

**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: «Система теплопостачання житлового будинку по вул. Михайлівська в м. Києві»

Виконав: студент IV курсу, групи ТП – 71

Роговик Юрій Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Керівник

доцент, к.т.н. Наталя ПРИТУЛА
(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.

Студент _____
(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 студенту**

Роговик Юрій Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Система теплопостачання житлового будинку по вул. Михайлівська в м. Києві»

керівник проекту Притула Наталя Олександрівна, 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) Розміри приміщення ІТП 16,5х8,5–1,0 м, висота приміщення 2,68 м. 2) Розрахунковий температурний графік теплопостачання: 150–70°C; температурний графік теплових мереж, адекватний реальній потребі споживачів: 115–70°C. 3) Кліматологія району будівництва: м. Київ. 4) Розрахунковий температурний графік для системи опалення 80–60°C; для системи вентиляції 80–60°C; для системи гарячого водопостачання (ГВП) 55–50–5°C. 5) Загальні теплові навантаження: $Q_{оп} = 0,315$ МВт; $Q_v = 0,730$ МВт; $Q_{ГВП с} = 0,058$ МВт; $Q_{ГВП макс.} = 0,176$ МВт; $Q_{ГВП доб.} = 0,465$ МВт; сумарне $Q_{заг..ГВП с.} = 1,103$ МВт; сумарне $Q_{заг..ГВП макс.} = 1,221$ МВт.

4. Зміст пояснювальної записки

1) Характеристика об'єкта.

2) Основні технічні рішення.

3) Розрахункові витрати теплоносія.

4) Підбір обладнання ІТП.

5) Облік та регулювання витрат теплоти.

6) Розрахунок теплових втрат в абонентській тепломережі.

7) Охорона праці.

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

1) Теплова схема – 1 арк. ф. А1. 2) План ІТП з розташуванням обладнання (плани, розрізи) – 2 арк. ф. А1. 3) Вузол теплового вводу (плани, розрізи) – 1 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	Характеристика об'єкта. Основні технічні рішення	22.05.21 р.	
2	Розрахункові витрати теплоносія. Підбір обладнання ІТП	27.05.21 р.	
3	Підбір обладнання ІТП для системи опалення, вентиляції та ГВП	28.05.21 р.	
4	Облік та регулювання витрат теплоти. Вибір приладів комерційного обліку теплової енергії. Розрахунок гідравлічних втрат у вузлі обліку теплової енергії	31.05.21 р.	
5	Розрахунок обмежувальних шайб	2.06.21 р.	
6	Розрахунок теплових втрат в абонентській тепломережі	4.06.21 р.	
7	Охорона праці	12.06.21 р.	
8	Оформлення графічної частини	13.06.21 р.	
9	Оформлення пояснювальної записки	16.06.21 р.	

Студент

(підпис)

Юрій РОГОВИК

(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Наталя ПРИТУЛА

(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: «Система тепlopостачання житлового будинку по
вул. Михайлівська в м. Києві»

АНОТАЦІЯ

Темою дипломного проекту першого (бакалаврського) рівню вищої освіти є: «Система тепlopостачання житлового будинку по вул. Михайлівська в м. Києві». Пояснювальна записка на: 76 с.; 14 рис.; 10 табл.; 14 бібліографічних найменувань; 2 дод.; 4 кресленики ф. А1.

Мета проекту – тепlopостачання будинку передбачено від вбудованого ІТП, який включає в себе комерційний облік теплової енергії, приготування води для потреб опалення, вентиляції та ГВП.

Були визначенні розрахункові витрати теплоносія, підбір обладнання ІТП (насосів, теплообмінників, розширювальних баків, клапанів та регуляторів тиску), вибір приладів комерційного обліку теплової енергії та приладів обліку теплоносія на підживлення незалежних систем опалення та вентиляції, розрахунок гідравлічних втрат у вузлі обліку теплової енергії, розрахунок теплових втрат в абонентській тепломережі, розрахунок обмежувальних шайб.

В пункті охорони праці ми виконали аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників, проконтролювали рівень шуму та вібрації, провели роботу з пожежної безпеки.

На кресленнях наведенні розширена теплова схема, план ІТП з розташуванням обладнання, вузол теплового вводу (плани, розрізи).

Ключові слова: тепlopостачання, індивідуальний тепловий пункт, система опалення, система вентиляції, гаряче водопостачання, тепла енергія.

SUMMARY

The theme of the diploma project of the first (bachelor's) level of higher education is: "The heating system of a residential building on the street. Mykhailivska in the city of Kyiv". Explanatory note on: 76 p .; Fig. 14; 10 tables; 14 bibliographic titles; 2 add .; 4 drawings f. A1.

The purpose of the project – heat supply of the house is provided by the built-in ITP, which includes commercial metering of thermal energy, water treatment for heating, ventilation and hot water.

The estimated costs of the heat carrier, selection of ITP equipment (pumps, heat exchangers, expansion tanks, valves and pressure regulators), the choice of commercial heat metering devices and heat carrier metering devices were determined. independent heating and ventilation systems, calculation of hydraulic losses in the heat metering unit, calculation of heat losses in the subscriber heating network, calculation of limiting washers.

At the labor protection point, we performed an analysis of harmful and dangerous production factors, controlled the noise and vibration levels, and carried out fire safety work.

The drawings show an expanded thermal scheme, ITP plan with the location of equipment, heat input unit (plans, sections).

Key words: heat supply, individual heating point, heating system, ventilation system, hot water system, thermal energy.

АННОТАЦИЯ

Темой дипломного проекта первого (бакалаврской) уровню высшего образования являются: «Система теплоснабжения жилого дома по ул. Михайловская в г. Киеве». Пояснительная записка на: 76 с.; 14 рис.; 10 табл.; 14 библиографических наименований; 2 доп.; 4 чертежи ф. А1.

Цель проекта – теплоснабжения дома предусмотрено от встроенного ИТП, который включает в себя коммерческий учет тепловой энергии, приготовления воды для нужд отопления, вентиляции и ГВС.

Были определены расчетные расходы теплоносителя, подбор оборудования ИТП (насосов, теплообменников, расширительных баков, клапанов и регуляторов давления), выбор приборов коммерческого учета тепловой энергии и приборов учета теплоносителя на подпитку независимых систем отопления и вентиляции, расчет гидравлических потерь в узле учета тепловой энергии, расчет тепловых потерь в абонентской теплосети, расчет ограничительных шайб.

В пункте охраны труда мы выполнили анализ вредных и опасных производственных факторов, проконтролировали уровень шума и вибрации, провели работу по пожарной безопасности.

На чертежах представлена расширенная тепловая схема, план ИТП с расположением оборудования, узел теплового ввода (планы, разрезы).

Ключевые слова: теплоснабжение, индивидуальный тепловой пункт, система отопления, система вентиляции, горячее водоснабжение, тепловая энергия.

