

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

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

“ _____ ” _____ 2021 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Центральний тепловий пункт для групи житлових будинків по вул. Краснова в м. Києві»

Виконала: студентка IV курсу, групи ТП - 71

Мараховська Вікторія Юріївна
(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Керівник доцент, к.т.н. Михайло БОЖЕНКО
(посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім. 'я, прізвище)

_____ (підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Юрій ПОЛУКАРОВ
(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.

Студентка _____
(підпис)

Київ – 2021 року

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

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис) «___» _____ 2021
р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студентці**

Мараховській Вікторії Юріївні
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Центральний тепловий пункт для групи житлових будинків по вул. Краснова в м. Києві»

керівник проекту Боженко Михайло Федорович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «___» _____ 2021 р. №___

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2021 р.

3. Вихідні дані до проекту 1) Кількість будинків – 9.

2) Характеристики одного будинку: кількість поверхів – 5; довжина – 35 м; ширина – 22 м; висота – 15 м.

3) Термічні опори теплопередачі, (м²·К)/Вт: стін – 1,18; світлопрозорих конструкцій – 0,38; перекриття – 1,14.

4) Температурний графік теплової мережі – (150/70) °С.

5) Температурний графік системи опалення - (95/65) °С.

6) Кількість споживачів гарячої води -1320 людей.

4.Зміст пояснювальної записки

1) Розрахунки теплових навантажень споживачів.

2) Вузол опалення (опис, розрахунки та вибір теплообмінників, насосів).

3) Вузол гарячого водопостачання (опис, розрахунки та вибір теплообмінників, насосів).

4) Вузол підживлення системи опалення (опис, розрахунки та вибір насосів).

5) Опалення теплового пункту.

6) Вузли обліку витрати теплоти (опис, характеристика приладів).

7) Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

1) Розширена теплова схема теплового пункту – 1 арк. ф. А1.

2) Розташування обладнання з трубопроводами (план, розрізи) – 3 арк. ф. А1.

6. Консультанти розділів проекту*

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

7. Дата видачі завдання 19.05.2021 року.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Теплові навантаження	22.05.21 р.	
2	Вузол опалення:		
	- теплообмінники;	27.05.21 р.	
	- насоси	30.05.21 р.	
3	Вузол гарячого водопостачання:		
	- теплообмінники;	04.06.21 р.	
	- насоси	06.06.21 р.	
4	Вузол підживлення	08.06.21 р.	
5	Опалення і вентиляція ЦТП	10.06.21 р.	
6	Вузли обліку витрати теплоти	12.06.21 р.	
7	Охорона праці	13.06.21 р.	
8	Графічна частина:		
	- теплова схема;	09.06.21 р.	
	- розташування обладнання і трубопроводів	13.06.21 р.	
9	Оформлення пояснювальної записки	16.06.21 р.	

Студентка

(підпис)

Вікторія МАРАХОВСЬКА

(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Михайло БОЖЕНКО

(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: «Центральний тепловий пункт для групи житлових
будинків по вул. Краснова в м. Києві»

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Центральний тепловий пункт групи житлових будинків по вул. Краснова в м. Києві»: пояснювальна записка на 66 с., 15 рис., 7 табл., 10 бібліографічних найменувань; креслень – 4 арк. ф. А1.

Мета проекту – створення проекту центрального теплового пункту для житлових будівель.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виготовлювачів відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема центрального теплового пункту та підібране його основне обладнання.

Для кліматичних умов міста Києва визначені теплові навантаження на опалення і гаряче водопостачання групи житлових будівель з заданими характеристиками і кількістю проживаючих в ній людей.

Розглянута схема вузла опалення. Наведені розрахунки витрат теплоти на опалення. За результатами розрахунків підібране відповідне обладнання: теплообмінники та насоси.

Розглянута схема вузла підживлення. Підібране відповідне обладнання: насоси підживлення.

Розглянута схема вузла гарячого водопостачання. Наведені розрахунки витрат теплоти на ГВП. За результатами розрахунків підібране відповідне обладнання: теплообмінники та насоси холодного та гарячого водопостачання.

Наведені розрахунки опалення теплового пункту та підібрані тепловентилятори.

Наведена та описана схема вузлів обліку витрати теплоти.

Відмічені основні заходи та засоби по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці.

На кресленнях наведені загальний вид теплообмінника системи гарячого водопостачання, схема компоновки тепломеханічного обладнання та теплова схема центрального теплового пункту.

Ключові слова: тепловий пункт, гаряче водопостачання, опалення, теплове навантаження, циркуляційний насос, охорона праці.

SUMMARY

Diploma project of the first (Bachelor) level of higher education on the theme: "Central heating point of a group of residential buildings on the street Krasnova in the city of Kyiv": explanatory note for 66 p., 15 figures, 7 tables, 10 bibliographic names; drawings - 4 arcs. f. A1.

The aim of the project - the creation of a central heating station for residential buildings.

Using standard materials and directories of manufacturers companies respective products was developed and designed the principal diagram of a central heating station and picked his main equipment.

For climate Kyiv defined heat load for heating and hot water supply group of residential buildings with certain characteristics and the number of people living in it.

The scheme of the heating unit is considered. Calculations of heat consumption for heating are given. According to the results of calculations, the appropriate equipment was selected: heat exchangers and pumps.

The scheme of the feeding unit is considered. Selected appropriate equipment: feed pumps.

The scheme of hot water supply unit is considered. Calculations of heat consumption for hot water are given. According to the results of the calculations, the appropriate equipment was selected: heat exchangers and cold and hot water supply pumps.

Calculations of heating of heating point and selected fan heaters are given.

The scheme of heat consumption metering units is given and described.

The drawings show the general type of hot water supply system heat exchanger, the layout of heat-mechanical equipment and the thermal circuit of the central heating station.

Marked main events and means for providing organizational and technical safety.

Keywords: heat point, hot water, heating, heat load, safety.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврской) уровня высшего образования на тему: «Центральный тепловой пункт группы жилых домов по ул. Краснова в г. Киеве»: пояснительная записка на 66 с., 15 рис., 7 табл., 10 библиографических наименований чертежей - 4 л. ф. А1.

Цель проекта - создание проекта центрального теплового пункта для жилых зданий.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-изготовителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема центрального теплового пункта и подобранное его основное оборудование.

Для климатических условий города Киева определены тепловые нагрузки на отопление и горячее водоснабжение группы жилых зданий с заданными характеристиками и количеством проживающих в ней людей.

Рассмотрена схема узла отопления. Приведены расчеты расхода теплоты на отопление. По результатам расчетов подобрано соответствующее оборудование: теплообменники и насосы.

Рассмотрена схема узла подпитки. Подобрано соответствующее оборудование: насосы подпитки.

Рассмотрена схема узла горячего водоснабжения. Приведены расчеты расхода теплоты на ГВС. По результатам расчетов подобрано соответствующее оборудование: теплообменники и насосы холодного и горячего водоснабжения.

Приведены расчеты отопления теплового пункта и подобраны тепловентиляторы.

Приведена и описана схема узлов учета расхода теплоты.

Отмеченные основные мероприятия и средства по организационно-техническому обеспечению охраны труда.

На чертежах приведены общий вид теплообменника системы горячего водоснабжения, схема компоновки тепломеханического оборудования и тепловая схема центрального теплового пункта.

Ключевые слова: тепловой пункт, горячее водоснабжение, отопление, тепловая нагрузка, охрана труда.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ	9
ВСТУП	11
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ПРОЄКТУВАННЯ	12
2 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ.....	13
2.1 Витрати теплоти на опалення	13
2.2 Витрати теплоти на гаряче водопостачання	18
2.3 Висновки за розділом 2.....	21
3 ВУЗОЛ ОПАЛЕННЯ	22
3.1 Загальна характеристика.....	22
3.2 Розрахунки та вибір теплообмінників опалення.....	24
3.2.1 Тепловий розрахунок	24
3.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінника опалення.....	29
3.4 Насоси циркуляції системи опалення.....	30
3.5 Висновки за розділом 3.....	33
4 ВУЗОЛ ПІДЖИВЛЕННЯ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ	34
4.1 Загальна характеристика.....	34
4.2 Вибір підживлювальних насосів	34
4.3 Висновки за розділом 4.....	38
5 ВУЗОЛ ПРИГОТУВАННЯ ВОДИ НА ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ.....	39
5.1 Загальна характеристика.....	39
5.2 Розрахунки та вибір теплообмінників гарячого водопостачання	39
5.2.1 Тепловий розрахунок	40
5.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінника ГВП	44
5.4 Насоси холодного водопостачання	45
5.5 Вибір циркуляційного насосу гарячого водопостачання	48
5.6 Висновки за розділом 5.....	50
6 ОПАЛЕННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ	51
6.1 Характеристика будівлі теплового пункту.....	51
6.2 Розрахунок опалення теплового пункту.....	51
6.3 Висновки за розділом 6.....	52

					ТП 71 90 05 ПЗ		
Зм.	Кільк	№ докум.	Підпис	Дата			
Студентка	Мараховська				Центральний тепловий пункт для групи житлових будинків. Пояснювальна записка.	Стадія	Аркуш
Керівник	Боженко					ЛПБ	7
П. контр						КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ	
Н.контр	Боженко						
Зав. каф.	Варламов						
						Аркушів	66

7 ВУЗЛИ ОБЛІКУ ВИТРАТИ ТЕПЛОТИ	53
7.1 Загальна характеристика.....	53
7.2 Висновки за розділом 7.....	53
8 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	55
8.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів на проектуваному об'єкті. Заходи з охорони праці.....	55
8.2 Пожежна безпека.....	60
8.3 Висновки за розділом 8.....	61
ВИСНОВКИ.....	62
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	63
ДОДАТКИ	
Додаток А Список наукових праць і творчих досягнень	64
Додаток Б Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність	66

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

t – температура;

Q – витрата теплоти;

G – витрата води;

F – площа поверхні нагріву;

α - коефіцієнт тепловіддачі;

κ - коефіцієнт теплопередачі;

W – швидкість руху теплоносіїв;

D – діаметр патрубків;

P – тиск;

V – об'єм води;

A – температурний множник;

Re – число Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля;

ν - кінематична в'язкість;

λ - теплопровідність;

ρ - густина.

Індекси:

нижні:

о – параметри опалення;

оп – параметри опалювальних приладів;

г – параметри гарячої води;

х – параметри холодної води;

г.в – параметри гарячого водопостачання;

р – розрахункова величина;

з – параметри зовнішнього повітря;

вн – параметри внутрішнього повітря;

с – параметри біля стінки та пристінного шару води;

пл – параметри пластина теплообмінного апарату;

рец – параметри рециркуляційної води;

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

верхні:

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

ср – середнє значення;

рік – річне значення;

л – параметри літнього періоду.

Скорочення:

ТЕЦ – теплоелектроцентрально;

ТОА – теплообмінний апарат;

ГВП – гаряче водопостачання;

ЦТП – центральний тепловий пункт;

СНиП – Строительные нормы и правила;

ДБН – Державні будівельні норми;

ДСН – державні санітарні норми;

ГОСТ – государственный стандарт.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Система теплопостачання включає в себе комплекс обладнання і пристроїв, які призначені для вироблення теплоти, її транспорту і використання у споживачів [1].

Основними елементами системи теплопостачання є джерела теплоти, теплові мережі, теплові пункти, споживачі теплоти [1].

В залежності від теплової потужності система теплопостачання може бути:

- автономною ($Q_{с.т}$ до 1 МВт);
- децентралізованою ($Q_{с.т}$ від 1 до 3 МВт);
- помірно-централізованою ($Q_{с.т}$ від 3 до 20 МВт);
- централізованою ($Q_{с.т}$ більше як 20 МВт) [2].

Серед джерел теплопостачання можна виділити ТЕЦ, або котельні.

Теплові мережі призначені для транспорту теплоносія (пари, гарячої води) до споживачів.

Розрізняють магістральні та розподільчі теплові мережі, місцеві мережі систем опалення та гарячого водопостачання [1, 2].

Споживачі теплоти поділяються на:

- системи опалення (СО) житлових, громадських, промислових будівель;
- системи вентиляції (СВ) громадських та промислових будівель;
- системи гарячого водопостачання (ГВП) різноманітних будівель;
- технологічне навантаження [1, 2].

Теплові пункти є проміжним елементом між тепловою мережею та споживачами теплоти. Їх призначенням є розподіл теплоносія на системи опалення і вентиляції та приготування і подачі води на гаряче водопостачання [2].

Відомо, що теплові пункти можуть бути індивідуальними і центральними.

В дипломному проекті бакалавра розробляється центральний тепловий пункт для теплопостачання групи житлових будинків по вул. Краснова в м. Києві за наступними вихідними даними:

- кількість житлових будинків – 9;
- температурний графік теплової мережі 150-70°C (зріз на 115-70°C);
- температурний графік системи опалення 90-65°C;
- система теплопостачання - замкнута;
- схема приєднання опалення – незалежна.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ПРОЄКТУВАННЯ

Об'єкт представляє собою дев'ять п'ятиповерхових будинків.

Проект ЦТП виконано на основі Технічного Завдання Замовника, обстежень існуючого стану котельні, бойлерної та теплових мереж.

Приєднання систем опалення споживачів до джерела теплопостачання виконується через модульний блок виробництва компанії "Danfoss" Данія. Приєднання виконується по незалежній схемі з використанням пластинчастих теплообмінників. В модульний блок входить 2 теплообмінника, кожен з яких розрахований на 50% теплової потужності. В модулі передбачені циркуляційні насоси з частотним управлінням (1 - робочий, 1 - резервний) для подачі теплоносія споживачам тепловпункту. Модульний блок обладнано регулятором перепаду тиску та регулятором теплової потужності, що працює по погодозалежному графіку. Модульний блок поставляється на рамі і встановлюється безпосередньо на підлогу в приміщенні ЦТП.

Приєднання споживачів ГВП виконується по незалежній одноступеневій схемі з використанням пластинчастого теплообмінника, що входить в склад модульного блоку ГВП виробництва компанії "Danfoss" Данія. Модульний блок обладнано регулятором перепаду тиску та регулятором теплової потужності, що працює на підтримання заданої температури гарячого водопостачання до споживачів. Модульний блок поставляється на рамі і встановлюється безпосередньо на підлогу в приміщенні ЦТП.

У роботі ЦТП передбачено "літній режим", в якому теплопостачання на потреби ГВП відбувається від котельні Краснова, 8а. Також може використовуватись і на потреби системи опалення споживачів, як резерв у випадку аварійних ситуацій або ремонтних робіт на тепловій мережі від РК "Центральна".

Робочими кресленнями передбачено влаштування опалювальних приладів, тепловентиляторів Volcano VR MINI, для обігріву приміщення тепловпункту.

Для підтримання необхідного тиску господарсько-питного водопроводу, що використовується для приготування гарячого водопостачання, передбачено установку підвищувальних насосів ХВП перед теплообмінником ГВП.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

2.1 Витрати теплоти на опалення

2.1.1 Розрахункові витрати теплоти на опалення

Розрахунки витрат теплоти на опалення можуть бути виконані за збільшеними показниками, коли невідомими є кількість будівель, їх геометричні розміри тощо; а також за точною методикою, тобто за втратами теплоти навколишнього середовища. Я в дипломному проекті обрала другий спосіб, тобто розрахунки виконала за втратами в навколишнє середовище за [3].

2.1.1.1 До вихідних даних до розрахунку відносяться:

- кількість багатоповерхових будинків – 9;

Характеристика одного будинку:

- кількість поверхів – 5;

- розміри одного будинку (рис.2.1): довжина -35 м, ширина – 22 м, висота – 15 м.

