витрати в залежності від температури зовнішнього середовища фірми Danffos.

Для зменшення внутрішньої корозії труб ГВП встановлюються апарати магнієвої обробки води типу „Щит”.

У дипломному проекті були розглянуті питання автоматизації, охорони праці. Був проведений техніко-економічний розрахунок.

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						77
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: навч. посіб. / М.Ф. Боженко, В.П. Сало. – Київ : ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 192 с.
- 2 Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с., ил. ДБН В.2.5–39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд.
- 3 Алабовский О.М. Проектирование котельных промышленных предприятий: курсовое проектирование с элементами САПР: навч. посібник для студентів вузів із спец. «Промислова теплотехніка» І О.М.Алабовський, М.Ф.Боженко, Ю.В.Хоренженко. – К. : Вища школа, 1992. - 207 с.
- 4 Пешехонов Н.И. Проектирование теплоснабжения:- Київ.: Вища школа, 1982.- 328 с.
- 5 Пластинчатые теплообменные аппараты. Справочник-каталог для систем теплоснабжения:- Х.: «Прапор», 19
- 6 Положення про розрахунки та встановлення обмежувальних пристроїв у системах теплопостачання. Київенерго, К. -- 2000 р.
- 7 ДБН В.2.5–39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. - Чинні від 2009–01–07- К., 2009. 56с. (Інформація та документація).
- 8 Свод правил по проектуванню теплових пунктів до діючого нормативного документу ДБН В.2.5–39:2008 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі.-Чинні від 2009–01–07-- К., 2009.
- 9 СНиП 2.04.14-88 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Чинний від 1990-01-01-М. ЦИТП Госстроя СССР, 1998 -28 с.
- 10 ДБН В.2.6-31:2016. Теплова ізоляція будівель. Чинний від 2017–05- 01.– Київ: Мінрегіон України, 2017.– 31с.
- 11 ДБН В.1.1-31:2013 Захист територій, будинків і споруд від шуму. Чинний від 2014-06-01 – К.: НДІБК України 2014.
- 12 Правила эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей потребителей. Изменения, 1995
- 13 Правила устройства электроустановок. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
- 14 ДНАОП 0.00-1.21-98 Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів. Чинний від 1998-02-20 – К.: Держнадзорохоронипраці України, 1998
- 15 ПУЕ Правила улаштування електроустановок (перше переглянуте, перероблене, доповнене та адаптоване до умов України видання) Чинний від 2017-08-21 – К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України 2017

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						78
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

16 ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. Чинний від 1999-12-01 –К. МОЗ України 1999

17 ДБН В.2.5–28:2018 Природне і штучне освітлення. Чинний від 2019–03– 01. К. НДІБК, 2018. 137с. (Інформація та документація).

18 ДБН В.2.5–28:2018 р. 4 частина II.

19 ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. Чинний від 2017-01-01. К., УкрНДІЦЗ 2018

20 ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, інфра- та ультразвуку. Чинний від 1999-12-01. К., МОЗ, 1999

21 ДСН 3.3.6.039-99. Санітарні норми загальних і локальних виробничих вібрацій. Чинний від 1999-12-01. К., МОЗ, 1999

22 ГОСТ 12.1.005-91 ССБТ. Общие санитарно - гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. Чинний від 1991-01-01. М. Минздрав СССР, 1991

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						79
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А

Перевірка дипломного проєкту на академічний плагіат



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:
1011591410

Дата перевірки:
16.06.2022 08:05:08 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
16.06.2022 08:05:37 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: Bakalavr_Trutzenko

Кількість сторінок: 60 Кількість слів: 12421 Кількість символів: 72886 Розмір файлу: 1.15 MB ID файлу: 1011460506

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

43%
Схожість

Найбільша схожість: 38.4% з джерелом з Бібліотеки (ID файлу: 1008362145)

3.62% Джерела з Інтернету 45 Сторінка 62

42.9% Джерела з Бібліотеки 67 Сторінка 63

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

0.19%
Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.06% Вилучення з Інтернету 69 Сторінка 64

0.13% Вилученого тексту з Бібліотеки 105 Сторінка 64

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи 357

Підозріле форматування 26
сторінок

					ТП 81 24 011 ПЗ	Арк
						80
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Перв. примен.	Поз	Позначення	Найменування	Кільк	Маса од.кг	При-мітка
			Документація			
		ТП 81 24 011 001 0В	Розташування обладнання			
Спроб. №			Обладнання			
	1		Теплообмінник пластинчастий РС-0,5р	1		
	2		Теплообмінник пластинчастий РС-0,25р	1		
	3		Теплообмінник пластинчастий РС-0,25р	1		
	4		Насос підживлюючий системи опалення	2		
Підп. и дата	5		Насос циркуляційний системи опалення	2		
	6		Насос циркуляційний системи опалення 2зона	2		
	7		Насос циркуляційний системи ГВП	2		
	8		Насос циркуляційни системи ГВП 2зона	2		
	9		Бак мембранний	1		
	10		Апарат магнієвої обробки води ЩИТ-1М	2		
Взам. инв. №	11		Апарат магнієвої обробки води ЩИТ-2	1		
Підп. и дата				ТП 81 24 011 001 0В		
	Изм./лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.	Трицценко И.О.			Лит.	Лист
	Проб.	Барабаш П.О.			Д/П	Листов
	Огляд					2
	Н.контр.				НТУУ"КПІ"	
Инд. № подл.	Утв.	Черноусенко О.Ю.			кафедра ТПТ	