ЗМІСТ

	Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	10
	Вступ.....	12
1	Характеристика об'єкта	13
2	Основні технічні рішення.....	15
3	Розрахункові витрати теплоносія.....	18
3.1	Висновки до розділу 3.....	24
4	Підбір обладнання ІТП.....	25
4.1	Незалежне підключення системи опалення.....	25
4.2	Незалежне підключення системи вентиляції.....	38
4.3	Підключення системи ГВП.....	43
4.6	Висновки до розділу 4.....	46
5	Облік та регулювання витрат теплоти.....	47
5.1	Прилади комерційного обліку витрат теплоти.....	47
5.2	Розрахунок гідравлічних втрат у вузлі обліку.....	50
5.3	Розрахунок обмежуваних шайби.....	54
5.4	Висновки до розділу 5.....	56
6	Розрахунок теплових втрат в абонентській тепломережі.....	57
6.1	Втрати теплової енергії через ізоляцію в трубопроводах теплової мережі.....	58
6.2	Втрати теплової енергії з витоків води із теплових мереж.....	59
6.3	Розрахунок теплових втрат.....	59
6.4	Висновки до розділу 6.....	63
7	Охорона праці.....	64
7.1	Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці.....	64
7.2	Розрахунок аерації цеху.....	66
7.3	Виробниче освітлення.....	66

					ТП 71 94 07 ПЗ			
Зм.	Кільк	№ докум.	Підпис	Дата	Центральний тепловий пункт для групи житлових будинків. Пояснювальна записка.	Стадія	Аркуш	Аркушів
Студент	Роговик					ДПБ	7	76
Керівник	Притула					КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ		
П. контр								
Н.контр	Боженко							
Зав. каф.	Варламов							

7.4	Виробничий шум та вібрації.....	67
7.5	Електробезпека.....	68
7.6	Безпека виробничих процесів та обслуговування обладнання.....	69
7.7	Пожежна безпека.....	70
7.8	Висновки до розділу 7.....	71
	Висновки.....	72
	Список використаної літератури.....	73
	Додаток А	
	Список наукових праць і творчих досягнень	75
	Додаток Б	
	Перевірка дипломного проєкта на академічну доброчесність	76

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

Q – тепловий потік;

k – коефіцієнт теплопередачі;

F – площа поверхні;

Δt – температурний перепад;

t – температура;

L – довжина;

V – об'єм;

n_o – тривалість опалювального періоду;

G – витрата;

Pr – критерій Прандтля.

m – кратність повітрообміну;

Re – Число Рейнольдса;

Nu – число Нуссельта;

ρ – густина;

c – теплоємність;

α – безрозмірна величина;

β – коефіцієнт місцевих теплових втрат;

ω – швидкість;

Z – кількість каналів у теплообміннику з гріючої сторони;

f – площа поперечного перерізу каналу;

d – внутрішній діаметр трубопроводу;

ξ – коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу;

ν – кінематична вязкість;

W – швидкість мережевої води;

R – гідравлічний опір пакетів пластин.

Індекси

Нижні:

о,макс – на опалення максимальні;

о,сер – на опалення середні;

вн – внутрішня;

п – приведений;

р.о – розрахункова на опалення;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сер,о – середня опалювального періоду;
 о,річн – на опалення річні;
 п – повітря;
 зовн – зовнішня;
 сист – система;
 у – умовний;
 вит – витікання;
 г– гідравлічний;
 м.п – мережевий підігрівник;
 в.к – водогрійний котел;
 о. – опалення;
 пер – перепуск;
 рец – рециркуляція;
 м – мережа;
 мн – мережний насос;
 тр – трубопроводи.

Верхні:

тах – максимальний;
 в.п – власні потреби;
 в – відпуск;
 ср.м – середньомісячні температури;
 ном – номінальна;
 д – дійсна;
 м – мережа.

Скорочення

ТОА – теплообмінний апарат;
 ІТП – індивідуальний тепловий пункт;
 ГВП – гаряче водопостачання;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Проблеми раціонального використання природних енергоресурсів та охорони навколишнього середовища, що існують в Україні, можуть бути вирішені як за рахунок зниження теплових втрат, так і шляхом впровадження сучасної техніки генерації, розподілу, регулювання та споживання теплоти. В даний час проектування індивідуальних теплових пунктів (ІТП) зазнає значних змін не тільки в технічному оснащенні та розширенні виконуваних функцій, але і в зміні способу регулювання теплоспоживанням будівель. Розподіл і регулювання теплової енергії в будівлях відповідно до потреб є одним з основних підходів енергозбереження [1,2].

Автоматизований індивідуальний тепловий пункт призначений для контролю і автоматичного управління значеннями параметрів теплоносія, що подається в систему опалення, вентиляції, гарячого водопостачання (ГВП) з метою оптимізації теплоспоживання будівель, а також створення комфортних умов всередині приміщень при мінімальних енерговитратах. Засоби автоматизації і контролю забезпечують роботу теплових пунктів без постійного обслуговуючого персоналу [2,3].

Модульні ІТП відзначаються рядом переваг, а саме:

- висока економічність;
- повна автоматизація;
- зниження експлуатаційних витрат на 40–60%;
- компактність;
- простота транспортування і монтажу теплового пункту на об'єкті;
- безшумність роботи.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА

Тема: Система тепlopостачання житлового будинку по вул. Михайлівська в м. Києві.

Тепlopостачання індивідуального теплового пункту будинку здійснюється від теплових мереж КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО».

Джерело тепlopостачання – теплові мережі магістралі №2(3,7) СТ-1(ТЕЦ-5), РТМ «Печерськ».

Вузол приєднання – ТК 242/7.

Тепломережа, яка знаходиться на балансі «Абонента» від вузла приєднання в технічному коридорі на ділянці між ТК 242/7 та ТК 242/8 теплової мережі магістралі №2(3,7) СТ-1(ТЕЦ-5), РТМ «Печерськ» до ІТП будинку.

Параметри теплоносія:

- розрахунковий тиск мережної води в подавальному трубопроводі: 800 ± 50 КПа;
- розрахунковий тиск мережної води в зворотному трубопроводі: 200 ± 50 КПа;
- розрахунковий температурний графік тепlopостачання: 150–70 °С;
- температурний графік теплових мереж КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО», адекватний реальній потребі споживачів, на 2019/2020 р., погоджений заступником голови КМДА: 115–70°С.

Теплоносій – гаряча вода.

Влітку теплові мережі працюють за температурним графіком 70–30 °С.

Індивідуальний тепловий пункт розміщено в підвалі будинку на відмітці –6,400 в осях І–Г', 2'–4.

Розміри приміщення ІТП 16,5х8,5–1,0 м, висота приміщення 2,68 м.

Кліматологія району будівництва: м. Київ.

Розрахункова температура для проектування опалення: –22°С.

Тривалість опалювального періоду: 176 діб.

Середня температура опалювального періоду: –0,1°С.

Абсолютна максимальна температура: +28°С.

Абсолютна мінімальна температура: –29°С.

Кліматичний район будівництва: І.

Тепlopостачання будинку передбачено від вбудованого ІТП, де запроектовано комерційний облік теплової енергії, приготування води для потреб опалення, вентиляції та гарячого водопостачання.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Системи опалення та вентиляції приєднуються до теплових мереж по незалежним схемам через пластинчасті теплообмінники.

Система гарячого водопостачання приєднується до теплових мереж через пластинчастий теплообмінник по одноступеневій паралельній схемі.

Розрахунковий температурний графік для системи опалення 80–60 °С.

Розрахунковий температурний графік для системи вентиляції 80–60 °С.

Розрахунковий температурний графік для системи гарячого водопостачання (ГВП) 55–50–5°С.