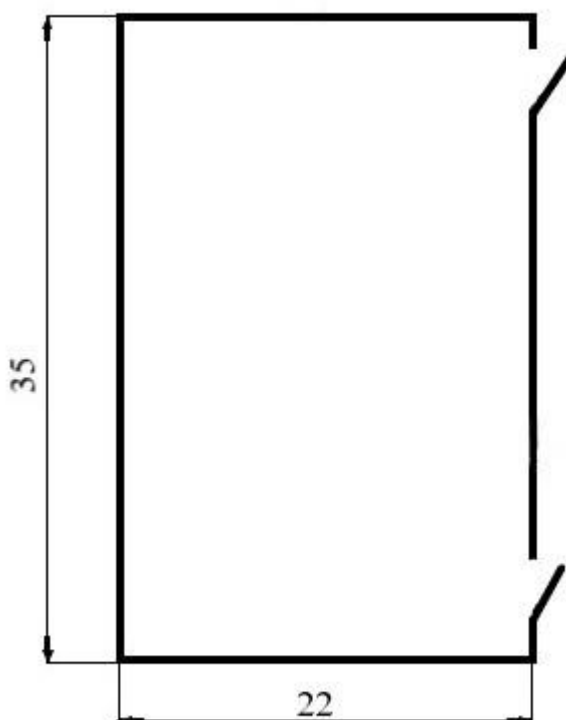


Рисунок 2.1 - Зовнішні розміри будинку

Фактичні значення приведенного опору теплопередачі та загальні площі зовнішніх огорожувальних конструкцій для одного будинку наведені у табл.3.1 [4].

Теплові втрати приміщеннями житлового будинку, кВт, розраховуються за формулою [3]

$$Q_o = Q_{\text{втр}} = \sum Q_{\text{обг}} + Q_{\text{інф}}, \quad (2.1)$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\Sigma Q_{\text{обг}}$ – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття для останнього поверху, підлогу для першого поверху), кВт [3];

$Q_{\text{інф}}$ – витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до приміщення через нещільності в огороженнях, а також при провітрюванні приміщень (кВт) [3].

Таблиця 2.1 – Площа та термічні опори теплопередачі огорожень [4]

Огороження	Площа F , м ²	Термічний опір теплопередачі R , (м ² ·К)/Вт
Стіни	7400	1,18
Вікна	860	0,38
Підлога	770	-
Перекриття	770	1,14

2.1.1.2 Визначаю кліматологічні дані для м. Києва [5]:

- тривалість опалювального періоду – $n_o = 176$ діб.
- температура зовнішнього повітря у холодний період року, °С:
 - розрахункова для опалення – $t_{p.o} = -22$ °С;
 - середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період $t_{cp.o} = -0,1$ °С.

Внутрішня температура приміщень будинків $t_{\text{вн}} = 20$ °С [3].

2.1.1.3 Втрати теплоти через окремі огороження визначаються за формулою [3]

$$Q_{\text{обг},i} = \frac{1}{R_i} \cdot F_i \cdot \Delta t_i \cdot (1 + \sum \beta_i) \cdot n_i, \quad (2.2)$$

де R_i – приведений опір теплопередачі i -го огороження, (м²·К)/Вт (див. табл.2.1);

F_i – площа поверхні, м²;

Δt – різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, °С;

n_i – поправка на розрахункову різницю температур, що залежить від геометричного положення огороження;

β_i - додаткові втрати теплоти в частках до основних.

2.1.1.4 Розрахункова різниця температур:

- так як всі будинки мають висоту не більше ніж 4 м, то різниця температур визначається за формулою [3]

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{p.o} ; \quad (2.3)$$

$$\Delta t = 20 - (-22) = 42^{\circ}\text{C}.$$

2.1.1.5 Додаткові втрати теплоти в частках до основних $\Sigma\beta$. Вони залежать від швидкості вітру та її повторюваності. $\Sigma\beta$ враховується тоді, коли швидкість вітру перевищує 4,5 м/с, а її повторюваність – більше за 15% [3]

При розрахунку теплових втрат для м. Києва для орієнтацій огорожень на північ, південь, схід, захід – швидкість вітру менше ніж 4,5 м/с, тоді для цих огорожень $\Sigma\beta = 0$ [3].

2.1.1.6 Визначення теплових втрат через підлогу.

Підлога розподіляється на зони, ширина кожної з них дорівнює 2 м – див. рис.3.2 [3]

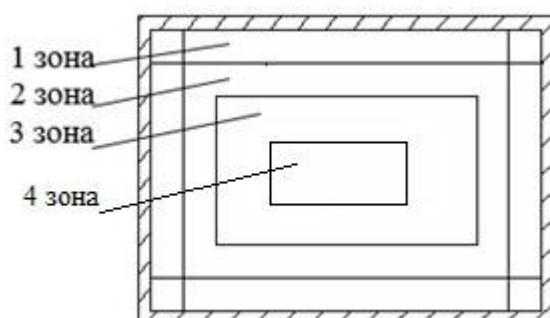


Рисунок 2.2 – Поділ площі підлоги на зони

Згідно з умовою розміри підлоги : 35×22 м, тоді площі зон складають:

- перша зона $F_I = 228 \text{ м}^2$;
- друга зона $F_{II} = 180 \text{ м}^2$;
- третя зона $F_{III} = 148 \text{ м}^2$;
- четверта зона $F_{IV} = 230 \text{ м}^2$.

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (згідно з довідковою літературою [3]) складають:

- для першої зони - $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;
- для другої зони - $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;
- для третьої зони - $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;
- для четвертої зони $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;

Отже, теплові втрати через відповідні зони підлоги складуть:

-перша зона

$$Q_{nl} = \frac{1}{2,15} \cdot 228 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 4454 \text{ Вт},$$

- друга зона

$$Q_{nII} = \frac{1}{4,3} \cdot 180 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 1758,1 \text{ Вт},$$

- третя зона

$$Q_{nIII} = \frac{1}{8,6} \cdot 148 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 722,8 \text{ Вт},$$

- четверта зона

$$Q_{nIV} = \frac{1}{14,2} \cdot 230 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 680,3 \text{ Вт},$$

- сумарні втрати теплоти через підлогу складають

$$Q_n = Q_{nI} + Q_{nII} + Q_{nIII} + Q_{nIV} = 4454 + 1758,1 + 722,8 + 680,3 = 7615,2 \text{ Вт} = 7,6 \text{ кВт}$$

2.1.1.7 Втрати теплоти через зовнішні огороження приміщення визначаю за формулою (2.2), але при цьому поправковий коефіцієнт для вертикальних зовнішніх стін $n = 1$ [3]:

- для стін, орієнтованих на північ, південь, схід

$$Q_{ст} = \frac{1}{1,18} \cdot 5106 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 181739 \text{ Вт} = 182 \text{ кВт};$$

- для стін, орієнтованих на захід

$$Q_{ст.з} = \frac{1}{1,18} \cdot 2294 \cdot (20 - (-22)) \cdot (1 + 0,05) \cdot 1 = 85733,4 \text{ Вт} = 85,7 \text{ кВт};$$

- сумарні втрати теплоти через стіни

$$\sum Q_{ст} = 182 + 85,7 = 267,7 \text{ кВт};$$

- для вікон, орієнтованих на північ, південь, схід

$$Q_{вік} = \frac{1}{0,38} \cdot 592 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 65431,6 \text{ Вт} = 65,4 \text{ кВт};$$

- для вікон, орієнтованих на захід

$$Q_{вік.з} = \frac{1}{0,38} \cdot 268 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 29621 \text{ Вт} = 29,6 \text{ кВт};$$

- сумарні втрати теплоти через вікна

$$\sum Q_{вік} = 65,4 + 29,6 = 95 \text{ кВт};$$

- втрати теплоти через перекриття

$$Q_{пер} = \frac{1}{1,14} \cdot 770 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 28368 \text{ Вт} = 28,4 \text{ кВт}.$$

2.1.1.8 Сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції будівлі

$$\sum Q_{обг} = Q_{ст} + Q_{вік} + Q_{п} + Q_{пер} = 267,7 + 95 + 28,4 = 391,1 \text{ кВт}.$$

2.1.1.9 Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як правило, інфільтрація холодного повітря всередину приміщень відбувається крізь наявні в них нещільності в конструкціях світлових і дверних прорізів, за наявності неущільнених стиків стін, а також при виявленні відкритих прорізів у огорожувальних конструкціях [3]

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря $Q_{\text{інф}}$, Вт, розраховуються для кожного опалюваного приміщення, яке має одне або більшу кількість вікон чи балконних дверей в зовнішніх стінах, виходячи з необхідності забезпечення підігріву нагрівальними приладами зовнішнього повітря в об'ємі однократного повітрообміну за годину за формулою [3]

$$Q_{\text{інф}} = (1/3600) \cdot c_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot F_n \cdot h(t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) \cdot k, \quad (2.4)$$

де $c_{\text{пов}}$ – питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг·К), яка дорівнює 1.005 кДж/(кг·К);

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, кг/м³, яку беру 1,2 кг/м³ [3];

h – висота приміщення від підлоги до стелі, але не менше 3,5 м;

k – розрахункова кратність повітрообміну, год⁻¹: для кімнат – 0,5 год⁻¹; для кухонь та санвузлів – 1,0 год⁻¹ [3].

Висота поверхів в даному будинку складає $h = 2,5$ м.

Площа кімнат становить $F_{\text{кім}} = 1255$ м². Площа кухні та санвузлів становить $F_{\text{кух}} = 573$ м².

За формулою (2.4) витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря складуть:

- для кімнат

$$Q_{\text{інф.кім}} = (1/3600) \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 1255 \cdot 2,5 \cdot (20 - (-22)) \cdot 0,5 = 22072,3 \text{ Вт};$$

- для кухні та санвузлів

$$Q_{\text{інф.кух}} = (1/3600) \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot 573 \cdot 2,5 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1,0 = 20155,28 \text{ Вт}.$$

Загальні витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря [3]

$$Q_{\text{інф}} = Q_{\text{інф.кім}} + Q_{\text{інф.кух}}, \quad (2.5)$$

$$Q_{\text{інф}} = 22072,3 + 20155,28 = 42227,58 \text{ Вт} = 42,2 \text{ кВт}.$$

Згідно з формулою (2.1) теплові втрати будинку складають:

$$Q_{0.1} = 391,1 + 42,2 = 433,3 \text{ кВт}.$$

Теплові втрати для 9 будинків складають

$$Q_0 = 433,3 \cdot 9 = 3899 \text{ кВт} = 3,9 \text{ МВт}.$$

2.1.1.10 Середня теплова потужність на опалення [5]

$$Q_o^{cp} = Q_o \frac{t_{\text{в.н}} - t_n^{cp.o}}{t_{\text{в.н}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (2.6)$$

де $t_n^{cp.o}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період [5]

$$Q_o^{cp} = 3,9 \cdot \frac{20 + 0,1}{20 + 22} = 1,87 \text{ МВт}.$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.1.11 Річна витрата теплоти на опалення [3]

$$Q_o^{p\dot{u}} = Q_o^{cp} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600, \quad (2.7)$$

$$Q_o^{p\dot{u}} = 1,87 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 28,46 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік}$$

2.2 Витрати теплоти на гаряче водопостачання

Розрахунок було виконано згідно з ДБН В.2.5-64:2012, ДБН 360-92, ДБН В.2.5-74:2013.

2.1.2.1 Вихідні дані до розрахунку - наведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2 – Вихідні дані до розрахунку навантажень на ГВП

Найменування показника	Позначення	Значення
Кількість квартир в будинках	N_{kv}	440
Кількість мешканців у квартирах, споживачів, людей	$U_{спож}$	1320
Кількість сан.-технічних приладів у квартирі, шт.	$N_{пр}$	3
Кількість годин споживання гарячої води за добу	T	24
Середня норма витрати води за добу, кг/добу [5]	$g_{вит.доб}$	105
Норма витрати за добу найбільшого водоспоживання , кг/добу [5]	$g_{сп}$	120
Секундна норма витрати води, кг/с [5]	g	0,2
Норма витрати води в годину найбільшого водоспоживання, кг/год [5]	$g_{вит.год}$	10,0

2.1.2.2 Секундна витрата води усіх під'єднаних водозабірних приладів [5]

$$G_c = 5 \cdot g \cdot \alpha, \quad (2.8)$$

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

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

2.1.2.3 Визначення загальної кількості приладів N , шт.

$$N = N_{kv} \cdot N_{пр}; \quad (2.9)$$

$$N = 440 \cdot 3 = 1320 \text{ шт.}$$

2.1.2.4 Ймовірність дії санітарно – технічних приладів P [5]

$$P = \frac{U_{спож} \cdot g_{вит.год}}{g \cdot N \cdot 3600}; \quad (2.10)$$

$$P = \frac{1320 \cdot 10,0}{0,2 \cdot 1320 \cdot 3600} = 0,014$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді $N \cdot P = 1320 \cdot 0,014 = 18,48$. За номограмою [5] при $N \cdot P = 18,48$ та $P = 0,014$ величина $\alpha = 6,9$.

Отже, секундна витрата води складає

$$G_c = 5 \cdot 0,2 \cdot 6,9 = 6,9 \text{ кг/с.}$$

2.1.2.5 Розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання [5]

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{\text{вит}} \cdot \alpha_{\text{год}}, \quad (2.11)$$

де $K_{\text{вит}}$ – коефіцієнт використання водозабірних приладів за годину найбільшого водоспоживання;

$K_{\text{вит}} = 0,28$ для змішувача ванни [5];

$\alpha_{\text{год}}$ – коефіцієнт, що визначається в залежності від загальної кількості водозабірних приладів N та ймовірності їх використання $P_{\text{год}}$ [5].

2.1.2.6 Ймовірність використання водозабірних приладів [5]

$$P_{\text{год}} = P / K_{\text{вит}} \quad (2.12)$$

$$P_{\text{год}} = 0,014 / 0,28 = 0,05,$$

тоді $N \cdot P_{\text{год}} = 1320 \cdot 0,05 = 66$. За номограмою [5] при $N \cdot P_{\text{год}} = 66$, та $P_{\text{год}} = 0,05$ величина $\alpha_{\text{год}} = 17,7$.