Поз	Позначення	Найменування	Кільк	Маса од.кг	При- мітка	Перв. примен.	Спроб. №	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228	229	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	249	250	251	252	253	254	255	256	257	258	259	260	261	262	263	264	265	266	267	268	269	270	271	272	273	274	275	276	277	278	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	327	328	329	330	331	332	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350	351	352	353	354	355	356	357	358	359	360	361	362	363	364	365	366	367	368	369	370	371	372	373	374	375	376	377	378	379	380	381	382	383	384	385	386	387	388	389	390	391	392	393	394	395	396	397	398	399	400	401	402	403	404	405	406	407	408	409	410	411	412	413	414	415	416	417	418	419	420	421	422	423	424	425	426	427	428	429	430	431	432	433	434	435	436	437	438	439	440	441	442	443	444	445	446	447	448	449	450	451	452	453	454	455	456	457	458	459	460	461	462	463	464	465	466	467	468	469	470	471	472	473	474	475	476	477	478	479	480	481	482	483	484	485	486	487	488	489	490	491	492	493	494	495	496	497	498	499	500	501	502	503	504	505	506	507	508	509	510	511	512	513	514	515	516	517	518	519	520	521	522	523	524	525	526	527	528	529	530	531	532	533	534	535	536	537	538	539	540	541	542	543	544	545	546	547	548	549	550	551	552	553	554	555	556	557	558	559	560	561	562	563	564	565	566	567	568	569	570	571	572	573	574	575	576	577	578	579	580	581	582	583	584	585	586	587	588	589	590	591	592	593	594	595	596	597	598	599	600	601	602	603	604	605	606	607	608	609	610	611	612	613	614	615	616	617	618	619	620	621	622	623	624	625	626	627	628	629	630	631	632	633	634	635	636	637	638	639	640	641	642	643	644	645	646	647	648	649	650	651	652	653	654	655	656	657	658	659	660	661	662	663	664	665	666	667	668	669	670	671	672	673	674	675	676	677	678	679	680	681	682	683	684	685	686	687	688	689	690	691	692	693	694	695	696	697	698	699	700	701	702	703	704	705	706	707	708	709	710	711	712	713	714	715	716	717	718	719	720	721	722	723	724	725	726	727	728	729	730	731	732	733	734	735	736	737	738	739	740	741	742	743	744	745	746	747	748	749	750	751	752	753	754	755	756	757	758	759	760	761	762	763	764	765	766	767	768	769	770	771	772	773	774	775	776	777	778	779	780	781	782	783	784	785	786	787	788	789	790	791	792	793	794	795	796	797	798	799	800	801	802	803	804	805	806	807	808	809	810	811	812	813	814	815	816	817	818	819	820	821	822	823	824	825	826	827	828	829	830	831	832	833	834	835	836	837	838	839	840	841	842	843	844	845	846	847	848	849	850	851	852	853	854	855	856	857	858	859	860	861	862	863	864	865	866	867	868	869	870	871	872	873	874	875	876	877	878	879	880	881	882	883	884	885	886	887	888	889	890	891	892	893	894	895	896	897	898	899	900	901	902	903	904	905	906	907	908	909	910	911	912	913	914	915	916	917	918	919	920	921	922	923	924	925	926	927	928	929	930	931	932	933	934	935	936	937	938	939	940	941	942	943	944	945	946	947	948	949	950	951	952	953	954	955	956	957	958	959	960	961	962	963	964	965	966	967	968	969	970	971	972	973	974	975	976	977	978	979	980	981	982	983	984	985	986	987	988	989	990	991	992	993	994	995	996	997	998	999	1000	1001	1002	1003	1004	1005	1006	1007	1008	1009	1010	1011	1012	1013	1014	1015	1016	1017	1018	1019	1020	1021	1022	1023	1024	1025	1026	1027	1028	1029	1030	1031	1032	1033	1034	1035	1036	1037	1038	1039	1040	1041	1042	1043	1044	1045	1046	1047	1048	1049	1050	1051	1052	1053	1054	1055	1056	1057	1058	1059	1060	1061	1062	1063	1064	1065	1066	1067	1068	1069	1070	1071	1072	1073	1074	1075	1076	1077	1078	1079	1080	1081	1082	1083	1084	1085	1086	1087	1088	1089	1090	1091	1092	1093	1094	1095	1096	1097	1098	1099	1100	1101	1102	1103	1104	1105	1106	1107	1108	1109	1110	1111	1112	1113	1114	1115	
-----	------------	--------------	-------	---------------	---------------	---------------	----------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	--

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 81 24 011 ПЗ	Пояснювальна записка	84	
3	A1	ТП 81 24 011 001 ОВ	Теплова схема	1	
4	A1	ТП 81 24 011 002 ОВ	Компановка обладнання	1	
5	A1	ТП 81 24 011 003 ОВ	Вузол комерційного обліку	1	
.	.	.	.	.	
6	A4	ТП 81 24 011 001	Специфікація на теплову схему	2	
7	A4	ТП 81 24 011 002	Специфікація на компановку	1	

				ТП 81 24 011		
	ПІБ	Підп.	Дата	Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Студент	Труценко					1
Керівн.	Барабаш				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, Кафедра ТЕ	
Консульт.	-					
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Черноусенко					