Таблиця 1.1 – Теплові навантаження

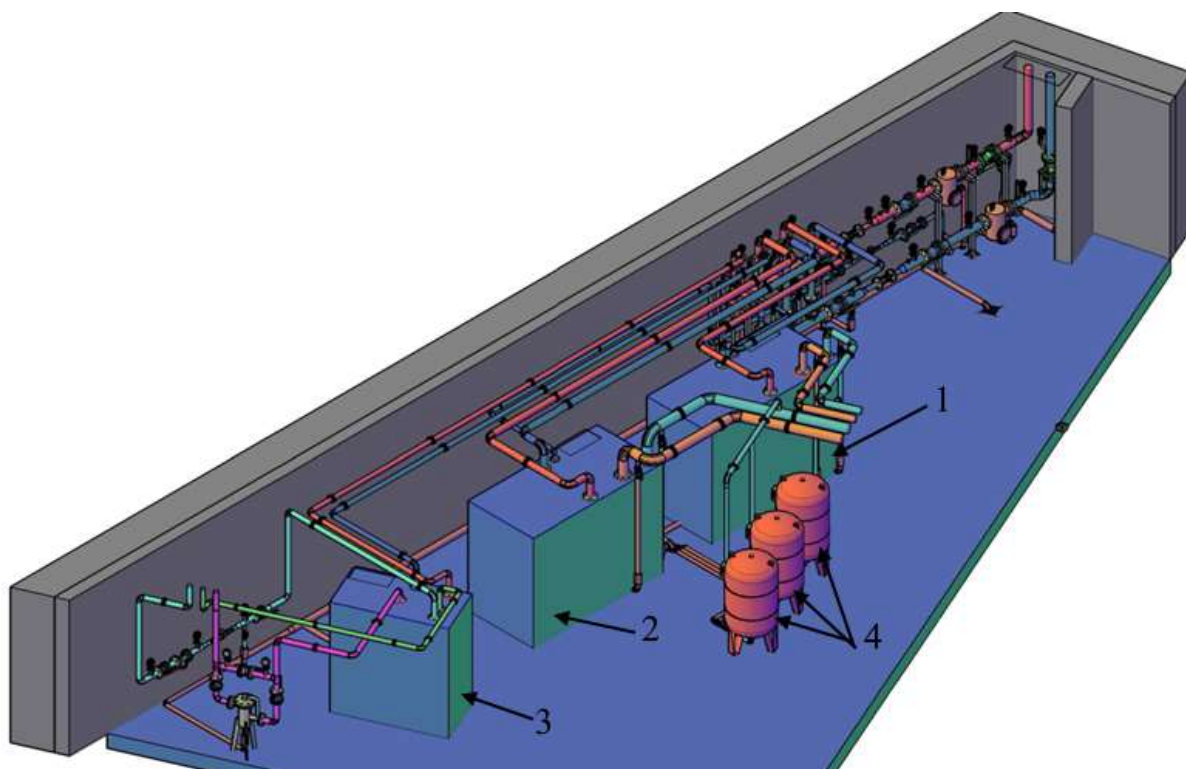
Найменування споруди	Опалення Вт	Вентиляція Вт	ГВП (макс.) Вт	ГВП (середн.) Вт	Загальне з ГВПсер. Вт	Загальне з ГВПмакс. Вт	Середньо- добове ГВП Вт/добу
Будинок на вул. Михайлівськ а, 12	315000	730000	176950	58230	1103230	1221950	465840
ВСЬОГО	315000	730000	176950	58230	1103230	1221950	465840

2 ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ

Обладнання індивідуального теплового пункту забезпечує виконання наступних функцій [4]:

- облік споживання теплової енергії;
- розподілення теплоносія між системами споживання теплової енергії;
- регулювання витрати теплоносія для систем теплоспоживання;
- контроль та регулювання параметрів теплоносія;
- захист систем від аварійного підвищення параметрів теплоносія;
- заповнення та підживлення систем теплоспоживання.

Теплопостачання будинку передбачено від вбудованого ІТП, який включає в себе комерційний облік теплової енергії, приготування води для потреб опалення, вентиляції та ГВП. Приєднання систем опалення, вентиляції та ГВП до теплових мереж виконується через модульні блоки фірми ТОВ «ГРАНД-АРМА». На рис. 1 продемонстрована 3D модель ІТП, з якої видно приєднання систем опалення, вентиляції та ГВП до теплових мереж виконується через відповідні модульні блоки (1–3).



- 1 – модульний блок системи опалення; 2 – модульний блок системи вентиляції;
3 – модульний блок системи ГВП; 4 – мембранний розширювальний бак.

Рисунок 2.1 – 3D модель індивідуального теплового пункту в системі AutoCad

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Модульні блоки (1–3) включають в себе такі комплектуючі: теплообмінник пластинчатий; циркуляційний насос; регулятор температури з електроприводом; регулятор постійності перепаду тиску; вузол підживлення з підвищувальними насосами; контрольно–вимірювальні приладами та щит керування з частотним регулюванням насосів.

Циркуляція теплоносія в системах опалення та рециркуляція гарячої води в системах ГВП здійснюється за допомогою насосів фірми «Grundfoss».

Регулювання теплової потужності по опаленню, вентиляції та ГВП здійснюється регуляторами температури фірми «Danfoss» з керуванням від щитів автоматизації модульних блоків. Для систем опалення та вентиляції застосовано регулювання з корекцією по температурі зовнішнього повітря.

Компенсація температурних розширень води в незалежних системах опалення та вентиляції здійснюється за рахунок закритих розширювальних мембранних баків фірми «ROZ–NAVI».

Захист внутрішньої поверхні трубопроводів гарячого водопостачання від корозії та накипоутворення здійснюється приладами електромагнітної обробки води ПМО виробництва НДІ «Прикладної електроніки» та установками захисту внутрішньої поверхні трубопроводів ПКЕУ «Деоксиген».

З метою організації комерційного обліку теплової енергії передбачається встановлення лічильника теплової енергії Multical®603 з встановленням витратомірів ULTRAFLOW®54 DN50 та термоперетворювачами опору Pt500 на подавальному та зворотному трубопроводах вузла теплового вводу.

Облік витрати води на підживлення незалежних систем опалення та вентиляції здійснюється за допомогою лічильника гарячої води SENSUS M–T QN2,5 AN90 DN20, який встановлюється на лінії підживлення від зворотного трубопроводу вузла теплового вводу.

Автоматичне підживлення незалежних систем опалення та вентиляції здійснюється від зворотного трубопроводу вузла вводу тепломережі через вузли підживлення із підвищувальними насосами, які включені в склад модульних блоків систем.

Вентиляція ІТП здійснюється за рахунок припливу повітря зовні через продухи в стінах підвалу та примусової припливно–витяжної вентиляції.

Трубопроводи прокладаються з ухилом 0,002 в бік спускних пристроїв. Спуск води здійснюється в воронки біля обладнання та відкачується в зливостік дренажним насосом, який встановлено в прямку і включається по верхньому рівню. До прямоку з дренажним насосом з приміщення ІТП вода відводиться через трапи в підлозі.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Трубопроводи ІТП монтуються зі сталевих електрозварних труб за ГОСТ 10704–91 та зі сталевих водогазопровідних труб за ГОСТ 3262–75*. Трубопроводи холодного та гарячого водопостачання виконуються зі сталевих оцинкованих водогазопровідних труб за ГОСТ 3262–75*.

Дренажні трубопроводи прийняті зі сталевих оцинкованих електрозварних труб за ГОСТ 10704–91 та зі сталевих оцинкованих водогазопровідних труб за ГОСТ 3262–75*.

Всі трубопроводи (крім дренажних) та обладнання ІТП ізолюються:

1. Основний теплоізоляційний шар – мати мінераловатні ламіновані фольгою.

Приміщення ІТП обладнується первинними засобами пожежогасіння: пожежний щит – 1 компл; вогнегасник ОУ–5 – 2 шт.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

3 РОЗРАХУНКОВІ ВИТРАТИ ТЕПЛОНОСІЯ

Зимовий режим:

- розрахунковий графік теплопостачання:

$$t_{p.o.} = -22^{\circ}\text{C}; \quad t_1 = 150^{\circ}\text{C}; \quad t_2 = 70^{\circ}\text{C}; \quad t'_1 = 70^{\circ}\text{C}; \quad t'_3 = 30^{\circ}\text{C}.$$

де $t_{p.o.}$ – температура розрахункова на опалення;

t_1 – максимальна розрахункова температура мережної води в подавальному трубопроводі теплових мереж, $^{\circ}\text{C}$;

t_2 – максимальна розрахункова температура мережної води у зворотньому трубопроводі теплових мереж, $^{\circ}\text{C}$;

t'_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальному контурі ГВП, $^{\circ}\text{C}$;

t'_3 – розрахункова температура теплоносія в зворотньому контурі ГВП, $^{\circ}\text{C}$.