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot 17,7 = 17841,6 \text{ кг/год.}$$

2.1.2.7 Циркуляційні витрати гарячої води у системі ГВП [5]

$$q_{\text{цир}} = \frac{Q_{\text{втр}}^{\text{тр}}}{4,187 \cdot \Delta t}, \quad (2.13)$$

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

Δt – різниця температур у подавальному трубопроводі системи від нагрівача до нагрівального тіла до найбільш віддаленого водозабірних приладу, °С. Беру $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

Середньо-годинна втрата тепла на ГВП без врахування втрат тепла трубопроводами [5]

$$Q_{\text{ср}}' = 1,16 \cdot q_{\text{ср}} \cdot (55 - 5) \quad (2.14)$$

де $q_{\text{ср}}$ – середньо-годинна витрата води за добу максимального водоспоживання [5]

$$q_{\text{ср}} = \frac{g_{\text{ср}} \cdot U_{\text{спож}}}{1000 \cdot T}, \quad (2.15)$$

$$q_{\text{ср}} = \frac{120 \cdot 1320}{1000 \cdot 24} = 6,6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Отже, середня витрата теплоти на гаряче водопостачання дорівнює

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

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати теплоти у трубопроводах беру для систем з рушникосушильником та ізольованими стояками у розмірі 25% від середньо-годинного теплового потоку [5]

$$Q^{cm} = 0,25 \cdot Q_{cp}^{\cdot}, \quad (2.16)$$

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

2.1.2.8 Секундна витрата циркуляційної води [5]

$$q_{цир} = \frac{Q^{cm}}{4,187 \cdot \Delta t}, \quad (2.17)$$

$$q_{цир} = \frac{95,7}{4,187 \cdot 10} = 2,3 \text{ кг/с.}$$

2.1.2.9 Годинна витрата циркуляційної води

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

2.1.2.10 Навантаження на циркуляцію [5]

$$Q_{цирк}^{втр} = 0,2 \cdot N_{кв}, \quad (2.18)$$

$$Q_{цирк}^{втр} = 0,2 \cdot 440 = 88 \text{ кВт.}$$

2.1.2.11 Максимальна витрата теплоти на ГВП [5]

$$Q_{г.в.мах} = 1,163 \cdot G_{год} \cdot (t_{г.сеп} - t_{х.з}) + Q^{cm} \quad (2.19)$$

$$Q_{г.в.мах} = 1,163 \cdot 17841,6 \cdot (55 - 5) + 95,7 \cdot 10^3 = 1,13 \text{ МВт.}$$

2.1.2.12 Середня витрата теплоти на ГВП [5]

$$Q_{г.в.сеп} = \frac{Q_{г.в.мах}}{(2 \div 2,5)}, \quad (2.20)$$

$$Q_{г.в.сеп} = 1,13 / 2 = 0,565 \text{ МВт.}$$

2.1.2.13 Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання споживачів житлових будівель, МДж/рік, визначається за формулою [3]

$$Q_{г.в.річ}^{ж+гр} = 24 \left[Q_{г.в.ср}^{ж+гр} n_o + Q_{г.в.ср}^{(ж+гр)л} (350 - n_o) \right] 3600 \quad (2.21)$$

де $Q_{г.в.ср}^{ж.л}$ - середня витрата теплоти на гаряче водопостачання в літній період, МВт;

350 - число робочих діб системи гарячого водопостачання у році з урахуванням 15-денної перерви на ревізію, гідравлічні випробовування та ремонт теплових мереж [5].

Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання споживачів житлових і громадських будівель у літній період, МВт, визначається за формулою [3]

$$Q_{г.в.ср}^{(ж+гр)л} = Q_{г.в.ср}^{ж+гр} \frac{55 - t_{х.л}}{55 - t_{х.з}} \beta, \quad (2.22)$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

де $t_{х.л}$ - температура холодної (водопровідної) води у літній період, °C (беру $t_{х.л} = 15$ °C);

β - коефіцієнт, яким ураховують зниження середньої витрати води на гаряче водопостачання у літній період відносно опалювального[3]. Беру $\beta = 0,8$.

Згідно з формулою (2.22) середня витрата теплоти на гаряче водопостачання споживачів житлових і громадських будівель у літній період дорівнює

$$Q_{г.в.ср}^{(ж+гр)л} = 0,565 \frac{55-15}{55-5} \cdot 0,8 = 0,36 \text{ МВт}$$

Отже, згідно з формулою (2.21) річна витрата теплоти на гаряче водопостачання складе

$$Q_{г.в.річ.п} = 24 \cdot [0,565 \cdot 176 + 0,36 \cdot (350 - 176)] \cdot 3600 = 1,4 \cdot 10^7 \text{ МДж} / \text{рік}.$$

2.3 Висновки за розділом 2

У цьому розділі були наведені розрахунки теплових втрат на опалення та гаряче водопостачання. В результаті теплові втрати для 9 будинків складають $Q_o = 3,9 \text{ МВт}$, а максимальна витрата теплоти на ГВП - $Q_{г.в.маx} = 1,13 \text{ МВт}$.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ВУЗОЛ ОПАЛЕННЯ

3.1 Загальна характеристика

Відомо, що при централізованому або помірно-централізованому теплопостачанні споживачів можуть бути застосовані три схеми теплопостачання систем централізованого опалення будівель:

- а) незалежна схема;
- б) залежна схема зі змішуванням води;
- в) залежна прямоточна схема [3].

При незалежній схемі теплопостачання нагрів води, що циркулює в системі опалення, здійснюється нагрівальною водою з подавальної лінії теплової мережі в теплообміннику, що встановлений або в котельні, або в тепловому пункті [3].

При залежній схемі зі змішуванням води в тепловому пункті або в підвалі будівлі встановлюється, наприклад, елеваторний вузол, до якого підводиться вода з теплової мережі. До цієї води підмішується частина води, що віддала свою теплоту в опалювальних приладах, надалі суміш гарячої води надходить до нагрівальних приладів. При використанні залежної схеми з елеватором гідравлічний опір системи опалення долається насосами мережної води, що встановлені в котельні або іншому джерелі теплопостачання. Перевагою залежної схеми з елеватором є її простота у зв'язку з відсутністю пристроїв (насосів), в яких використовується додаткова енергія, а до недоліків – обмеженість в застосуванні за кількістю поверхів у будівлі (не більше як 9) та неможливість здійснити регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів [3].

При проектуванні систем опалення нових будівель, або реконструкції чи модернізації діючих, в залежних схемах зі змішуванням води замість елеваторного вузла встановлюються циркуляційні насоси, при цьому можливе погодне регулювання теплового навантаження системи опалення. Для висотних будівель (більше як 12 поверхів) система опалення поділяється на дві зони, для кожної з яких встановлюються окремі насоси [3].

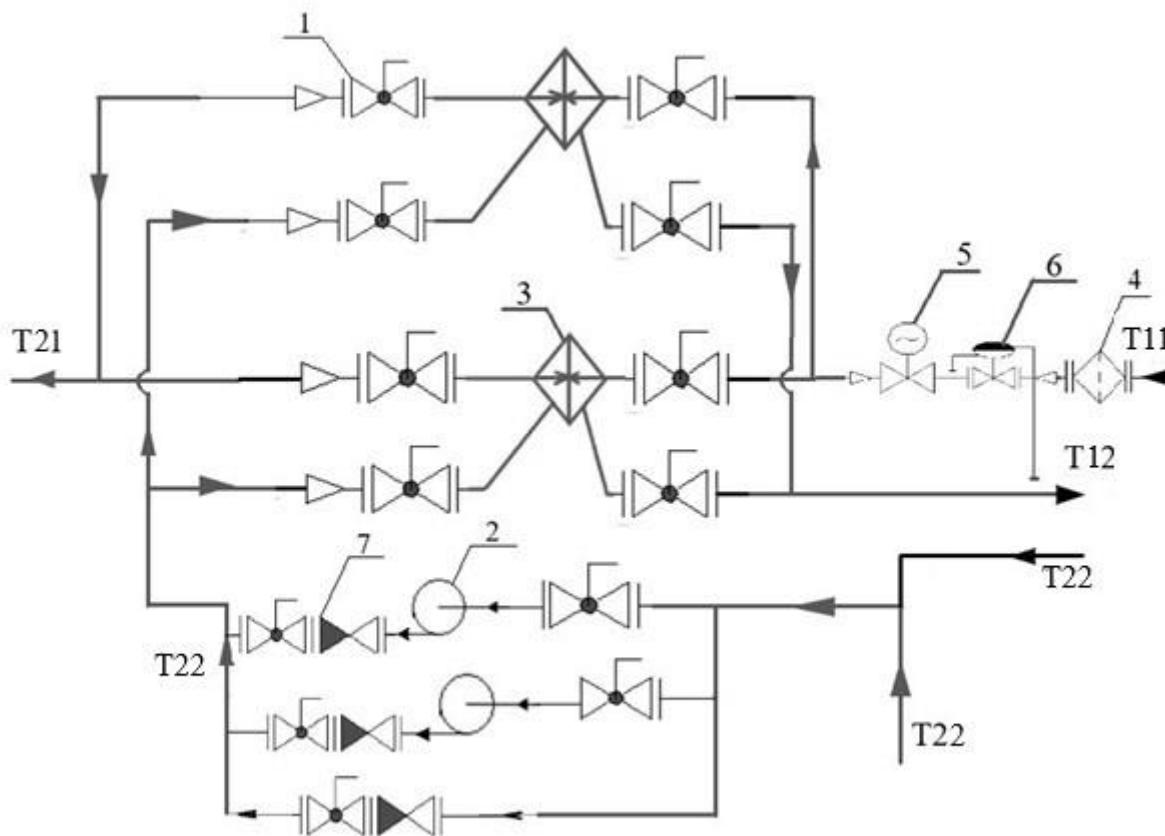
При залежній прямоточній схемі система опалення під'єднується безпосередньо до теплової мережі [3].

Перевагою залежної прямоточної схеми є те, що в неї відсутнє проміжне обладнання для нагріву води, що надходить в систему опалення, а до недоліків відноситься складність в регулюванні температури води в системі опалення в залежності від температури зовнішнього повітря. Таке регулювання здійснюється зміною температури води в тепловій мережі, але це може призвести до порушення теплопостачання інших систем, наприклад, системи вентиляції, які під'єднані до однієї теплової мережі. Залежна прямоточна схема може використовуватися для опалення промислових будівель, де допускається температура

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нагрівальної води 150 ° С, тобто така ж сама як і в тепловій мережі [3].

В дипломному проекті при розробці центрального теплового пункту застосована незалежна схема під'єднання систем централізованого опалення багатоквартирних житлових будинків до теплової мережі за незалежною схемою з використанням сучасних пластинчастих теплообмінників та високоефективних насосів (рис. 3.1).



1 – кран кульовий фланцевий; 2 – циркуляційний насос системи опалення ; 3 – теплообмінник пластинчастий; 4 – фільтр фланцевий; 5 – 2-ходовий клапан з електроприводом; 6 – регулятор тиску «після себе»; 7 – зворотній клапан

Рисунок 3.1 - Незалежна схема приєднання системи опалення до теплової мережі

Згідно з наведеною схемою мережна вода проходить по подавальному трубопроводу T11 через фільтр фланцевий 4, де очищується від механічних домішок, які можуть зменшити потужність теплообмінного апарату. Перепад тисків в трубопроводі підтримується постійним для отримання постійної витрати теплоносія через теплообмінник та стабільної його роботи. На виході з теплообмінного апарату 3 охолоджена мережна вода потрапляє у зворотній трубопровід.

Підігріта в теплообміннику 3 до необхідної температури поворотна вода з системи опалення насосами 2 знову спрямовується до системи опалення.

На схемі також позначена запірно-регулювальна арматура 1, 5, 6, 7.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

3.2 Розрахунки та вибір теплообмінників опалення

В модульний блок вузла опалення входить 2 теплообмінника, кожен з яких розрахований на 50% теплової потужності. Розрахунок виконується для одного теплообмінника за наступними вихідними даними:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_o = 1,95$ МВт;
- температура води у подавальному трубопроводі $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ\text{C}$;
- температура води у поворотному трубопроводі $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ\text{C}$;
- температура води у подавальному трубопроводі системи опалення $t_{\text{прям.2}} = 95^\circ\text{C}$;
- температура води у поворотному трубопроводі системи опалення $t_{\text{звор.2}} = 65^\circ\text{C}$.

3.2.1 Тепловий розрахунок

Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі теплопередавальної поверхні, м^2 , для чого використовується рівняння теплопередачі [6]

$$F = \frac{Q_o}{k \Delta t}, \quad (3.1)$$

де Q_o – теплове навантаження теплообмінника, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Δt – середній температурний напір, К.

3.2.1.1 Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, розраховується за формулою [7]

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_3}, \quad (3.2)$$

де β_1 – поправка, що враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному перерізі; беру $\beta_1 = 0,93$;

α_1, α_2 - коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\lambda_{\text{ст}}$ - теплопровідність стінки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

$\delta_{\text{ст}}$ - товщина стінки, м;

R_3 - термічний опір забрудненого шару, приймаю $R_3 = 0,0002$ ($\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

3.2.1.2 Коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, розраховується за формулою [7]

$$\alpha_i = A_i \frac{W_i^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.3)$$

де A – температурний множник;

W – швидкість води, м/с;

d_b - еквівалентний діаметр каналу, м.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.1.3 Температурний множник визначається за формулою [7]

$$A_i = 0,1 \frac{\lambda_i}{\nu_i^{0,73}} \text{Pr}_i^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_i}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.4)$$

де λ – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К);

ν – кінематична в'язкість, м²/с;

Pr – критерій Прандтля.

Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника, °С:

Вода з боку центральної мережі

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}, \quad (3.5)$$

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

За $t_{cp1} = 110^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [8]:

$$\rho_1 = 951 \text{ кг/м}^3; \text{Pr}_1 = 1,6; \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Вода з боку місцевої мережі

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}, \quad (3.6)$$

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

За $t_{cp2} = 80^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [8]:

$$\rho_2 = 971,8 \text{ кг/м}^3; \text{Pr}_2 = 2,21; \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура стінки, °С [7]

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (3.7)$$

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

За $t_c = 95^\circ \text{C}$ визначаю критерій Прандтля $\text{Pr}_c = 1,85$ [8];

Тоді за формулою (3.4) визначаю температурні множники А:

- для нагрівальної мережної води

$$A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left(\frac{1,6}{1,85} \right)^{0,25} = 5017.$$

- для води системи опалення, що нагрівається

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

В таблиці 3.1 наведені характеристики розбірних пластин [9].

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики пластин

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^m$, мм	1380×650×1
Поверхня теплообміну F_{nl} , м ²	0,383
Вага (маса) m , кг	6,0
Щілинні канали	
Крок гофрів s , мм	20,8
Висота гофрів h , мм	5
Кількість гофрів n_s , шт.	48
Еквівалентний діаметр каналу d_e , м	0,009
Площа перерізу каналу f_{nl} , м ²	0,00285
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{ш}$, мм	200
Теплопровідність стінки $\lambda_{ст}$, Вт/(м·К)	25
Гідравлічний коефіцієнт c	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$, м	0,8

3.2.1.4 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с [7]

$$W_i = \frac{G_{on_i}}{z_i \cdot f_i \rho_i}, \quad (3.8)$$

де G_{on_i} – витрати води в каналах теплообмінника, кг/с

z_i – кількість каналів одного ходу, шт.

3.2.1.5 Витрати води у теплообміннику, кг/с [7]

$$G_{on_i} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.i} - t_{звор.i})}, \quad (3.9)$$

- для нагрівальної мережної води

$$G_{on1} = \frac{1,95 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 5,8 \text{ кг/с}.$$

- для води системи опалення, що нагрівається

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

$$G_{on2} = \frac{1,95 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 15,5 \text{ кг/с.}$$

За формулою (3.8) визначаю швидкість руху теплоносіїв. Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі беру $z_1 = 5$ шт., тоді

$$W_1 = \frac{5,8}{5 \cdot 0,00285 \cdot 951} = 0,43 \text{ м/с.}$$

Зі сторони місцевої мережі буде кількість каналів одного ходу, відповідно, $z_1 = z_2 = 5$ [9];

$$W_2 = \frac{15,5}{5 \cdot 0,00285 \cdot 971,8} = 1,12 \text{ м/с.}$$

Тоді за формулою (3.3) визначаю коефіцієнти тепловіддачі від нагрівальної води до стінки і від стінки до води системи опалення, що нагрівається, відповідно

$$\alpha_1 = 5017 \frac{0,43^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 9666 \text{ Вт/(м}^2\text{·K).}$$

$$\alpha_2 = 4961 \frac{1,12^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 19224 \text{ Вт/(м}^2\text{·K).}$$

За формулою (3.2) визначаю коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{9666} + \frac{1}{19224} + \frac{0,001}{25} + 0,0002} = 2352 \text{ Вт/(м}^2\text{·K).}$$

3.2.1.6 Середній температурний напір, °С, визначається за середньологарифмічною залежністю для протитечійної схеми руху теплоносіїв [6] (див. рис. 3.2)

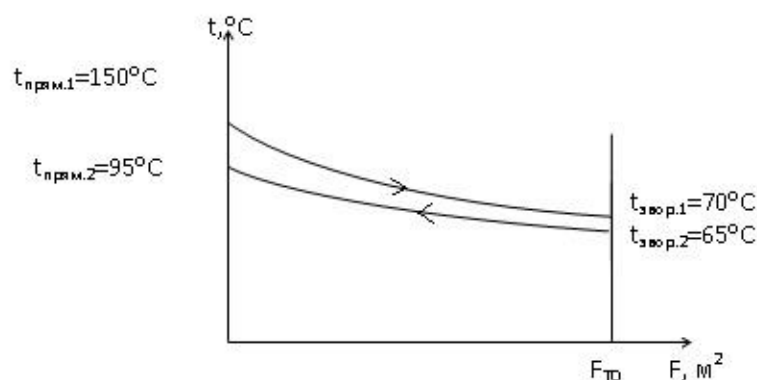


Рисунок 3.2 – Графік зміни температур теплоносіїв у теплообміннику

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} ; \quad (3.10)$$

- більша різниця температур, °C [6]

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{\text{прям.1}} - t_{\text{прям.2}} \quad , \quad (3.11)$$

$$t_c = \frac{56,4 + 44,85}{2} = 50,625^\circ\text{C}$$

- менша різниця температур, °C [6]

$$\Delta t_m = t_{\text{звор.1}} - t_{\text{звор.2}} \quad , \quad (3.12)$$

$$\Delta t_m = 70 - 65 = 5^\circ\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{55 - 5}{\ln \frac{55}{5}} = 20,85^\circ\text{C}.$$

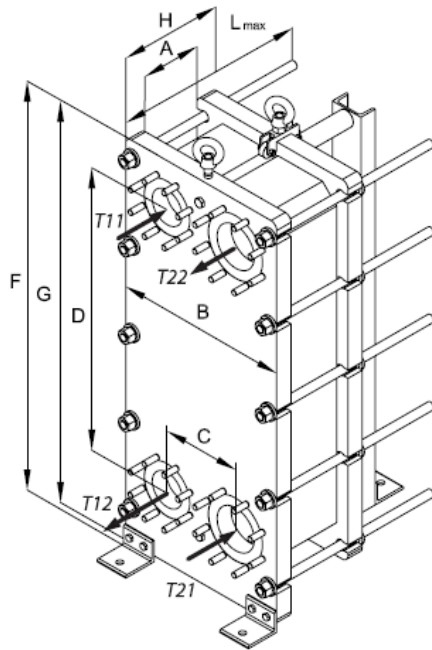
Остаточно за формулою (3.1) визначаю площу поверхні нагріву теплообмінника

$$F = \frac{1,95 \cdot 10^6}{2352 \cdot 20,85} = 39,8 \text{ м}^2.$$

За обрахованими даними обираю пластинчастий теплообмінник ТОВ «ДАНФОСС» типу XG50 з кількістю пластин – 100 шт. Тоді площа поверхні теплообміну буде дорівнювати: $F = 42,14 \text{ м}^2$ [9]. Конструктивні характеристики теплообмінника наведені в табл. 3.2 і на рис. 3.3.

Таблиця 3.2 - Конструктивні характеристики теплообмінника XG50 [9]

Кількість пластин	Габаритні розміри, мм							Поверхня теплообміну, м ²	Вага, кг
	A	B	C	D	G	H	F		
100	425	540	240	856	1438	525	1478	42,14	955



T_{11} — ввід теплоносія греючого контура
 T_{12} — вихід теплоносія греючого контура
 T_{21} — ввід теплоносія нагріваного контура
 T_{22} — вихід теплоносія нагріваного контура

Рисунок 3.3 – Теплообмінник XG50

3.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінника опалення

3.3.1 Втрати тиску у каналах теплообмінника, Па, визначаються за формулою [7]

$$\Delta P_i = \lambda_i \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_i \cdot W_i^2}{2}, \quad (3.13)$$

де λ – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К);

L_{np} – приведена довжина каналу, м;

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м;

x – кількість ходів у теплообміннику, шт;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

W – швидкість теплоносія, м/с.

3.3.2 Число Рейнольдса визначаю за формулою [6]

$$Re_i = \frac{W_i d_3}{\nu_i}, \quad (3.14)$$

- для нагрівальної мережної води

$$Re_1 = \frac{0,43 \cdot 0,009}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 14228.$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$Re_2 = \frac{1,12 \cdot 0,009}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 27616.$$

3.3.3 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_i = \frac{c}{\text{Re}_i^{0,25}}, \quad (3.15)$$

- для нагрівальної мережної води

$$\lambda_1 = \frac{15}{14228^{0,25}} = 1,38.$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$\lambda_2 = \frac{15}{27616^{0,25}} = 1,16.$$

За формулою (3.13) визначаю:

– втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = 1,38 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{1 \cdot 951 \cdot 0,43^2}{2} = 10785 \text{ Па}.$$

– втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = 1,16 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{1 \cdot 971,8 \cdot 1,12^2}{2} = 62845 \text{ Па}.$$

3.4 Насоси циркуляції системи опалення

Циркуляційні насоси системи опалення призначені для забезпечення циркуляції води в системах опалення будинків, вибір їх здійснюють за подачею та тиском [1, 2].

3.4.1 Визначаю подачу насосів за витратою мережної води [1,2]:

- масова витрата, кг/с

$$G_{м.н} = \frac{Q_o \cdot 10^6}{c_{\theta} (t_1 - t_2)}, \quad (3.16)$$

$$G_{м.н} = \frac{3,9 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (90 - 65)} = 37,2 \text{ кг/с}$$

- об'ємна витрата, м³/год [1,2]

$$V_{м.н} = \frac{G_{м.н} \cdot 3600}{\rho_{\theta}}, \quad (3.17)$$

де ρ – густина води кг/м³ (беру 1000 кг/м³) [8].

Тоді

$$V_{м.н} = \frac{37,2 \cdot 3600}{1000} = 134 \text{ м}^3/\text{Год}.$$

Тиск насосів мережної води, МПа [1,2]

$$H_m = l \cdot \Delta P_{мер} + \Delta P_{м.о} + \Delta P_{тр} \quad (3.18)$$

де ΔP_m - гідравлічний опір теплової мережі, МПа;

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Delta P_{\text{т.о}}$ - гідравлічний опір теплообмінника опалення за витратою води, що нагрівається, МПа

$\Delta P_{\text{тр}}$ - гідравлічний опір трубопроводів усередині теплового пункту, МПа.

Гідравлічний опір мережі, МПа [1,2]

$$\Delta P_i = [Rl(1+\alpha) + \rho gh] \cdot 10^{-6} \quad (3.19)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, Па/м;

l – довжина найвіддаленішого циркуляційного кільця, м;

α – коефіцієнт місцевих опорів, $\alpha=f(d_{\text{ст}})$;

ρ - густина води, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

h – найбільша висота будівлі, м.

За конструктивними характеристиками беру $l = 420$ м, а величину $h = 15$ м.

3.4.2 Беру швидкість води $\omega_6 = 1,5$ м/с і з рівняння суцільності (нерозривності) визначаю внутрішній діаметр трубопроводу $d_{\text{вн}}$, м [1,2]

$$d_{\text{мер}} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{\text{м.н}}}{\rho_6 \cdot \omega_6}}, \quad (3.20)$$
$$d_{\text{мер}} = 1,13 \sqrt{\frac{37,2}{1000 \cdot 1,5}} = 0,177 \text{ м.}$$

Користуючись [5] беру внутрішній діаметр трубопроводу $d_{\text{мер}} = 200$ мм і за [2] визначаю коефіцієнт місцевого опору $\alpha=f(d_{\text{см}}) = 0,35$.

3.4.3 Уточнення швидкості руху води, м/с

$$\omega_6 = \frac{4 \cdot G_{\text{м.н}}}{\rho_6 \cdot \pi \cdot d_{\text{мер}}^2}, \quad (3.21)$$
$$\omega_6 = \frac{4 \cdot 37,2}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 1,18 \text{ м/с}$$

3.4.4 Питомі втрати тиску на тертя Па/м [1,2]

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_6 \omega_6^2}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{мер}}}, \quad (3.22)$$

де λ - коефіцієнт опору тертя [1,2]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d'} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (3.23)$$

де k_e – еквівалентний коефіцієнт абсолютної шорсткості внутрішньої поверхні труби; відповідно до Правил Держтехнагляду усі трубопроводи промислових й опалювальних котелень

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можуть виготовлятися із сталевих безшовних зварних труб, виконаних з вуглецевої сталі, для яких $k_e=1$ мм [1,2]

d' - внутрішній діаметр трубопроводу, мм;

Re – число Рейнольдса .

Визначаю число Рейнольдса [6]

$$Re = \frac{d_{\text{вн}} \omega_v}{\nu}, \quad (3.24)$$

де ν - кінематична в'язкість води, м²/с.

Кінематичну в'язкість визначаю за середньою температурою теплоносія, яка дорівнює 77,5°C, тоді $\nu=f(t=77,5^\circ\text{C})=0,377 \cdot 10^{-6}$ м²/с [8].

Тоді

$$Re = \frac{0,2 \cdot 1,18}{0,377 \cdot 10^{-6}} = 625995 .$$

Визначаю коефіцієнт опору тертя λ

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{1}{200} + \frac{68}{625995} \right)^{0,25} = 0,03.$$

Питомі втрати тиску на тертя

$$R = 0,03 \cdot \frac{1000 \cdot 1,18^2}{2} \cdot \frac{1}{0,2} = 104 \text{ Па/м.}$$

3.4.5 Опір мережі, кПа

$$\Delta P_{\text{м}} = [104 \cdot 420(1+0,35) + 1000 \cdot 9,81 \cdot 15] \cdot 10^{-3} = 206 \text{ кПа.}$$

3.4.6 Гідрравлічний опір трубопроводів усередині теплового пункту складає 5% від втрат тиску в мережі, тобто

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot \Delta P_{\text{м}} ; \quad (3.25)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot 206 = 0,038 \text{ МПа}$$

3.4.7 Тиск насосів мережної води за формулою (3.18)

$$H_{\text{мер}} = 1,1 \cdot 0,206 + 62,845 \cdot 10^{-3} + 0,038 = 0,33 \text{ МПа.}$$

За величинами $V_{\text{н.м}}=134$ м³/год та $H_{\text{мер}}=0,126$ МПа вибираю 2 насоси типу Wilo CronoLine-IPL 100/220-5,5/4 (один робочий, один – резервний) з наступними характеристиками [10]:

–подача – 135 м³/год;

–тиск – 0,35 МПа;

–потужність електродвигуна – 5,5 кВт;

–частота обертання електродвигуна – 1450 об/хв.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18



Рисунок 3.4 – Загальний вигляд циркуляційного насоса опалення

3.5 Висновки за розділом 3

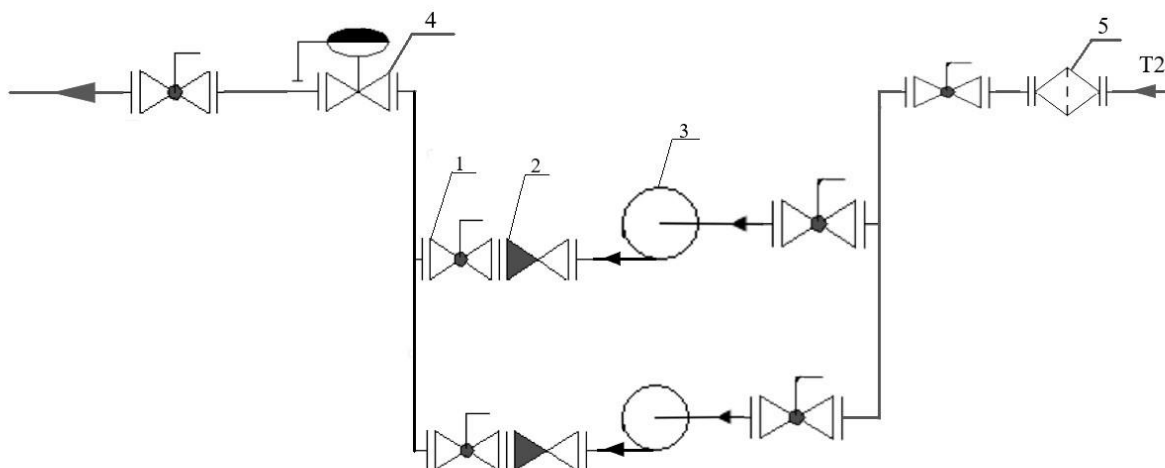
У цьому розділі були виконані розрахунки вузла опалення. Була описана незалежна схема приєднання системи опалення до теплової мережі. Також наведені розрахунки та вибір теплообмінників опалення. Остаточо був підібраний пластинчастий теплообмінник ТОВ «ДАНФОСС» типу XG50 з кількістю пластин – 100 шт. У тому числі були підібрані 2 циркуляційні насоси системи опалення (один робочий, один – резервний) типу Wilo CronoLine-IPL 100/220-5,5/4.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

4 ВУЗОЛ ПІДЖИВЛЕННЯ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

4.1 Загальна характеристика

Під час роботи системи опалення неминуче зменшується обсяг теплоносія. У відкритих схемах цей процес проходить швидше, в закритих - набагато повільніше. При досягненні критичного рівня падіння ККД значно зменшується, також можуть виникнути аварійні ситуації [1]. Для мінімізації подібних ризиків потрібна підживлення системи опалення: клапани, насоси, вузли та схеми вибираються згідно з визначеним типом системи.



1 – кран кульовий фланцевий; 2 – зворотній клапан; 3 – насос підживлення;

4 – регулятор тиску «після себе»; 5 – фільтр фланцевий

Рисунок 4.1 - Вузол підживлення системи опалення

Вузол підживлення системи опалення з насосами підживлення призначений для підживлення контуру системи опалення в разі витоку теплоносія і зниження тиску у внутрішньому контурі системи опалення.

Після вузла підживлення вода йде у модульний блок мережних насосів.

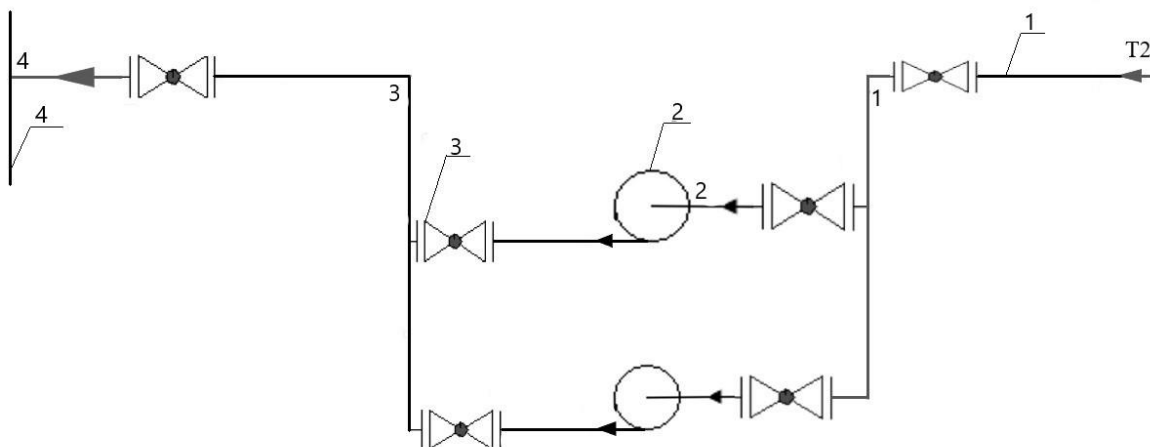
4.2 Вибір підживлювальних насосів

У незалежній схемі витoki теплоносія здійснюються через нещільність контурів системи. Температура води в подавальних трубопроводах більша за температуру в зворотньому трубопроводі. Підживлення та заповнення системи опалення здійснюється через зворотні трубопроводи [1,2].