- графік теплопостачання, адекватний реальній потребі споживачів:

$$t_{p.o.} = -22^{\circ}\text{C}; \quad t_1 = 115^{\circ}\text{C}; \quad t_2 = 70^{\circ}\text{C}; \quad t'_1 = 65^{\circ}\text{C}; \quad t'_3 = 40^{\circ}\text{C}.$$

де t_1 – максимальна розрахункова температура мережної води в подавальному трубопроводі теплових мереж, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^{\circ}\text{C}$;

t_2 – максимальна розрахункова температура мережної води у зворотньому трубопроводі теплових мереж, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^{\circ}\text{C}$;

t'_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальному контурі ГВП, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^{\circ}\text{C}$;

t'_3 – розрахункова температура теплоносія в зворотньому контурі ГВП, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^{\circ}\text{C}$.

Найбільша витрата теплоносія за розрахунковим графіком теплопостачання, т/год

$$G_{o.\text{макс.}} = \frac{3,6 \cdot Q_{o.\text{макс.}}}{c \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.1)$$

де $Q_{o.\text{макс.}}$ – теплове навантаження на опалення, кВт;

c – питома масова теплоємність, кДж/(кг·К).

Масова витрата на максимальне опалення, т/год

$$G_{o.\text{макс.}} = \frac{3,6 \cdot 315000}{4,187 \cdot (150 - 70)} \cdot 10^{-3} = 3,386 \text{ т/год.}$$

Об'ємна витрата на максимальне опалення, м³/год

$$G_{o.\text{макс.}} = \frac{3,386}{0,9168} = 3,693 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Витрата на вентиляцію, т/год

$$G_{v.\text{макс.}} = \frac{3,6 \cdot Q_{v.\text{макс.}}}{c \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.2)$$

де $Q_{v.\text{макс.}}$ – теплове навантаження на вентиляцію, кВт.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масова витрата на вентиляцію, т/год

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 730000}{4,187 \cdot (150 - 70)} \cdot 10^{-3} = 7,846 \text{ т/год.}$$

Об'ємна витрата на вентиляцію, м³/год

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{7,846}{0,9168} = 8,558 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Середня витрата на ГВП, м³/год

$$G_{2\text{Г.в.сер.}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{Г.в.сер.}}}{c \cdot (t'_1 - t'_3)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.3)$$

де $Q_{\text{Г.в.сер.}}$ – теплове навантаження на ГВП, кВт.

Масова витрата на ГВП, т/год

$$G_{2\text{Г.в.сер.}} = \frac{3,6 \cdot 58230}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot 10^{-3} = 1,251 \text{ т/год.}$$

Об'ємна витрата на ГВП, м³/год

$$G_{2\text{Г.в.сер.}} = \frac{1,251}{0,9777} = 1,280 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$$

Максимальна витрата на ГВП, т/год

$$G_{2\text{Г.в.макс.}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{Г.в.макс.}}}{c \cdot (t'_1 - t'_3)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.4)$$

$$G_{2\text{Г.в.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 176950}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot 10^{-3} = 3,803 \text{ т/год.}$$

Сумарна розрахункова витрата мережної води, т/год

$$G_p = G_{\text{о.макс.}} + G_{\text{в.макс.}} + G_{2\text{Г.в.макс.}} \quad (3.5)$$

Масова сумарна витрата, т/год

$$G_p = 3,386 + 7,846 + 3,803 = 15,035 \text{ т/год.}$$

Об'ємна сумарна витрата, м³/год

$$G_p = 3,693 + 8,558 + 3,890 = 16,141 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Найбільша витрата теплоносія за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів, визначається за співвідношеннями (3-1) – (3.4) з урахуванням графіку теплопостачання $t_1 = 115^\circ\text{C}$; $t_2 = 70^\circ\text{C}$:

Найбільша витрата теплоносія на опалення, т/год

$$G_{\text{о.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 315000}{4,187 \cdot (115 - 70)} \cdot 10^{-3} = 6,019 \text{ т/год,}$$

$$G_{\text{о.макс.}} = \frac{6,019}{0,9468} = 6,357 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Найбільша витрата теплоносія на вентиляцію, т/год

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 730000}{4,187 \cdot (115 - 70)} \cdot 10^{-3} = 13,948 \text{ т/год,}$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{13,948}{0,9468} = 14,732 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Найбільша витрата теплоносія на ГВП відповідно середнє і максимальнє, т/год

$$G_{2\text{г.в.сер.}} = \frac{3,6 \cdot 58230}{4,187 \cdot (65 - 40)} \cdot 10^{-3} = 2,002 \text{ т/год,}$$

$$G_{2\text{г.в.сер.}} = \frac{2,002}{0,9805} = 2,042 \text{ м}^3/\text{год,}$$

$$G_{2\text{г.в.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 176950}{4,187 \cdot (65 - 40)} \cdot 10^{-3} = 6,086 \text{ т/год,}$$

$$G_{2\text{г.в.макс.}} = \frac{6,086}{0,9805} = 6,207 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Сумарна розрахункова витрата мережної води за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів, визначається за співвідношеннями (3.5), т/год

$$G_p = 6,019 + 13,948 + 6,086 = 26,053 \text{ т/год,}$$

$$G_p = 6,357 + 14,732 + 6,207 = 27,296 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Перехідний період:

- розрахунковий графік теплопостачання:

$$t_{\text{р.о.}} = +8^\circ\text{C}; \quad t_1 = 70^\circ\text{C}; \quad t_2 = 41,2^\circ\text{C}; \quad t'_1 = 70^\circ\text{C}; \quad t'_3 = 30^\circ\text{C}.$$

де $t_{\text{р.о.}}$ – температура розрахунку на опалення, $^\circ\text{C}$;

t_1 – максимальна розрахункова температура мережної води в подавальному трубопроводі теплових мереж, $^\circ\text{C}$;

t_2 – максимальна розрахункова температура мережної води у зворотньому трубопроводі теплових мереж, $^\circ\text{C}$;

t'_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальному контурі ГВП, $^\circ\text{C}$;

t'_3 – розрахункова температура теплоносія в зворотньому контурі ГВП, $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{р.о.}} = +8^\circ\text{C}; \quad t_1 = 65^\circ\text{C}; \quad t_2 = 46^\circ\text{C}; \quad t'_1 = 65^\circ\text{C}; \quad t'_3 = 40^\circ\text{C}.$$

де t_1 – максимальна розрахункова температура мережної води в подавальному трубопроводі теплових мереж, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^\circ\text{C}$;

t_2 – максимальна розрахункова температура мережної води у зворотньому трубопроводі теплових мереж, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^\circ\text{C}$;

t'_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальному контурі ГВП, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^\circ\text{C}$;

t'_3 – розрахункова температура теплоносія в зворотньому контурі ГВП, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, $^\circ\text{C}$.

Вимірювальне теплове навантаження:

опалення – 78750 Вт;

вентиляція – 182500 Вт;

ГВП максимальнє – 176950 Вт;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ГВП середнє – 58230 Вт.

ГВП в режимі циркуляції (за розрахунками тепловтрат циркуляційних трубопроводів) – 35390 Вт.

Найменша витрата теплоносія за розрахунковим графіком теплопостачання, т/год

$$G_{o.min.} = \frac{3,6 \cdot Q_{o.min.}}{c \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.6)$$

де $Q_{o.min.}$ – мінімальне теплове навантаження на опалення, кВт.