З таким заповненням можна не турбуватись про скипання води в системі опалення, так як трубопроводи знаходяться під атмосферним тиском, оскільки температура теплоносія в зворотньому трубопроводі тепломережі не перевищує 70°C, у той момент як температура теплоносія від подаючого трубопроводу може бути більше ніж 100°C [1,2].

Схема контуру підживлюваної води зображена на рисунку 4.2

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1- трубопровід підживлюваної води; 2 – насосна станція підживлення; 3 – вентиль;
4 – трубопровід зворотної мережної води.

Рисунок 4.2 – Схема контуру підживлюваної води

4.2.1 Витрата підживлюваної води системи опалення, кг/с, визначається за формулою [1,2]

$$G_{\text{вит}} = \frac{0,75}{100 \cdot 3600} Q_o \cdot g_{\text{сист}} \cdot k_{\text{вит}}, \quad (4.1)$$

де Q_o – теплове навантаження системи опалення, МВт (згідно з попередніми розрахунками складає 3,9 МВт);

$g_{\text{сист}}$ – питомий об'єм води в системі опалення, кг/МВт (беру 35000 кг/МВт [5]);

$k_{\text{вит}}$ – коефіцієнт витікання води в системі опалення, беру $k_{\text{вит}} = 1$ [5].

Тоді

$$G_{\text{вит}} = (0,75 \cdot 3,9 \cdot 35000) / (100 \cdot 3600) = 0,28 \text{ кг/с}$$

4.2.2 Подача насосів, м³/год, визначається за формулою [1,2]

$$V_n = \frac{G_{\text{вит}} \cdot 3600}{\rho_v} \quad (4.2)$$

Беру густину води 1000 кг/м³ [8], тоді подача насосів підживлюваної води, м³/год

$$V_n = \frac{0,28 \cdot 3600}{1000} = 1,0 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

4.2.3 Визначаємо тиск насосів, МПа

Вода за трубопроводом Т2 надходить до насосів. Довжина ділянки до насосів згідно з вимірами на кресленнях складає 7300 мм (7,3 м), на ділянці будуть місцеві опори: 6 поворотів на 90 град, 3 вентиля, 1 розширення). Після насосів приблизна довжина трубопроводу 6400 мм (6,4 м). Місцеві опори: 1 розширення, 1 поворот. На підживлення системи опалення виходить трубопровід внизу, 200 мм до стіни ЦТП. У них діаметр підживлюваного трубопровода 57/50 мм.

Розбиваємо тракт на ділянки 1-2 та 3-4. Довжина ділянки 1-2 $L^{(1-2)} = 7,3$ м, ділянки 3-4 $L^{(3-4)} = 6,4$ м.

Беру швидкість води на ділянці 1-2 $\omega_v^{(1-2)} = 0,3$ м/с, а на ділянці 3-4 $\omega_v^{(3-4)} = 0,4$ м/с і з рівняння суцільності (нерозривності) визначаю внутрішні діаметри трубопроводу $d_{вн}$, м [1,2], згідно з формулою (3.20):

діаметр трубопроводу на ділянці 1-2

$$d_{вн}^{(1-2)} = 1,13 \sqrt{\frac{0,28}{1000 \cdot 0,3}} = 0,03 \text{ м};$$

діаметр трубопроводу на ділянці 3-4

$$d_{вн}^{(3-4)} = 1,13 \sqrt{\frac{0,28}{1000 \cdot 0,4}} = 0,029 \text{ м}.$$

Користуючись [5] приймаю внутрішні діаметри трубопроводу для всіх ділянок $d_{мер} = 0,032$ мм.

Уточнення швидкості руху води, м/с, згідно з формулою (3.21):

- на ділянці 1-2

$$\omega_v^{1-2} = \frac{4 \cdot 0,28}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2} = 0,35 \text{ м/с};$$

- на ділянці 3-4

$$\omega_v^{3-4} = \frac{4 \cdot 0,28}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2} = 0,35 \text{ м/с}.$$

Кінематичну в'язкість визначаю за середньою температурою теплоносія, яка дорівнює $67,5$ °С, тоді $\nu = f(t=67,5 \text{ °С}) = 0,43 \cdot 10^{-6}$ м²/с [8] і згідно з формулою (3.24) число Рейнольдса:

- на ділянці 1-2

$$\text{Re}^{1-2} = \frac{0,032 \cdot 0,35}{0,43 \cdot 10^{-6}} = 26047;$$

- на ділянці 3-4

$$\text{Re}^{3-4} = \frac{0,032 \cdot 0,35}{0,43 \cdot 10^{-6}} = 26047.$$

Визначаю коефіцієнт опору тертя λ , згідно з формулою (3.23):

- на ділянці 1-2

$$\lambda^{1-2} = 0,11 \left(\frac{1}{32} + \frac{68}{26047} \right)^{0,25} = 0,05;$$

- на ділянці 1-3

$$\lambda^{3-4} = 0,11 \left(\frac{1}{32} + \frac{68}{26047} \right)^{0,25} = 0,05.$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питомі витрати тиску на тертя , згідно з формулою (3.22):

- на ділянці 1-2

$$R = 0,05 \cdot \frac{1000 \cdot 0,35^2}{2} \cdot \frac{1}{0,032} = 95,7 \text{ Па/м};$$

- на ділянці 3-4

$$R = 0,05 \cdot \frac{1000 \cdot 0,35^2}{2} \cdot \frac{1}{0,032} = 95,7 \text{ Па/м}.$$

Втрата тиску в місцевих опорах, Па [1,2]

$$P_{\text{м.о}} = \sum \xi \frac{\rho_{\text{вод}} \omega^2}{2}, \quad (4.3)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору [1,2];

На ділянці 1-2 мають місце такі місцеві опори: 6 поворотів – $\xi_{\text{пов.}}=1,0$, 3 вентилі – $\xi_{\text{вент.}}=1,0$, раптове розширення $\xi_{\text{розш.}}=1,0$; на ділянці 3-4 мають місце такі місцеві опори: поворот – $\xi_{\text{вент.}}=1,0$, раптове розширення $\xi_{\text{розш.}}=1,0$.

Тоді значення втрат тиску в місцевих опорах:

- на ділянці 1-2

$$P_{\text{м.о}}^{(1-2)} = (6 \cdot 1,0 + 3 \cdot 1,0 + 1,0) \frac{1000 \cdot 0,35^2}{2} = 1750 \text{ Па};$$

- на ділянці 3-4

$$P_{\text{м.о}}^{(3-4)} = (1,0 + 1,0) \frac{1000 \cdot 0,35^2}{2} = 350 \text{ Па}.$$

Втрати тиску по тракту підживлювальної води, МПа, визначаються за формулою [1,2]

$$\Delta P_{\text{Т}} = \sum (Rl + P_{\text{ом}}) \cdot 10^{-6}, \quad (4.4)$$

- на ділянці 1-2

$$\Delta P_{\text{Т1}} = (95,7 \cdot 7,3 + 1750) \cdot 10^{-6} = 0,0024 \text{ МПа};$$

- на ділянці 3-4

$$\Delta P_{\text{Т2}} = (95,7 \cdot 6,4 + 350) \cdot 10^{-6} = 0,00096 \text{ МПа}.$$

Гідравлічний опір трубопроводу та арматури лінії, МПа

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{Т1}} + \Delta P_{\text{Т2}}, \quad (4.5)$$

де $\Delta P_{\text{Т1}}$ - втрати тиску по тракту підживлювальної води на ділянці 1-2, МПа;

$\Delta P_{\text{Т2}}$ - втрати тиску по тракту підживлювальної води на ділянці 3-4, МПа.

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,0024 + 0,00096 = 0,00336 \text{ МПа}.$$

Тиск насосів, МПа [1,2]

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_{п.в} = \Delta P_{пов} + \Delta P_{тр}, \quad (4.6)$$

де $\Delta P_{пов}$ - тиск в зворотній магістралі, МПа (беру $\Delta P_{пов} = 0,22$ МПа);

$\Delta P_{тр}$ - гідравлічний опір трубопроводу та арматури лінії, МПа;

$$H_{м} = 0,22 + 0,0033 = 0,223 \text{ МПа.}$$

За величинами $V_n = 1,0 \text{ м}^3 / \text{год}$ та $H_{м} = 0,223 \text{ МПа}$ вибираю два насоси (1 – робочий, 1 – резервний) типу WILO TOP-S 40/15 DM, з наступними характеристиками [10]:

- подача – $1 \text{ м}^3 / \text{год}$;
- тиск – $0,3 \text{ МПа}$;
- потужність електродвигуна – $0,57 \text{ кВт}$;
- частота обертання електродвигуна – 2600 об/хв.

Загальний вигляд насосу підживлення зображений на рисунку 4.3.



Рисунок 4.3 – Загальний вигляд насосу підживлення.

4.3 Висновки за розділом 4

У цьому розділі було розглянуто вузол підживлення системи опалення. Була описана схема вузла підживлення. Також за розрахованою витратою підживлюваної води були вибрані насоси підживлення (1 – робочий, 1 – резервний) типу WILO TOP-S 40/15 DM.

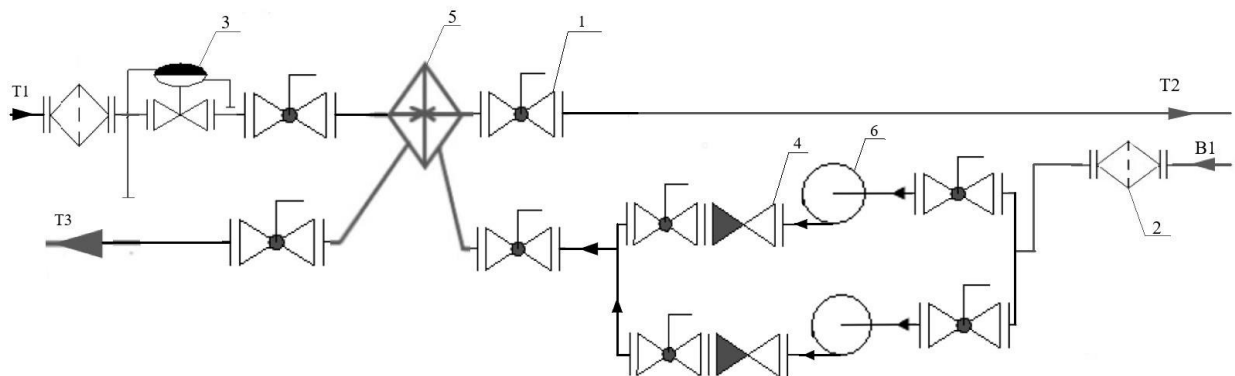
					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ВУЗОЛ ПРИГОТУВАННЯ ВОДИ НА ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ

5.1 Загальна характеристика

Підключення гарячого водопостачання до споживачів відбувається за паралельною одноступеневою схемою (див. рис. 5.1) з циркуляційним трубопроводом ГВП.

Для нагрівання води використовується пластинчастий теплообмінник, що входить в склад модульного блоку ГВП, виробництва компанії "Danfoss" Данія. Модульний блок обладнано регулятором перепаду тиску та регулятором теплової потужності, що працює на підтримання заданої температури гарячого водопостачання до споживачів. Модульний блок поставляється на рамі і встановлюється безпосередньо на підлогу в приміщенні ЦТП.



1-кран кульовий фланцевий; 2-фільтр фланцевий; 3-регулятор тиску "після себе"; 4-клапан зворотній; 5-теплообмінник пластинчастий; 6- насос.

Рисунок 5.1 - Схема вузла приготування води на гаряче водопостачання

Мережна вода потрапляє на теплообмінник 5 через фільтр фланцевий 2, який встановлюють на трубопроводі для грубої механічної очистки води від забруднення. Далі теплоносії потрапляє на регулятор тиску між подавальним та зворотнім трубопроводом, згодом на регулятор температури гарячої водопровідної води 3. Цей прилад дозволяє зменшити утворення накипу на пластинах теплообмінника через ліміт даної температури, а також створює необхідну температуру гарячої води для споживачів.

5.2 Розрахунки та вибір теплообмінників гарячого водопостачання

Приєднання споживачів ГВП, як зазначено вище, виконується за паралельною схемою з використанням пластинчастого теплообмінника. Розрахунок виконується за наступними вихідними даними:

- а) загальне максимальне теплове навантаження на ГВП $Q_{с.в.}^{\max} = 1,13 \text{ МВт}$;
- б) розрахункова температура нагрівальної води:
 - у подавальному трубопроводі $t_{\text{прям.1}}^p = 150^{\circ}\text{C}$;

- у зворотному трубопроводі $t_{звор.1}^p = 70^0C$;

в) мінімальна температура води у подавальному трубопроводі $t_{прям.1}^{min} = 70^0C$;

г) температури води, що нагрівається:

- гарячої $t_g = 55^0C$;

- холодної $t_x = 5^0C$.

5.2.1 Тепловий розрахунок

Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі теплопередавальної поверхні, m^2 , для чого використовується рівняння теплопередачі [6].

$$F = \frac{Q_0}{k\Delta t}, \quad (5.1)$$

де Q_0 – теплове навантаження теплообмінника, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

Δt – середній температурний напір, К.

5.2.1 Коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(m^2 \cdot K)$, розраховується за формулою [6]

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (5.2)$$

де β_1 – поправка, що враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному перерізі; приймаю $\beta_1 = 0,93$;

α_1, α_2 - коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

λ_{cm} - теплопровідність стінки, $Вт/(m \cdot K)$;

δ_{cm} - товщина стінки, м;

R_3 - термічний опір забрудненого шару, $(m^2 \cdot K)/Вт$, беру $R_3 = 0,0002 (m^2 \cdot K)/Вт$ [7]

5.2.2 Коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 , $Вт/(m^2 \cdot K)$, розраховується за формулою [7]

$$\alpha_i = A_i \frac{W_i^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (5.3)$$

де A – температурний множник;

W – швидкість руху теплоносія, м/с;

d_b - еквівалентний діаметр каналу, м.

5.2.3 Температурний множник [7]

$$A_i = 0,1 \frac{\lambda_i}{\nu_i^{0,73}} Pr_i^{0,43} \left(\frac{Pr_i}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (5.4)$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка теплової мережі, °C [5]

$$t_n^{3l} = t_{вн}^p - \varphi_{он}^{3l} (t_{вн}^p - t_{p.o}^p), \quad (5.5)$$

де φ - опалювальний коефіцієнт, який беру $\varphi=0,34$ [3];

$$t_n^{3l} = 22 - 0,34 \cdot (22 - (-22)) = 7,04^\circ C.$$

5.2.4 Температура мережної води у зворотному трубопроводі, °C [5]

$$t_{звор.1}^{\min} = t_{прям.1}^{\min} - (t_{прям.1}^p - t_{звор.1}^p) \frac{t_{вн}^p - t_n^{3l}}{t_{вн}^p - t_{p.o}^p}, \quad (5.6)$$

$$t_{звор.1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{22 - 7,04}{22 - (-22)} = 42,8^\circ C.$$

Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника, °C:
Вода зі сторони центральної мережі

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad (5.7)$$

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

За $t_{cp1} = 56,4^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри [8]:

$$\rho_1 = 985 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_1 = 3,18; \nu_1 = 0,506 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 65,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \quad (5.8)$$

$$t_{cp2} = \frac{5 + 55}{2} = 30^\circ C.$$

За $t_{cp2} = 30^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри води, що нагрівається [8]:

$$\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_2 = 5,42; \nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 61,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура стінки, °C

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (5.9)$$

$$t_c = \frac{56,4 + 30}{2} = 43,2^\circ C.$$

За $t_c = 43,2^\circ C$ визначаю критерій Прандтля $\text{Pr}_c = 4$ [8];

Тоді за формулою (5.4) визначаю температурні множники А:

—для нагрівальної мережної води

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_1 = 0,1 \frac{65,5 \cdot 10^{-2}}{(0,506 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left(\frac{3,18}{4} \right)^{0,25} = 4012.$$

—для води системи гарячого водопостачання, що нагрівається

$$A_2 = 0,1 \frac{61,8 \cdot 10^{-2}}{(0,805 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 5,42^{0,43} \left(\frac{5,42}{4} \right)^{0,25} = 3876.$$

Технічні характеристики пластин наведені в табл. 3.1.

5.2.5 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с [7]

$$W_i = \frac{G_{звн_i}}{z_i \cdot f_i \rho_i}, \quad (5.10)$$

де $G_{звн_i}$ – витрати води в каналах теплообмінника, кг/с

z_i – кількість каналів одного ходу, шт..

5.2.6 Витрати води у теплообміннику, кг/с [7]

$$G_{звн_i} = \frac{Q_{звн}}{c_p \cdot (t''_i - t'_i)}, \quad (5.11)$$

—для нагрівальної мережної води

$$G_{звн1} = \frac{1,13 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (70 - 42,8)} = 10 \text{ кг/с}.$$

—для води системи гарячого водопостачання, що нагрівається

$$G_{звн2} = \frac{1,13 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (55 - 5)} = 5,4 \text{ кг/с}.$$

За формулою (5.10) визначаю швидкість руху теплоносіїв. Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі беру $z_1 = 5$ шт., тоді

$$W_1 = \frac{10}{5 \cdot 0,00285 \cdot 985} = 0,7 \text{ м/с}.$$

Зі сторони місцевої мережі буде кількість каналів одного ходу, відповідно $z_1 = z_2 = 5$ [9]

$$W_2 = \frac{5,4}{5 \cdot 0,00285 \cdot 995,7} = 0,38 \text{ м/с}.$$

За формулою (5.3) визначаю коефіцієнти тепловіддачі від нагрівальної води до стінки і від стінки до води системи гарячого водопостачання, що нагрівається, відповідно

$$\alpha_1 = 4012 \frac{0,7^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 11032 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$\alpha_2 = 3876 \frac{0,38^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 6823 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді за формулою (5.2) визначаю коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{11032} + \frac{1}{6823} + \frac{0,001}{25} + 0,0002} = 1949 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

5.2.7 Середній температурний напір, °С, визначається за середньологарифмічною залежністю для протитечійної схеми руху теплоносіїв [6] (див. рис. 5.2)

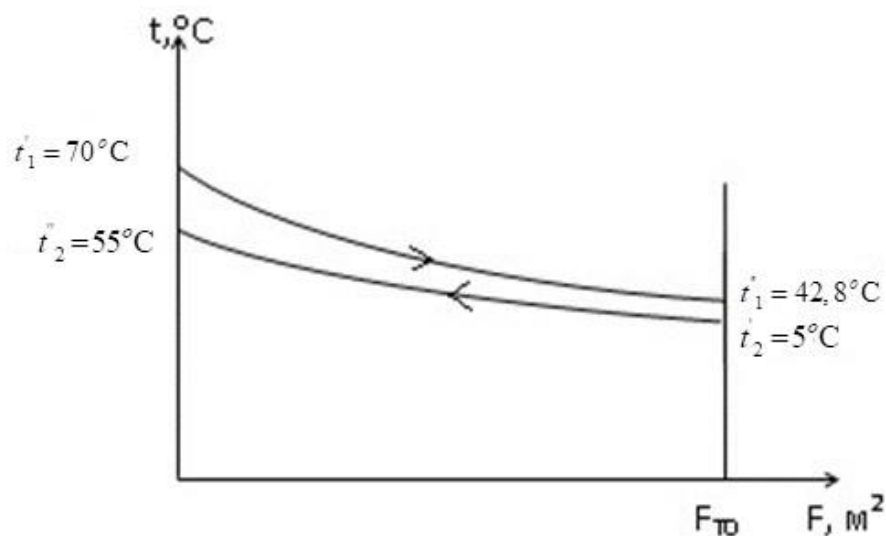


Рисунок 5.2 – Графік зміни температур теплоносіїв у теплообміннику ГВП

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\theta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\theta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}} ; \quad (5.12)$$

- більша різниця температур, °С [6]

$$\Delta t_{\theta} = t''_1 - t'_2 , \quad (5.13)$$

$$\Delta t_{\theta} = 42,8 - 5 = 37,8^{\circ}\text{C}$$

- менша різниця температур, °С [6]

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t'_1 - t''_2 , \quad (5.14)$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = 70 - 55 = 15^{\circ}\text{C} ,$$

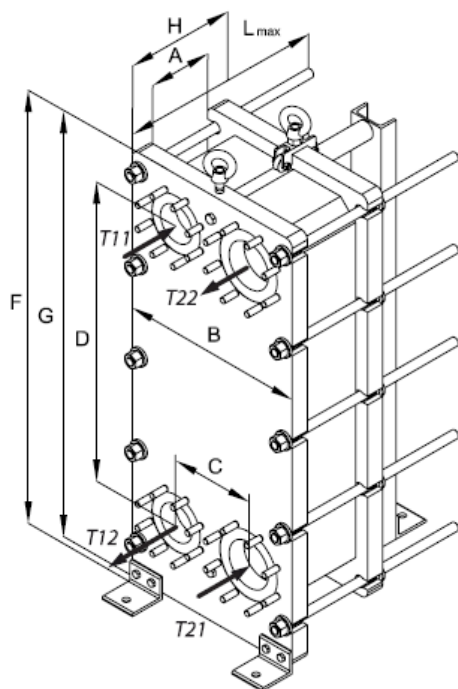
$$\Delta \bar{t} = \frac{37,8 - 15}{\ln \frac{37,8}{15}} = 24,7^{\circ}\text{C} .$$

За формулою (5.1) визначаю площу поверхні нагріву теплообмінника

$$F = \frac{1,13 \cdot 10^6}{1949 \cdot 24,7} = 23,5 \text{ м}^2 .$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

За обраними даними обираю теплообмінник ТОВ «ДАНФОСС» типу ХG40 з кількістю пластин – 80 шт. Тоді площа поверхні теплообміну буде дорівнювати: $F = 24,18 \text{ м}^2$ [9]. Конструктивні характеристики наведені на рис.5.3 і в табл. 5.1.



T_{11} — ввід теплоносія греючого контура
 T_{12} — вихід теплоносія греючого контура
 T_{21} — ввід теплоносія нагріваного контура
 T_{22} — вихід теплоносія нагріваного контура

Рисунок 5.3 – Теплообмінник ХG40

Таблиця 5.1 - Конструктивні характеристики теплообмінника ХG40 [9]

Кількість пластин	Габаритні розміри, мм							Поверхня теплообміну, м^2	Вага, кг
	A	B	C	D	G	H	F		
80	340	540	240	856	1198	440	1238	24,18	726

5.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінника ГВП

5.3.1 Втрати тиску у каналах теплообмінника, Па, визначаються за формулою [7]

$$\Delta P_i = \lambda_i \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_i \cdot W_i^2}{2}, \quad (5.15)$$

де λ – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К);

L_{np} – приведена довжина каналу, м;

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м;

x – кількість ходів у теплообміннику, шт;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

W – швидкість теплоносія, м/с.

5.3.2 Число Рейнольдса визначаю за формулою [6]

					ТП 71 90 05 ПЗ				Арк.
									30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$Re_i = \frac{W_i d_3}{\nu_i}, \quad (5.16)$$

—для нагрівальної мережної води

$$Re_1 = \frac{0,7 \cdot 0,009}{0,506 \cdot 10^{-6}} = 12451.$$

—для води системи гарячого водопостачання, що нагрівається

$$Re_2 = \frac{0,38 \cdot 0,009}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 4248.$$

5.3.3 Коефіцієнт гідравлічного тертя [7]

$$\lambda_i = \frac{c}{Re_i^{0,25}}, \quad (5.17)$$

—для нагрівальної мережної води

$$\lambda_1 = \frac{15}{12451^{0,25}} = 1,42.$$

—для води системи гарячого водопостачання, що нагрівається

$$\lambda_2 = \frac{15}{4248^{0,25}} = 1,86.$$

За формулою (5.15) визначаю втрати тиску у каналах теплообмінника:

– у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = 1,42 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{1 \cdot 985 \cdot 0,7^2}{2} = 30461 \text{ Па}.$$

–у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = 1,86 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{1 \cdot 995,7 \cdot 0,38^2}{2} = 11886 \text{ Па}.$$

5.4 Насоси холодного водопостачання

5.4.1 Визначаю подачу насосів за витратою води [1,2]

- масова витрата, кг/с

$$G_{м.н} = \frac{Q_{зеп} \cdot 10^6}{c_g(t_1 - t_2)}, \quad (5.18)$$

$$G_{м.н} = \frac{1,13 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (55 - 5)} = 5,4 \text{ кг/с}$$

- об'ємна витрата, м³/год [1,2]

$$V_{м.н} = \frac{G_{м.н} \cdot 3600}{\rho_g}, \quad (5.19)$$

$$V_{м.н} = \frac{5,4 \cdot 3600}{1000} = 12 \text{ м}^3/\text{год}.$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск насосів мережної води, МПа [1,2]

$$H_M = l \cdot \Delta P_{\text{мер}} + \Delta P_{\text{т.о}} + \Delta P_{\text{тр}} \quad (5.20)$$

де ΔP_M - гідравлічний опір теплової мережі, МПа;

$\Delta P_{\text{т.о}}$ - гідравлічний опір теплообмінника гарячого водопостачання за витратою води, що нагрівається, МПа

$\Delta P_{\text{тр}}$ - гідравлічний опір трубопроводів усередині теплового пункту, МПа.

Гідравлічний опір мережі, МПа

$$\Delta P_i = [Rl(1+\alpha) + \rho gh] \cdot 10^{-6} \quad (5.21)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, Па/м;

l – довжина найвіддаленішого циркуляційного кільця, м;

α – коефіцієнт місцевих опорів, $\alpha = f(d_{\text{ст}})$;

ρ - густина води, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

h – найбільша висота будівлі, м.

За конструктивними характеристиками беру $l = 420$ м, а величину $h = 15$ м.

5.4.2 Беру швидкість води $\omega_6 = 1,5$ м/с і з рівняння суцільності (нерозривності) визначаю внутрішній діаметр трубопроводу $d_{\text{вн}}$, м [1,2]

$$d_{\text{мер}} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{\text{м.н}}}{\rho_6 \cdot \omega_6}}, \quad (5.22)$$

$$d_{\text{мер}} = 1,13 \sqrt{\frac{5,4}{1000 \cdot 1,5}} = 0,07 \text{ м.}$$

Користуючись [5] беру внутрішній діаметр трубопроводу $d_{\text{мер}} = 73$ мм і за [2] визначаю коефіцієнт місцевого опору $\alpha = f(d_{\text{см}}) = 0,3$.

5.4.3 Уточнення швидкості руху води, м/с

$$\omega_6 = \frac{4 \cdot G_{\text{м.н}}}{\rho_6 \cdot \pi \cdot d_{\text{мер}}^2}, \quad (5.23)$$

$$\omega_6 = \frac{4 \cdot 5,4}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,073^2} = 1,3 \text{ м/с}$$

5.4.4 Питомі втрати тиску на тертя Па/м [1,2]

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_6 \omega_6^2}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{мер}}}, \quad (5.24)$$

де λ - коефіцієнт опору тертя.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d'} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (5.25)$$

де k_e – еквівалентний коефіцієнт абсолютної шорсткості внутрішньої поверхні труби; відповідно до Правил Держтехнагляду усі трубопроводи промислових й опалювальних котелень можуть виготовлятися із сталених безшовних зварних труб, виконаних з вуглецевої сталі, для яких $k_e=1$ мм [1,2];

d' - внутрішній діаметр трубопроводу, мм;

Re – число Рейнольдса .

Визначаю число Рейнольдса [6]

$$Re = \frac{d_{\text{вн}} \omega}{\nu}, \quad (5.26)$$

де ν - кінематична в'язкість води, м²/с.

Кінематичну в'язкість визначаю за середньою температурою теплоносія, яка дорівнює 30°C, тоді $\nu=f(t=30^\circ\text{C})=0,805 \cdot 10^{-6}$ м²/с [8].

Тоді число Рейнольдса

$$Re = \frac{0,073 \cdot 1,3}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 117888 .$$

Визначаю коефіцієнт опору тертя λ

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{1}{73} + \frac{68}{117888} \right)^{0,25} = 0,03.$$

Питомі втрати тиску на тертя

$$R = 0,03 \cdot \frac{1000 \cdot 1,3^2}{2} \cdot \frac{1}{0,073} = 347 \text{ Па/м.}$$

5.4.5 Опір мережі, кПа

$$\Delta P_M = [347 \cdot 420(1+0,3) + 1000 \cdot 9,81 \cdot 15] \cdot 10^{-3} = 337 \text{ кПа.}$$

5.4.6 Гідравлічний опір трубопроводів усередині теплового пункту складає 5% від втрат тиску в мережі, тобто

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot \Delta P_M ; \quad (5.27)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot 0,337 = 0,017 \text{ МПа}$$

5.4.7 Тиск насосів мережної води за формулою (5.20)

$$H_{\text{мер}} = 1,1 \cdot 0,337 + 11,886 \cdot 10^{-3} + 0,017 = 0,4 \text{ МПа.}$$

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За величинами $V_{н.м}=12 \text{ м}^3/\text{год}$ та $H_{мер}=0,4 \text{ МПа}$ вибираю 2 насоси типу Wilo CronoLine-IPL 100/220-5,5/4 (один робочий, один – резервний) з наступними характеристиками [10]:

- подача – $12 \text{ м}^3/\text{год}$;
- тиск – $0,5 \text{ МПа}$;
- потужність електродвигуна – $2,2 \text{ кВт}$;
- частота обертання електродвигуна – 1450 об/хв.

Загальний вигляд насосу холодного водопостачання на рис. 5.4:



Рисунок 5.4 - Насос холодного водопостачання

5.5 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

Циркуляційні насоси дозволяють зекономити до 10 відсотків енергії, що споживається. Але за умови, що в системі буде підтримуватися стала температура [1,2].

Насос повинен забезпечити не менше 10 відсотків витрати води в системі від максимальної її витрати на ГВП [1,2].