Мінімальна масова витрата на опалення, т/год

$$G_{o.min.} = \frac{3,6 \cdot 78750}{4,187 \cdot (70 - 41,2)} \cdot 10^{-3} = 2,351 \text{ т/год.}$$

Мінімальна об'ємна витрата на опалення, м³/год

$$G_{o.min.} = \frac{2,351}{0,9777} = 2,405 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Мінімальна масова витрата на вентиляцію, т/год

$$G_{v.min.} = \frac{3,6 \cdot Q_{v.min.}}{c \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 10^{-3}. \quad (3.7)$$

де $Q_{v.min.}$ – мінімальне теплове навантаження на вентиляцію, кВт.

Мінімальна масова витрата на вентиляцію, т/год

$$G_{v.min.} = \frac{3,6 \cdot 182500}{4,187 \cdot (70 - 41,2)} \cdot 10^{-3} = 5,448 \text{ т/год.}$$

Мінімальна об'ємна витрата на вентиляцію, м³/год

$$G_{v.min.} = \frac{5,448}{0,9777} = 5,572 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$$

Мінімальна масова витрата на гаряче водопостачання, т/год

$$G_{г.в.min.} = \frac{3,6 \cdot Q_{г.в.}}{c \cdot (t'_1 - t'_3)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.8)$$

де $Q_{г.в.}$ – теплове навантаження на ГВП

Мінімальна масова витрата на ГВП, т/год

$$G_{г.в.min.} = \frac{3,6 \cdot 35390}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot 10^{-3} = 0,761 \text{ т/год.}$$

Мінімальна об'ємна витрата на ГВП, т/год

$$G_{г.в.min.} = \frac{0,761}{0,9777} = 0,778 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Сумарна розрахункова витрата мережної води, т/год

$$G_p = G_{o.min.} + G_{v.min.} + G_{г.в.min.} \quad (3.9)$$

Сумарна масова витрата мережної води, т/год

$$G_p = 2,351 + 5,448 + 0,761 = 8,560 \text{ т/год.}$$

Сумарна об'ємна витрата мережної води, м³/год

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_p = 2,405 + 5,572 + 0,778 = 8,755 \text{ м}^3/\text{год}$$

Найменша витрата теплоносія за графіком тепlopостачання, адекватним реальній потребі споживачів, визначається за співвідношеннями (3–6) – (3.8) з урахуванням графіку тепlopостачання $t_1 = 115^\circ\text{C}$; $t_2 = 70^\circ\text{C}$:

Мінімальна витрата на опалення, масова, т/год, об'ємна, м³/год

$$G_{o.\text{мін.}} = \frac{3,6 \cdot 78750}{4,187 \cdot (65 - 46)} \cdot 10^{-3} = 3,564 \text{ т/год,}$$

$$G_{o.\text{мін.}} = \frac{3,564}{0,9805} = 3,635 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Мінімальна витрата на вентиляцію, масова, т/год, об'ємна, м³/год

$$G_{v.\text{мін.}} = \frac{3,6 \cdot 182500}{4,187 \cdot (65 - 46)} \cdot 10^{-3} = 8,259 \text{ т/год,}$$

$$G_{v.\text{мін.}} = \frac{8,259}{0,9805} = 8,423 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Мінімальна витрата на ГВП, масова, т/год, об'ємна, м³/год

$$G_{г.в.\text{мін.}} = \frac{3,6 \cdot 35390}{4,187 \cdot (65 - 40)} \cdot 10^{-3} = 1,217 \text{ т/год,}$$

$$G_{г.в.\text{мін.}} = \frac{1,217}{0,9805} = 1,241 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Сумарна розрахункова витрата мережної води за графіком тепlopостачання, адекватним реальній потребі споживачів, визначається за співвідношеннями (3–9), масова, т/год, об'ємна, м³/год

$$G_p = 3,564 + 8,259 + 1,217 = 13,040 \text{ т/год,}$$

$$G_p = 3,635 + 8,423 + 1,241 = 13,299 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Літній режим:

- розрахунковий графік тепlopостачання

$$t_{p.o.} = +23,7^\circ\text{C}; \quad t'_1 = 70^\circ\text{C}; \quad t'_3 = 30^\circ\text{C}.$$

де $t_{p.o.}$ – темпетарута розрахункова повітря, °C;

t'_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальному контурі ГВП, °C;

t'_3 – розрахункова температура теплоносія в зворотному контурі ГВП, °C.

- графік тепlopостачання, адекватний реальній потребі споживачів
- $t_{p.o.} = +23,7^\circ\text{C}; \quad t'_1 = 65^\circ\text{C}; \quad t'_3 = 40^\circ\text{C}.$

де t'_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальному контурі ГВП, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, °C;

t'_3 – розрахункова температура теплоносія в зворотному контурі ГВП, яка відповідає адекватній реальній потребі споживачів, °C.

Вимірювальні потоки теплоти:

опалення – відсутнє;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вентиляція – відсутня;

ГВП максимальне – 176950 Вт;

ГВП середнє – 58230 Вт.

ГВП в режимі циркуляції (за розрахунками тепловтрат циркуляційних трубопроводів) – 35390 Вт .

Витрата теплоносія за розрахунковим графіком тепlopостачання.

Найбільша витрата теплоносія в літній період, т/год

$$G_{\text{Г.В.макс.}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{Г.В.макс.}}}{c \cdot (t'_1 - t'_3)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

Масова витрата теплоносія в літній період, т/год

$$G_{\text{Г.В.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 176950}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot 10^{-3} = 3,804 \text{ т/год.}$$

Об'ємна витрата теплоносія в літній період, м³/год

$$G_{\text{Г.В.макс.}} = \frac{3,804}{0,9777} = 3,891 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$G_{\text{р.}}^{\text{л.}} = \beta \cdot G_{\text{Г.В.макс.}}, \quad (3.11)$$

де β – коефіцієнт місцевих теплових втрат.

Масова витрата теплоносія в літній період, т/год:

$$G_{\text{р.}}^{\text{л.}} = 1,0 \cdot 3,804 = 3,804 \text{ т/год}$$

Об'ємна витрата теплоносія в літній період, м³/год:

$$G_{\text{р.}}^{\text{л.}} = \beta \cdot G_{\text{Г.В.макс.}} = 1,0 \cdot 3,891 = 3,891 \text{ м}^3/\text{год}$$

Найменша витрата теплоносія в літній період, м³/год

$$G_{\text{Г.В.мін.}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{Г.В.цирк.}}}{c \cdot (t'_1 - t'_3)} \cdot 10^{-3}, \quad (3.12)$$

$$G_{\text{Г.В.мін.}} = \frac{3,6 \cdot 35390}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot 10^{-3} = 0,761 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{Г.В.мін.}} = \frac{0,761}{0,9777} = 0,778 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Витрата теплоносія за графіком тепlopостачання, адекватним реальній потребі споживачів, визначається за співвідношеннями (3–10) – (3.12).

Найбільша витрата теплоносія в літній період:

Масова витрата теплоносія в літній період, т/год

$$G_{\text{Г.В.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 176950}{4,187 \cdot (65 - 40)} \cdot 10^{-3} = 6,086 \text{ т/год.}$$

Об'ємна витрата теплоносія в літній період, м³/год

$$G_{\text{Г.В.макс.}} = \frac{6,086}{0,9805} = 6,207 \text{ м}^3/\text{год.}$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{p.}^{л.} = 1,0 \cdot 6,086 = 6,086 \text{ т/год.}$$

$$G_{p.}^{л.} = 1,0 \cdot 6,207 = 6,207 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Найменша витрата теплоносія в літній період:

Масова витрата теплоносія в літній період, т/год

$$G_{г.в.мін.} = \frac{3,6 \cdot 35390}{4,187 \cdot (65-40)} \cdot 10^{-3} = 1,217 \text{ т/год.}$$

Об'ємна витрата теплоносія в літній період, м³/год

$$G_{г.в.мін.} = \frac{1,217}{0,9805} = 1,241 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3.1 Висновок до розділу 3

В розділі 3 було виконано розрахунки найбільшої та найменшої втрати теплоносія при різних температурних режимах: зимовому, перехідному та літньому. Витрати теплоносія визначенні при розрахунковому температурному графіку теплопостачання: 150–70 °С, а також температурному графіку теплових мереж КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО», адекватному реальній потребі споживачів: 115–70°С. Розрахунки найбільшої та найменшої втрати теплоносія виконанні для системи опалення з температурним графіком 80–60°С, для системи вентиляції з температурним графіком 80–60°С та гарячого водопостачання з розрахунковим температурним графіком гріючого контуру 70–30°С, з температурним графіком гріючого контуру, адекватному реальній потребі споживачів. Отримані результати будуть використанні при виборі обладнання для ІТП.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ІТП

4.1 Незалежне підключення системи опалення

Вихідні данні:

$$Q_{\text{оп}} = 315000 \text{ Вт.}$$

- температурний графік нагрівального контуру розрахунковий 150–70°C
- температурний графік нагрівального контуру, адекватний реальній потребі споживачів 115–70°C
- температурний графік системи 80–60°C
- напір в подавальному трубопроводі $R_{\text{п}} = 80 \text{ м. вод. ст.}$
- напір в зворотному трубопроводі $R_{\text{зв}} = 20 \text{ м. вод. ст.}$
- гідравлічний опір системи $H = 5 \text{ м. вод. ст.}$

Проектом передбачається застосування модульного блоку фірми ТОВ «ГРАНД-АРМА», який зображено на рис. 4.1.

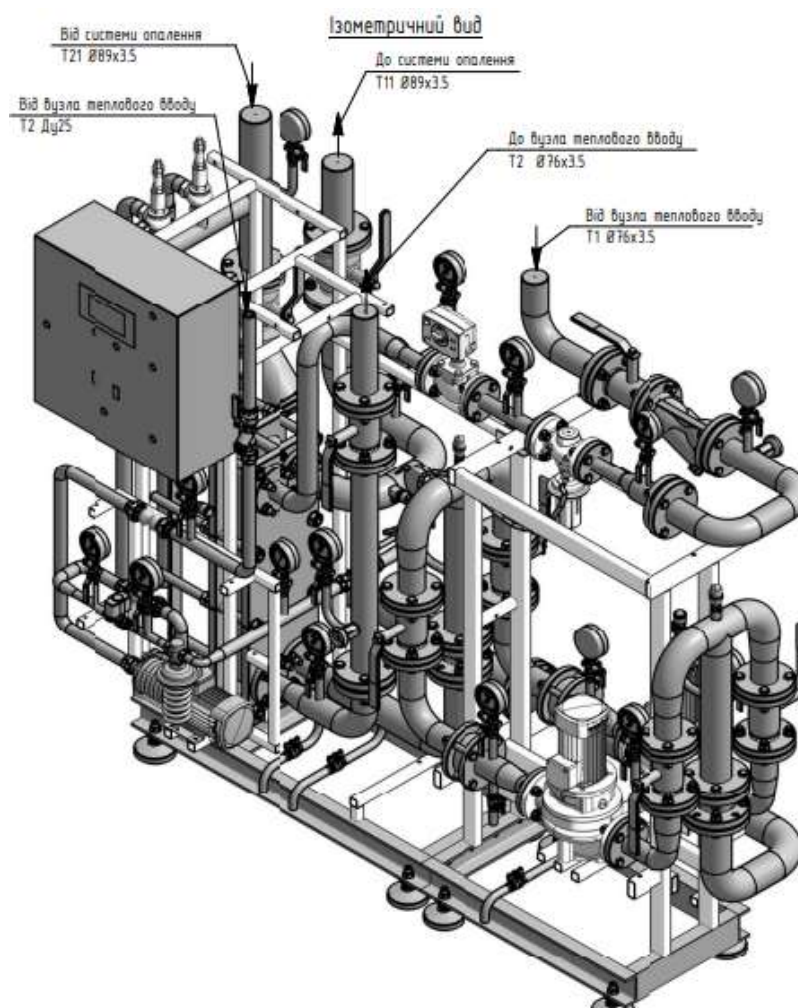


Рисунок 4.1 – Модульний блок системи опалення

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 71 94 07 ПЗ

Арк.

25

Модульного блоку системи опалення включає в себе наступні елементи:

- теплообмінником пластинчатим «SONDEX» ТПР-14-PN16/2-30-TKTL77;
- циркуляційними насосами Grundfos TP 50-160/2;
- регулятором температури Danfoss VB2 з електроприводом AMV20;
- регулятором постійності перепаду тиску Danfoss AVP;
- вузлом підживлення з підвищувальними насосами Grundfos CM3-7;
- контрольно-вимірювальними приладами та щитом керування з частотним регулюванням насосів.

4.1.1 Підбір насосного обладнання

Розрахункова продуктивність, м³/год

$$G_{\text{о.макс.}} = \frac{1.1 \cdot 3,6 \cdot Q}{c \cdot (t_3 - t_2)} \cdot 10^{-3}, \quad (4.1)$$

$$G_{\text{о.макс.}} = \frac{1.1 \cdot 3,6 \cdot Q \cdot 315000}{4.187 \cdot (80 - 60) \cdot 0,9716} \cdot 10^{-3} = 15,332 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Потрібний напір (із урахуванням гідравлічних втрат в системі, теплообміннику та обв'язці модульного блоку), м. вод. ст.:

$$H = 5,0 + 2,84 + 4,96 = 12,8 \text{ м вод. ст. (приймаємо 13,0 м вод. ст.)}$$

Прийнято насос Grundfos TP 50-160/2 A-F-A-BQQE з частотним керуванням від щита автоматизації модульного блоку [2].



Рисунок 4.2 – Загальний вигляд насоса для системи опалення

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.2 Підбір регулятора температури

Заданий перепад тиску на клапані, бар

$$\Delta P_{\text{рег. темп.}} = 5,0 \text{ м вод. ст.} = 0,5 \text{ бар}$$

Пропускна здатність повністю відкритого клапану, м³/год

– за розрахунковим температурним графіком, м³/год

$$K_v = \frac{G_{\text{о. макс.}}}{\sqrt{\Delta P_{\text{рег. темп.}}}}, \quad (4.2)$$

$$K_v = \frac{3,693}{\sqrt{0,5}} = 5,22 \text{ м}^3/\text{год.}$$

– за фактичним температурним графіком $KV = G_{\text{о. макс.}}$ визначається з формули (4.2), м³/год

$$K_v = \frac{6,357}{\sqrt{0,5}} = 8,99 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Прийнято клапан DANFOSS VB2, DN32, K VS =16 м³/год, з електроприводом AMV20, 230 В. Керування від щита автоматизації [2].



Рисунок 4.3 – Клапан DANFOSS VB2, DN32, K VS =16 м³/год

4.1.3 Підбір регулюючого клапану (регулятора перепаду тиску)

Для забезпечення сталих режимів роботи регулятора температури передбачається встановлення регулятора перепаду тиску між подавальним та зворотним трубопроводами.

Розрахункові втрати тиску в регулюючому клапані, бар

$$\Delta P_{\text{кл}} = P_1 - P_2 - \Delta P_{\text{втв}} - \Delta P_{\text{то}} - \Delta P_{\text{рт}} - \Delta P_{\text{т.ш.}}, \quad (4.3)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

де P_1, P_2 – тиск мережного теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах на ввіді в тепловий пункт, м вод.ст.;

$\Delta P_{\text{вТВ}}$ – втрати тиску у вузлі теплового вводу із вузлом обліку теплової енергії, м вод.ст.;

$\Delta P_{\text{ТО}}$ – втрати тиску в теплообміннику по гріючому контуру, м вод.ст.;

$\Delta P_{\text{РТ}}$ – втрати тиску в регуляторі температури, м вод.ст.;

$\Delta P_{\text{т.ш.}}$ – втрати тиску на технологічній шайбі, м вод.ст.