5.5.1 Визначаю тиск за витратою води, $\text{м}^3/\text{год}$ [1,2]

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_{г.в.} \cdot 3600}{\rho}, \quad (5.28)$$

$\rho = f(t_p = 56,4^\circ \text{C}) = 985 \text{ кг/м}^3$ - густина води [8], а витрату гарячої води беру з попередніх

розрахунків, яка склалає $5,4 \text{ кг/с}$, тоді

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 5,4 \cdot 3600}{985} = 1,97 \text{ м}^3/\text{год.}$$

5.5.2 Гідравлічний опір замкненого контуру системи гарячого водопостачання, Па [1,2]

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{зк}}, \quad (5.29)$$

де $\Delta p_2 = 11886$ Па – втрата тиску в каналах теплообмінника зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta p_{\phi} = 20$ кПа - максимальний гідравлічний опір фільтра;

$\Delta p_{\text{т.р.}} = 20$ кПа - гідравлічний опір трубопроводів;

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 11,886 + 20 + 20 = 51,886 \text{ кПа.}$$

5.5.3 Необхідний напір циркуляційного насосу системи ГВП, м вод. ст. [1,2]

$$p_{\text{н}}^{\text{ГВП}} \geq \Delta p_{\text{сист}}^{\text{ГВП}},$$

$$p_{\text{н}}^{\text{ГВП}} \geq 51,886 \text{ кПа} = 5,1886 \text{ м вод. ст.}$$

5.5.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання [1,2]

$$G_p = 1,97 \text{ м}^3/\text{год}, \quad p_{\text{н}}^{\text{ГВП}} \geq 5,1886 \text{ м вод. ст.}$$

За величинами $V_{\text{н.м}} = 1,97 \text{ м}^3/\text{год}$ та $H_{\text{мер}} = 0,05$ МПа вибираю 2 насоси типу Wilo Stratos PICO 25/1-6 (один робочий, один – резервний) з наступними характеристиками [10]:

–подача – $2 \text{ м}^3/\text{год}$;

–тиск – $0,05 \text{ МПа}$;

–частота обертання електродвигуна – $800 \dots 4200 \text{ об/хв.}$

Загальний вигляд насосу гарячого водопостачання на рис. 5.5

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Риунок 5.5 - Насос гарячого водопостачання

5.5 Висновки за розділом 5

У цьому розділі було розглянуто вузол приготування води на гаряче водопостачання. Була описана схема. Також наведені розрахунки та вибір теплообмінників гарячого водопостачання. Остаточного був підібраний пластинчастий теплообмінник ТОВ «ДАНФОСС» типу XG40 з кількістю пластин – 80 шт. Були обрані 2 насоси холодного водопостачання типу Wilo CronoLine-IPL 100/220-5,5/4 (один робочий, один – резервний) та 2 циркуляційні насоси гарячого водопостачання типу Wilo Stratos PICO 25/1-6 (один робочий, один – резервний).

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

6 ОПАЛЕННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

6.1 Характеристика будівлі теплового пункту

Тепловий пункт в плані представлений прямокутником.

Габаритні розміри теплового пункту:

- довжина – 8 м;
- ширина – 6 м;
- висота – 4,2 м;
- площа приміщення теплового пункту – 48 м²;
- об'єм приміщення – 201,6 м³.

Площі зовнішніх огорожень теплового пункту, F_i , м²:

- стіни – 210,55;
- вікна – 18,6;
- перекриття – 54,28.

Термічні опори теплопередачі огорожень, R_i , (м²·К)/Вт:

- стіни – 1,18;
- вікна – 0,38;
- перекриття – 1,14.

Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_{вн} = 15$ °С.

6.2 Розрахунок опалення теплового пункту

6.2.1 Розраховую теплові втрати через огорожуючі конструкції в тепловий пункт, кВт [3], за формулами, що наведені в розділі 2.

За формулою (2.3) визначаю розрахункову різницю температур:

$$\Delta t = 15 - (-22) = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тоді за формулою (2.2) розраховую теплові втрати через вікна, стіни, перекриття:

$$Q_{\text{вік}} = \frac{1}{0,38} \cdot 18,6 \cdot 37 \cdot (1+0) \cdot 10^{-3} = 1,85 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ст}} = \frac{1}{1,18} \cdot 210,55 \cdot 37 \cdot (1+0) \cdot 10^{-3} = 6,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{пер}} = \frac{1}{1,14} \cdot 54,28 \cdot 37 \cdot (1+0) \cdot 10^{-3} = 1,8 \text{ кВт}$$

Загальні втрати складають:

$$Q_{\text{втр}} = 1,85 + 6,6 + 1,8 = 10,25 \text{ кВт}$$

6.2.2 Розраховую витрату повітря на забезпечення однократного повітрообміну в тепловому пункті, м³/год [3]

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{\text{пов}}^{\text{об}} = V \cdot K, \quad (6.1)$$

де V – об'єм теплового пункту, який не зайнятий обладнанням і трубопроводами, м^3 ;

K – кратність повітрообміну, 1/год, беру $K = 1$ 1/год [3].

Тоді необхідна витрата повітря складе

$$G_{\text{пов}}^{\text{об}} = 201,6 \cdot 1 = 201,6 \text{ м}^3/\text{год}$$

6.2.3 Необхідний потік теплоти на підігрів повітря, що надходить в тепловий пункт, кВт [3]

$$Q_{\text{п}} = c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} G_{\text{п}} \Delta t, \quad (6.2)$$

де $c_{\text{п}}$ – питома теплоємність повітря, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$G_{\text{п}}$ – витрата повітря, $\text{м}^3/\text{год}$.

Для розрахунку беру питому теплоємність повітря $c_{\text{п}} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ та густину повітря $\rho_{\text{п}} = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ [3], тоді

$$Q_{\text{п}} = 1,005 \cdot 1,2 \cdot 201,6 \cdot \left(\frac{1,2}{3600} \right) \cdot 37 = 3,0 \text{ кВт}$$

6.2.4 Розрахункова теплопродуктивність системи опалення теплового пункту, кВт [1,2]

$$Q_{\text{оп}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{втр}} \quad (6.3)$$

$$Q_{\text{оп}} = 3,0 + 10,25 = 13,25 \text{ кВт}$$

За розрахованими даними $Q_{\text{оп}} = 13,25 \text{ кВт}$ обираю два тепловентилятори типу Volcano VR MINI з наступними характеристиками:

- максимальна витрата повітря – $2100 \text{ м}^3/\text{год}$;
- діапазон теплової потужності – $3 - 20 \text{ кВт}$.

6.3 Висновки за розділом 6

У цьому розділі був проведений розрахунок системи опалення теплового пункту. У результаті було обрано два тепловентилятори типу Volcano VR MINI.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

7 ВУЗЛИ ОБЛІКУ ВИТРАТИ ТЕПЛОТИ

7.1 Загальна характеристика

Технологічний облік спожитої теплоти на потреби опалення будівель здійснюється за допомогою теплолічильника Multical 602 з встановленням одного витратоміра Ultraflow 54 DN150 та датчиків температури Pt500 на подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі.

Технологічний облік спожитої теплової енергії на потреби ГВП споживачів здійснюється за допомогою теплолічильника Multical 602 з встановленням одного витратоміра Ultraflow 54 DN65 та датчиків температури Pt500 на подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі.

Схема вузлів обліку витрати теплоти зображена рис. 7.1.

Згідно з зображеними схемами вузлів обліку витрати теплоти на ГВП та опалення на кожному вузлі трубопроводів поворотної води встановлені датчик температури, термометр і манометр показувальні та кран кульовий.

На кожному вузлі трубопроводів подавальної води встановлені кран кульовий, манометр і термометр показувальні, датчик температури, витратомір, манометр показувальний і знову кран кульовий.

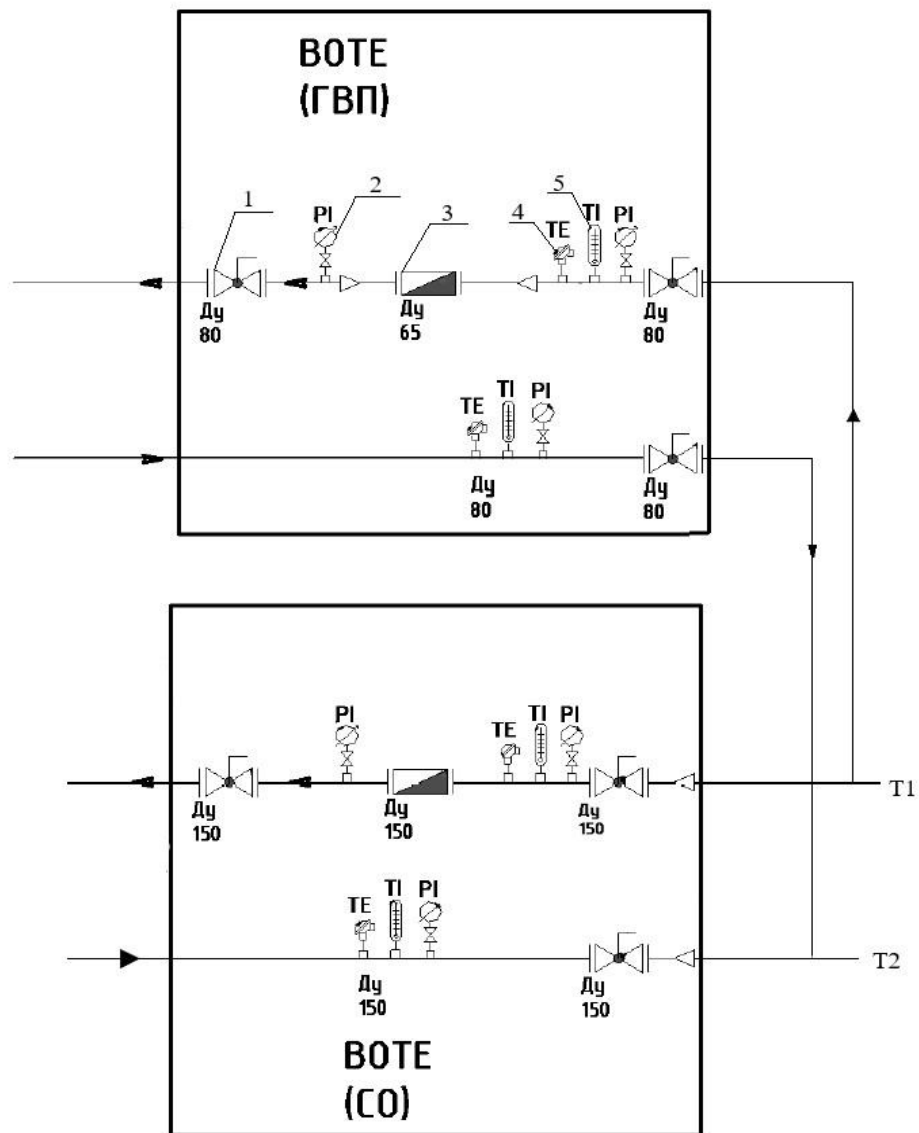
Сигнали від датчика температури і витратоміра кожного вузла обліку надходять на теплолічильники, які встановлені в загальному окремому щиті (на наведених схемах не показані).

7.2 Висновки за розділом 7

У цьому розділі була наведена та описана схема вузлів обліку витрати теплоти.

Облік спожитої теплоти на потреби опалення і гарячого водопостачання будівель здійснюється за допомогою теплолічильників Multical 602.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – кран кульовий фланцевий, 2 – манометр показуючий, 3 – витратомір, 4 – датчик температури, 5 – термометр

Рисунок 7.1 – Схема вузлів обліку витрати теплоти на гаряче водопостачання (верхній рисунок) і на опалення (нижній рисунок)

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

У даному дипломному проєкті представлений центральний тепловий пункт, який призначений для забезпечення житлових будинків гарячою водою та підготовкою води потрібної температури. Робоча документація: "Підключення до теплової мережі РК "Центральна" споживачів котельні по вул. Краснова, 8а, м. Київ" розроблена відповідно до чинних норм, правил та стандартів.

Проєкт ЦТП виконано на основі Технічного Завдання Замовника, обстежень існуючого стану котельні, бойлерної та теплових мереж.

Проєкт виконано з урахуванням всіх вимог охорони праці та пожежної безпеки.

В даному розділі на основі аналізу шкідливих і небезпечних факторів розроблені заходи, спрямовані на створення здорових і безпечних умов праці та забезпечення пожежної безпеки на проєктованому об'єкті.

8.1. Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів на проєктованому об'єкті. Заходи з охорони праці.

8.1.1 Повітря робочої зони

З метою виключення або зменшення негативного впливу параметрів мікроклімату на здоров'я працівників, згідно ДСН 3.3.6.042-99, встановлено оптимальні та допустимі значення з урахуванням важкості виконуваної роботи та періоду року. Роботи в даному тепловому пункті за важкістю відносяться до категорії легкої Іб. Допустимі значення температури повітря визначено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Допустимі і оптимальні параметри мікроклімату теплового пункту

Період року	Категорія робіт	Температура, °C					Відносна вологість %		Швидкість руху, м/с	
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш ніж	Оптимальна, не більш ніж	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш ніж
			Верхня межа		Нижня межа					
			На робочих місцях							
			Постійних	Непостійних	Постійних	Непостійних				
Холодний	Легка Іб	21-23	24	25	20	17	60-40	75	0,1	До 0,2
Теплий		22-24	28	30	21	19	60-40	60 (при 27°C)	0,2	0,3-0,1

З метою забезпечення нормативних параметрів мікроклімату проектом передбачено здійснювати контроль параметрів мікроклімату: у тепловому пункті встановлені термометри та датчики температури, психрометри та анемометри.

Також у приміщенні теплового пункту відсутня підвищена загазованість та запиленість повітря. Для комфортної роботи працівників теплового пункту виділені приміщення для відпочинку та прийому їжі.

Розрахунок аерації теплового пункту

Конструкція стулки віконного отвору одинарна підвісна. Висота і довжина стулки рівні, кут відкриття стулки $\alpha = 45^\circ$. Літтар П-подібний з фрамугами на вертикальній осі з вітрозахисними панелями, які знаходяться на відносній відстані $l/h=1,5$ з кутом відкриття $\alpha = 90^\circ$.

Температура повітря, що видаляється з верхньої частини, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вид}} = t_{\text{зовн}} + \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.з.}}}{m}, \quad (8.1)$$

де $t_{\text{зовн}}$ – температура зовнішнього повітря, для м. Києва в теплий період становить $t_{\text{зовн}} = 23$ $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря $t_{\text{вн}} = 24$ $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{рз}}$ – температура повітря, що надходить до робочої зони $t_{\text{рз}} = t_{\text{зовн}} = 23$ $^\circ\text{C}$;

m – коефіцієнт, приймаю 0,53.

Тоді

$$t_{\text{вид}} = 23 + \frac{24 - 23}{0,53} = 24,89 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Густина повітря, кг/м^3

$$\rho = \frac{353}{t + 273}, \quad (8.2)$$

$$\rho_{\text{зовн}} = \frac{353}{23 + 273} = 1,2 \text{ } \text{кг/м}^3$$

$$\rho_{\text{вид}} = \frac{353}{24,89 + 273} = 1,19 \text{ } \text{кг/м}^3$$

Розподілений тиск, кг/м^2

$$\Delta\rho_{1,2} = h \cdot (\rho_{\text{зовн}} - \rho_{\text{вид}}), \quad (8.3)$$

де h – відстань між осями прорізів, $h = 10$ м.

$$\Delta\rho_{1,2} = 10 \cdot (1,2 - 1,19) = 0,1 \text{ } \text{кг/м}^2.$$

Втрати тиску на прохід повітря через припливні прорізи, кг/м^2

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta\rho_1 = \beta \cdot \Delta\rho_{1,2} , \quad (8.4)$$

де β – різниця тисків, що використовується на прохід повітря через припливні прорізи, $\beta = 0,3$.

$$\Delta\rho_1 = 0,3 \cdot 0,1 = 0,03 \text{ кг/м}^2$$

Втрати тиску на прохід повітря через ліхтар, кг/м^2

$$\Delta\rho_2 = \Delta\rho_{1,2} - \Delta\rho_1 , \quad (8.5)$$

$$\Delta\rho_2 = 0,1 - 0,03 = 0,07 \text{ кг/м}^2$$

Площа прорізів у стіні, м^2

$$F_{\text{прин}} = \frac{G_{\text{прин}}}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{\text{зовн}}}{\varepsilon_1} \cdot \Delta p_1}} , \quad (8.5)$$

де $G_{\text{прин}}$ - витрата повітря, що повинна надходити в приміщення, кг/с .

$$F_{\text{прин}} = \frac{42000}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,2}{3,7} \cdot 0,03}} = 26,7 \text{ м}^2$$

Площа прорізів ліхтарів, м^2

$$F_{\text{л}} = \frac{G_{\text{вид}}}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{\text{вид}}}{\varepsilon_2} \cdot \Delta p_2}} , \quad (8.6)$$

де $G_{\text{вид}}$ - витрата повітря, що видаляється, кг/с .

$$F_{\text{л}} = \frac{30000}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,19}{4,1} \cdot 0,07}} = 13,19 \text{ м}^2.$$

8.1.2 Виробниче освітлення

У проекті передбачено штучне та природне освітлення. Згідно ДБН В.2.5-28:2018, розряд і підрозряд зорової роботи теплового пункту - Vб та VIIIв. Нормовані значення КПО та норми освітленості в системі суміщеного освітлення наведено в таблиці 8.2.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 8.2 - Нормативні показники природного та штучного освітлення теплового пункту, згідно ДБН В.2.5-28:2018

Розряд і під-розряд зорової роботи	Освітленість, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Комбіноване
	Комбіноване	Загальне	Верхнє і бічне	Верхнє і бічне
Vб	-	200	3 і 1	1,8 і 0,6
VIIIв	-	50	0,7 і 0,2	0,5 і 0,2

У тепловому пункті проводяться наступні заходи для оптимізації виробничого освітлення робочих місць:

- очищення світильників від пилу та бруду один раз на півріччя. Перед очищенням люмінесцентні світильники знеструмлюють;
- вимірювання опору ізоляції проводів і кабелів освітлювальної мережі здійснюються один раз на три роки. Опір ізоляції не менший 0,5 МОм;
- своєчасна заміна ламп, які відпрацювали свій ресурс;
- у приміщеннях, у яких використовують різні напруги, розетки мають відповідні напругам маркування і конструктивні особливості;
- джерела штучного освітлення, що містять пари ртуті, та люмінесцентні лампи до їх застосування зберігаються запакованими у спеціальному приміщенні, а використані – в недоступних місцях і після збору у встановленій кількості здають на спеціалізовані підприємства для утилізації.