Розрахункові втрати тиску за розрахунковим температурним графіком, бар

$$\Delta P_{\text{кл}} = 80 - 20 - 1,65 - 0,29 - 0,53 - 50 = 7,53 \text{ м. вод.ст.} = 0,753 \text{ бар}$$

Розрахункові втрати тиску за фактичним температурним графіком, бар

$$\Delta P_{\text{кл}} = 80 - 20 - 2,56 - 0,69 - 1,58 - 35 = 20,15 \text{ м. вод.ст.} = 2,015 \text{ бар}$$

Пропускна здатність повністю відкритого клапану, м³/год

– за розрахунковим температурним графіком визначається за формулою (4.2),

м³/год:

$$K_v = \frac{3,693}{\sqrt{0,753}} = 4,25 \text{ м}^3/\text{год},$$

– за фактичним температурним графіком визначається за формулою (4.2), м³/год:

$$K_v = \frac{3,693}{\sqrt{2,015}} = 4,48 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Прийнято регулятор перепаду тиску DANFOSS AVP, DN32, K VS =12,5 м³/год, з діапазоном налагодження перепаду тиску 0,2–1,0 бар [2].



Рисунок 4.4 – Регулятор перепаду тиску DANFOSS AVP, DN32, K VS =12,5 м³/год

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.4 Розширювальний бак незалежної системи опалення

Для компенсації температурного розширення теплоносія у незалежній системі опалення передбачається встановлення закритого мембранного розширювального баку.

Вихідні дані:

Початковий тиск теплоносія в системі, бар

$$P_0 = 44,5 \text{ м.в.ст.} = 4,45 \text{ бар.}$$

Максимальний робочий тиск системи, бар

$$P_e = 60 \text{ м. в.ст.} = 6,0 \text{ бар.}$$

Температура, °C

$$T_{\text{роб.}} = 70^\circ\text{C}$$

Об'єм, л

$$V_{\text{system}} = 3050 \text{ л.}$$

Приріст об'єму води V_e , дм^3 , з використанням відносного розширення за максимальної температури теплоносія в системі, дм^3

$$V_e = e * V_{\text{system}} \quad (4.4)$$

де e – коефіцієнт відносного розширення,

V_{system} – об'єм баку, дм^3 .

$$V_e = 0,03 * 3050 = 91,5 \text{ дм}^3.$$

Резервний об'єм води приймаємо, дм^3

$$V_{WR} = 0,005 * V_e, \quad (4.5)$$

де V_e – приріст об'єму води, дм^3

$$V_{WR} = 0,005 * 3050 = 15,3 \text{ дм}^3.$$

Повна водомісткість розширювального баку, дм^3

$$V_{\text{exp,min}} = (V_e + V_{WR}) \frac{P_e + 1}{P_e - P_0} \quad (4.6)$$

$$V_{\text{exp,min}} = (91,5 + 15,3) * \frac{(6,0 + 1)}{(6,0 - 4,45)} = 482,3 \text{ дм}^3$$

Приймаємо розрахунковий об'єм баку 500 дм^3 .

Для забезпечення розміщення в розширювальному баку резервного об'єму води у холодному стані системи, початковий тиск (тиск заповнення системи) має становити, бар

$$P_{a,min} \geq \frac{V_{\text{exp}} * (P_0 + 1)}{V_{\text{exp}} - V_{WR}} - 1, \quad (4.7)$$

$$P_{a,min} \geq \frac{500 * (4,45 + 1)}{500 - 15,3} - 1 = 4,62 \text{ бар.}$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для компенсації температурного розширення теплоносія встановлюється розширювальний бак ROZ–NAVI об'ємом 500 л PN10 [2].



Рисунок 4.5 – Розширювальний бак ROZ–NAVI об'ємом 500 л PN10

4.1.5 Вибір теплообмінника системи опалення

Теплообмінники, що застосовуються є кожухотрубчатими та пластинчатими апаратами поверхневого типу й використовуються для підігрівання мережної, сирії та хімічно очищеної води, а також для охолодження води та конденсату.

Встановлені пластинчаті теплообмінники для нагрівання сирії води (водоводяний).

Водоводяний підігрівач води

Вихідні дані до розрахунку:

1) Витрата сирії води, що нагрівається $G_2 = 1 \text{ кг/с}$ ($V_2 = 3,53 \text{ м}^3/\text{год}$);

2) Початкова температура води $t'_2 = 60^\circ\text{C}$;

3) Кінцева температура води $t''_2 = 80^\circ\text{C}$;

4) Початкова температура мережевої води, що нагріває $t'_1 = 150^\circ\text{C}$;

5) Кінцева температура мережевої води $t''_1 = 70^\circ\text{C}$;

6) Робочий тиск в апараті $P = 10^6 \text{ Па}$;

7) Теплофізичні властивості мережевої води при середній температурі $\bar{t}_1 = 0,5 \cdot (150 + 70) = 110^\circ\text{C}$ [5]

• густина $\rho_1 = 947 \text{ кг/м}^3$;

• питома масова теплоємність $c_1 = 4241 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- теплопровідність $\lambda_1 = 0,68 \text{ Вт/(м·К)} ;$
- кінематична в'язкість $\nu_1 = 0,262 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} .$

8) Теплофізичні властивості води при середній температурі $\bar{t}_2 = 0,5 \cdot (80 + 60) = 70^\circ\text{C}$ [5]

- густина $\rho_2 = 977,8 \text{ кг/м}^3 ;$
- питома масова теплоємність $c_2 = 4187 \text{ Дж/(кг·К)} ;$
- теплопровідність $\lambda_2 = 0,668 \text{ Вт/(м·К)} ;$
- кінематична в'язкість $\nu_2 = 0,415 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} .$

9) Теплообмінник компонується з пластин типу 0,26 з кутом перетину вершин гофр 120°C . Геометричні розміри пластин та каналів які вони створюють:

- площа поверхні теплообміну однієї пластини $F_1 = 0,26 \text{ м}^2;$
- еквівалентний діаметр між пластинчатого каналу $d_e = 0,0083 \text{ м};$
- площа поперечного перерізу одного каналу $f_1 = 0,00245 \text{ м}^2;$
- приведена довжина каналу $L_n = 1,01 \text{ м};$
- діаметр умовного проходу кутового отвору $D_y = 200 \text{ мм.}$

Тепловий розрахунок

1) Потік теплоти яка передається, кВт [6]

$$Q = G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (4.8)$$

$$Q = 1 \cdot 4,187 \cdot (80 - 60) = 83,74 \text{ кВт.}$$

2) Витрата мережевої води (масова та об'ємна), що нагріває воду [6], кг/с

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1' - t_1'')}, \quad (4.9)$$

$$G_1 = \frac{83,74 \cdot 10^3}{4241 \cdot (150 - 70)} = 0,24 \text{ кг/с,}$$

$$V_1 = \frac{3600 \cdot G_1}{\rho_1}, \quad (4.10)$$

$$V_1 = \frac{3600 \cdot 0,24}{947} = 0,94 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3) Середній температурний напір [1]