8.1.3 Виробничий шум та вібрації

Джерелами вібрації є устаткування і машини, які спеціально створюють вібрацію для технологічних процесів (вібростенди, вібростата, вібротрамбівки, вібродробарки та інші), а також устаткування і машини, в яких вібрація є небажаним супутнім чинником (вентилятори, компресори, насоси, верстати, автомобілі тощо).

Причиною шуму та вібрації в тепловому пункті є насоси. Згідно ДСН 3.3.6.037-99, допустиме значення рівня звуку не повинно виходити за межі 80 дБА. Фактичне значення шуму за результатами вимірювання в тепловому пункті складає 70 дБА, що відповідає нормам.

Заходи, які передбачені в тепловому пункті, для забезпечення необхідних умов та захисту працівників від шкідливих акустичних факторів:

- для кожного працівника виділено навушники і беруші;
- відстань від стіни до обладнання відповідає нормам;
- присутні перегородки і кожухи, які запобігають поширенню шуму.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Також рівень шуму і вібрації контролюється за допомогою приладу ИШВ-003.

8.1.4 Електробезпека

Наслідок дії електричного струму на організм людини залежить від електричного опору тіла людини, величини й тривалості проходження струму, виду та частоти струму, шляху проходження струму через людину, умов навколишнього середовища, індивідуальних особливостей людини, схеми включення людини в мережу.

У тепловому пункті основними причинами нещасних випадків від дії електричного струму є дотик неізолюваної від землі людини до неізолюваних струмопровідних частин електроустановок, що перебувають під напругою.

Електроустановки живляться від трифазної чотирьохпровідної електромережі змінного струму промислової частини напруги 380/220 В з глухозаземленою нейтраллю. Згідно ГОСТ 12.1.038-92, дозволені норми рівня напруг дотику (U_{∂}) і струму, що проходить через тіло людини (I_{∂}) дорівнюють: при нормальному режимі роботи електричного устаткування $U_{\partial} = 2$ В, а $I_{\partial} = 0,3$ мА; при аварійному - $U_{\partial} = 36$ В, $I_{\partial} = 6$ мА.

Значення сили струму, мА:

$$I_{\partial} = \frac{U_{\phi} \cdot 10^3}{R_{\partial} + R_o}, \quad (8.7)$$

де U_{ϕ} – фазна напруга, В;

R_{∂} – загальний опір тіла людини, Ом;

R_o – опір робочого заземлення нейтралі, Ом.

Якщо фазна напруга $U_{\phi} = 220$ В, загальний опір тіла людини $R_{\partial} = 3000$ Ом, опір робочого заземлення нейтралі $R_o = 4$ Ом, тоді

$$I_{\partial} = \frac{220 \cdot 10^3}{3000 + 4} = 73 \text{ мА.}$$

Напруга дотику, В

$$U_{\partial} = I_{\partial} \cdot R_{\partial}, \quad (8.8)$$

$$U_{\partial} = 73 \cdot 10^{-3} \cdot 3000 = 219 \text{ В.}$$

При порівнянні отриманих значень розрахунків з допустимими впливає висновок, що при недотриманні вимог ПБЕ в тепловому пункті можуть бути електричні травми з важкими наслідками.

Для забезпечення безпечної експлуатації та електробезпеки передбачено наступні технічні способи і засоби: заземлення електрообладнання, ізоляція струмоведучих частин, запобіжне

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відключення установок, використання електроінструментів з малою напругою живлення, вирівнювання потенціалів, багатофазний поділ мереж, сигналізація, блокування, знаки безпеки, попереджувальні плакати.

8.1.5 Безпека технологічних процесів та обслуговування обладнання

В даному проекті обладнання здійснюється автоматично: контроль, управління та регулювання. Це дозволяє мінімізувати контакт працівників з обладнанням.

Доступ до приміщення осіб з кваліфікаційною групою з електробезпеки нижче II дозволено тільки під наглядом особи, що обслуговує ці установки. До обслуговування теплообмінників та насосів допускається лише та особа, яка має кваліфікаційну групу з електробезпеки не нижче III.

Заходи, які передбачені проектом, для уникнення аварійних ситуацій:

- система контролю та сигналізація для попередження про небезпечну ситуацію у тепловому пункті;
- прилади знаходяться в справному стані та присутній плановий ремонт та техогляд;
- персонал ознайомлений з документацією щодо правил безпеки, зберігання та експлуатації обладнання.

Також обов'язково всі працівники, які працюють на даному об'єкті, проходять інструктаж з охорони праці.

8.2 Пожежна безпека

В даному проекті всі технічні рішення були прийняті згідно з НАПБ В.01-034-99/111. Приміщення теплового пункту відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Основні потенційні причини пожеж на даному об'єкті: несправність виробничого обладнання, порушення вимог техніки безпеки працівниками, коротке замикання, коротке замикання тощо. У тепловому пункті не використовуються легкозаймисті речовини, тому він не відноситься до вибухонебезпечних.

Заходи з пожежної безпеки, що передбачені у тепловому пункті:

- встановлено пожежну сигналізацію з метою виявлення пожежі та оповіщення про неї;
- в наявності необхідна кількість вогнегасників та протипожежний інвентар, які розташовані на видному місці;
- розроблено план евакуації, який вивішено на видному місці;
- для попередження перевантажень і короткого замикання в електричних мережах застосовують плавкі запобіжники і спеціальні автомати, включені в мережу послідовно;
- попередження перегріву проводів від перехідних опорів досягається збільшенням площі опору контактів, застосування пружних контактів;
- для захисту від прямого удару блискавки проектом передбачено блискавковідводи

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вертикального стрижньового типу.

8.3 Висновки за розділом 8

У цьому розділі були наведені основні заходи і засоби по забезпеченню охорони праці. Також наведений розрахунок аерації теплового пункту.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У даному проекті був виконаний розрахунок центрального теплового пункту для групи житлових будинків у місті Києві.

Були наведені розрахунки теплових втрат:

- системи опалення $Q_o = 3,9 \text{ МВт}$;
- системи гарячого водопостачання $Q_{г.в.мах} = 1,13 \text{ МВт}$.

Були розраховані водонагрівачі системи опалення та ГВП, а саме – пластинчасті теплообмінники.

Для системи опалення був підібраний пластинчастий теплообмінник ТОВ «ДАНФОСС» типу XG50 з кількістю пластин – 100 шт.

Для системи гарячого водопостачання був підібраний пластинчастий теплообмінник ТОВ «ДАНФОСС» типу XG40 з кількістю пластин – 80 шт.

Були підібрані наступні насоси:

- для рециркуляції системи опалення – 2 циркуляційні насоси типу Wilo CronoLine-IPL 100/220-5,5/4;
- для вузла підживлення – 2 насоси типу WILO TOP-S 40/15 DM;
- для рециркуляції системи гарячого водопостачання – 2 циркуляційні насоси типу Wilo Stratos PICO 25/1-6;
- для холодного водопостачання – 2 насоси типу Wilo CronoLine-IPL 100/220-5,5/4.

Також для опалення теплового пункту були обрані два тепловентилятори типу Volcano VR MINI.

Наведена та описана схема вузлів обліку витрати теплоти.

В графічній частині проекту представлено загальний вид теплообмінника системи гарячого водопостачання, схема компоновки тепломеханічного обладнання та теплова схема центрального теплового пункту.

Наведені основні заходи і засоби по забезпеченню охорони праці. Також був зроблений розрахунок аерації теплового пункту.

					ТП 71 90 05 ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Алабовський О.М. Проектування котелень промислових підприємств: Курсове проектування з елементами САПР: Навч. посібник / О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В.Хоренженко. - К.: Вища шк., 1992. - 207с.
- 2 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: текст лекцій у електронному вигляді для студентів спеціальності “Теплоенергетика” / М.Ф. Боженко. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. - 256 с. Свідоцтво НМУ №Е9/10-258 від 15.04.2010 р., протокол №8.
- 3 Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
- 4 ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011 – 11 – 01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.
- 5 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ „Видавництво „Політехніка”, 2004. – 192 с.
- 6 Исаченко В.П. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. / В.П.Исаченко, В.А.Осипова, А.С.Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
- 7 Загребин В.А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников/ В.А. Загребин // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – №2. – С.11-14.
- 8 Краснощеков Е.А Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов. / Е.А Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
- 9 Каталог пластинчатих теплообмінників ДАНФОСС. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://assets.danfoss.com/documents/99317/AF000086450477uk-UA0101.pdf> (20.05.21).
- 10 Каталог насосів WILO. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://avtonomenergo.com.ua/brand/nasosy-wilo/nasosy-wilo-dlya-otopleniya?gclid> (22.05.21).
- 11 Метод, вказівки до викон. розділу «Охорона праці» в дипломних проектах бакалаврів хіміко-технологічного факультету / Уклад.: Ю.О. Полукаров, Н.А. Праховнік, Л.О. Мітюк - К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. - 31 с.

Додаток А

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ І ТВОРЧИХ ДОСЯГНЕНЬ

Мараховської Вікторії Юріївни

(прізвище, ім'я, по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Руко-писні або дру-ковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкова-них аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Особливості теплообміну при конденсації на пакетах горизонтальних оребрених труб	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 23–26 квітня 2019 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – Т. 1. – 313 с. ISBN 978-966-622-938-3 (Т.1)	1 с.	Гавриш А. С., Кравчук К. С.
2	Системи опалення промислових цехів великого об'єму з підвісними випромінювальними панелями	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Боженко М. Ф.
3	Оптимальний на сьогоднішній день спосіб утилізації ТПВ	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Голіяд М. Н.
4	Про перспективи промислового використання кожухопластинчатих апаратів	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів,	1 с.	Гавриш А. С., Заболотний О. А.

			магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)		
5	Кожухопластинчаті теплообмінні апарати: принцип дії і перспективи застосування	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Гавриш А. С., Заболотний О. А.
6	Підвищення ефективності роботи водогрійних котлів в котельні	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 20–23 квітня 2021 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – Т. 1. – 335 с. ISBN 978-966-990-026-5 (Т. 1)	2 с.	Боженко М. Ф.
7	Грамота кафедри ТПТ	-	За активну участь в роботі XVII Міжнар.наук.-практ. конференції молодих вчених та студентів, Київ, 20–23 квітня 2021 р.	-	-

Авторка

Вікторія МАРАХОВСЬКА

Додаток Б

Перевірка дипломного проєкту на академічну доброчесність



Ім'я користувача:
Божанко Михайло Федорович

ID перевірки:
1000195302

Дата перевірки:
05.06.2021 12:47:30 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
05.06.2021 12:48:32 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: bakallavt_Marashovskaja

Кількість сторінок: 45 Кількість слів: 9150 Кількість символів: 50621 Розмір файлу: 1.72 MB ID файлу: 1000271655

20.9% Схожість

Найбільша схожість: 4.75% з Інтернет-джерелом (https://els.kpi.ua/bitstream/123456789/30683/1/Gut_magistr.pdf)

15.7% Джерела з Інтернету

74

Сторінка 47

16.2% Джерела з Бібліотеки

126

Сторінка 48

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

0.5% Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.01% Вилучення з Інтернету

13

Сторінка 49

0.49% Вилученого тексту з Бібліотеки

83

Сторінка 49

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

137

Зам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № ориг.

Позиція	Найменування та технічна характеристика	Тип, марка, позначення документа, опитувального листа	Код обладнання, виробу, матеріалу	Завод-виготовлювач	Одиниця виміру	Кількість	Маса одиниці, кг	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Основне обладнання							
K1	Модульний блок СО, Q = 3900 кВт	SH-DHW-Y20-2008-1-080520		Danfoss	ком-т	1		
K1.1	Модульний блок СО (насосна група), Q = 3900 кВт, G = 134 м3/год, Н = 12,6 м.вод.ст	SH-DHW-Y20-2008-1-080520		Danfoss	ком-т.	1		
K2	Модульний блок ГВП, Q = 1130 кВт	SH-DHW-Y20-2008-1-150520		Danfoss	ком-т	1		
K3	Грязьовик вертикальний, PN16, DN200	SpiroTrap	BF200F	Spirotech	ком-т	2	195	
K4	Вузол обліку теплової енергії (загальний)							
K5	Вузол обліку теплової енергії (СО)							
K6	Вузол обліку теплової енергії (ГВП)							
K7	Вузол обліку теплової енергії (власні потреби)							
K8	Насос циркуляційний, G = 2 м3/год, Н = 5 м.вод.ст.	Stratos PICO 25/1-6	4216613	Wilo	шт.	1	1,97	гайки в комплекті
K9	Лічильник гар. води (до 150° С) з вбудованим передавачем імпульсу, фланцевий, DN40, Qn10	M-T 150 QN6 ANF		Sensus	ком-т	1	8	
K10	Лічильник води з передавачем імпульсу, фланцевий, DN80, Qn100	MeiStream		Sensus	ком-т	1	26	
K11	Тепловентилятор, VR MINI, AC, Q = 3-20 кВт	Volcano	1-4-0101-0445	VTS	шт.	2	17,5	
K12	Насос циркуляційний, ХВ, G = 12 м3/год, Н = 40 м.вод.ст.	Helix VE 1004-2/25/V/KS	4161317	Wilo	шт.	2	44,5	
K13	Насос підживлення СО, G = 1 м3/год, Н = 3 м.вод.ст.	TOP-S 40/15 DM	2165527	Wilo	шт.	2	20,8	

						ТП 71 90 05 001 ТМК.С						
						Група житлових будинків в місті Києві						
Зм.	Кільк.	Арк.	№док	Підпис	Дата	Центральний тепловий пункт				Стадія	Аркуш	Аркушів
Студентка		Мараховська								ДПБ		1
Керівник		Боженко										
П.контр.												
Н.контр.		Боженко				Специфікація				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ		
Зав.каф.		Варламов										

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

[illegible]

				ТП 71 90 05		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студентка	Мараховська			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Боженко					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТПТ, Гр. ТП – 71	Каф.
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					