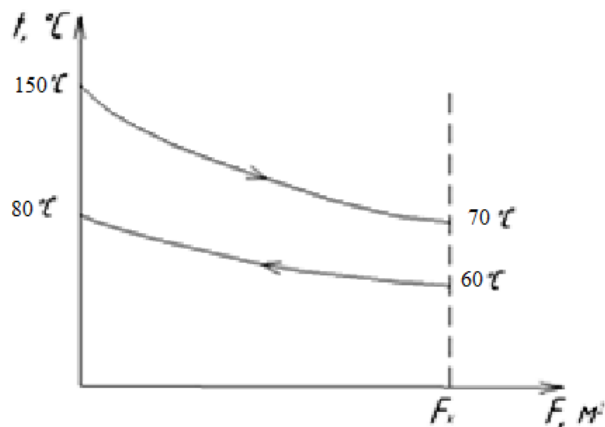


Рисунок 4.6 – Середній температурний напір водоводяного підігрівача води

$$\Delta t_6 = t'_1 - t''_2 ,$$

$$\Delta t_m = t''_2 - t'_1 ,$$

де t'_1 – початкова температура мережевої води, °C;

t''_2 – кінцева температура моди, °C;

t'_1 – кінцева температура води, °C.

$$\Delta t_6 = 150 - 80 = 70^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_m = 80 - 60 = 20^\circ\text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (4.11)$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{70 - 20}{\ln \frac{70}{20}} = 39,9^\circ\text{C}.$$

4) Швидкість мережевої води в каналах теплообмінника [6], м/с

$$W_1 = \frac{G_1}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (4.12)$$

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

f_1 – площа поперечного перерізу каналу, м².

$$W_1 = \frac{0,24}{4 \cdot 0,00245 \cdot 947} = 0,025 \text{ м/с}.$$

5) Число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_e}{n_1}, \quad (4.13)$$

$$Re_1 = \frac{0,025 \cdot 0,0083}{0,262 \cdot 10^{-6}} = 819.$$

6) Значення критеріїв Прандтля при $\bar{t}_1 = 110^\circ\text{C}$ [5]:

$$Pr_1 = 1,547.$$

при $\bar{t}_{\text{сг1}} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 92,5^\circ\text{C}$, $Pr_{\text{сг1}} = 1,9$.

7) Число Нуссельта [1]

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{сг1}}} \right)^{0,25}, \quad (4.14)$$

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 819^{0,73} \cdot 1,547^{0,43} \cdot \left(\frac{1,547}{1,9} \right)^{0,25} = 20,71.$$

8) Коефіцієнт тепловіддачі від мережевої води до стінки [1], $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$a_1 = \frac{Nu_1 \cdot l_1}{d_e}, \quad (4.15)$$

$$\alpha_1 = \frac{20,71 \cdot 0,68}{0,0083} = 1696 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

9) Швидкість руху сирої води в каналах теплообмінника за формулою (4-12), приймаючи $z_2 = z_1 = 4$ шт.

$$W_2 = \frac{1}{4 \cdot 0,00245 \cdot 977,8} = 0,1 \text{ м/с}.$$

10) Число Рейнольдса [1]

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_e}{\nu_2}, \quad (4.16)$$

$$Re_2 = \frac{0,1 \cdot 0,0083}{0,415 \cdot 10^{-6}} = 2000.$$

11) Значення критеріїв Прандтля при $\bar{t}_2 = 70^\circ\text{C}$ [5]

$$Pr_2 = 2,54,$$

при $\bar{t}_{\text{сг2}} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 92,5^\circ\text{C}$, $Pr_{\text{сг2}} = 1,9$.

12) Число Нуссельта [1]

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{сг2}}} \right)^{0,25}, \quad (4.17)$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 2000^{0,73} \cdot 2,54^{0,43} \cdot \left(\frac{2,54}{1,9} \right)^{0,25} = 55,67.$$

13) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до сирої води [1], Вт/(м² · К)

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e}, \quad (4.18)$$

$$\alpha_2 = \frac{55,67 \cdot 0,668}{0,0083} = 4481 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

14) Термічний опір стінки пластини та забруднень на ній термічний опір забруднень на стінці зі сторони гріючого потоку (мережева вода) [5]

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,00045 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт},$$

термічний опір стінки (зі сталі 12X1SH10T) при її товщині $\delta_{ст} = 1 \text{ мм}$ [5]

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = 0,000063 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт},$$

термічний опір забруднень на стінці зі сторони потоку, що нагрівається, (м² · К)/Вт [5]

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

15) Коефіцієнт теплопередачі [7], Вт/(м² · К)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.19)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1696} + 0,00045 + 0,000063 + 0,00023 + \frac{1}{4481}} = 642,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

16) Площа поверхні теплообміну апарата [7], м²

$$F_a = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}, \quad (4.20)$$

$$F_a = \frac{83740}{643,7 \cdot 39,9} = 3,26 \text{ м}^2.$$

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

Конструкторський розрахунок

1) Площа поперечного перерізу пакета [1], м²

$$f_n = \frac{V}{3600 \cdot W}, \quad (4.21)$$

- зі сторони ходу гріючого потоку (мережева вода)

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{п1} = \frac{0,94}{3600 \cdot 0,025} = 0,01 \text{ м}^2,$$

- зі сторони ходу потоку, що нагрівається (сира вода)

$$f_{п2} = \frac{11,48}{3600 \cdot 0,1} = 0,032 \text{ м}^2.$$

2) Кількість каналів в одному пакеті [1], шт

$$m = \frac{f_{п}}{f_1}, \quad (4.22)$$

- для гріючого потоку (мережева вода)

$$m_1 = \frac{0,01}{0,00245} = 3,95.$$

Приймаю $m_1 = 4$ шт.

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

$$m_2 = \frac{0,0097}{0,00245} = 3,96.$$

Приймаю $m_2 = 4$ шт.

3) Число пластин в одному пакеті, шт:

- для гріючого потоку (мережева вода)

$$n_1 = 2 \cdot m_1 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт},$$

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

$$n_2 = 2 \cdot m_2 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт}.$$

4) Поверхня теплообміну одного пакета, м^2

- для гріючого потоку (мережева вода)

$$F_{п1} = F_1 \cdot n_1 = 0,26 \cdot 8 = 2,08 \text{ м}^2,$$

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

$$F_{п2} = F_1 \cdot n_2 = 0,26 \cdot 8 = 2,08 \text{ м}^2.$$

5) Кількість пакетів в апараті, шт:

$$X = \frac{F_a}{F_{п}}, \quad (4.23)$$

- для гріючого потоку (мережева вода)

$$X_1 = \frac{8}{2,08} = 3,84,$$

Приймаю $X_1 = 4$.

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$X_2 = \frac{8}{2,08} = 3,84.$$

Приймаю $X_2 = 4$.

6) Число пластин в апараті [1], шт:

$$n_a = \frac{F_a + 2 \cdot F_n}{f_n}, \quad (4.24)$$

$$n_a = \frac{8 + 2 \cdot 0,26}{0,26} = 32 \text{ шт.}$$

7) Фактична площа поперечного перерізу пакетів [1], м^2

$$f_n = f_1 \cdot m, \quad (4.25)$$

$$f_{n1} = 0,00245 \cdot 5 = 0,01225 \text{ м}^2,$$

$$f_{n2} = 0,00245 \cdot 5 = 0,01225 \text{ м}^2.$$

8) Фактична швидкість мережної води та сирої води в каналах теплообмінника, м/с

$$W_1 = \frac{0,94}{3600 \cdot 0,01225} = 0,0021 \text{ м/с},$$

$$W_2 = \frac{11,48}{3600 \cdot 0,01225} = 0,26 \text{ м/с}.$$

Перевіримо величину вибраної поверхні площі поверхні теплообміну при фактичних швидкостях робочих середовищ

Число Рейнольдса за формулою (4.13) та (4.17)

$$\text{Re}_1 = \frac{0,021 \cdot 0,0083}{0,262 \cdot 10^{-6}} = 665,2,$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,26 \cdot 0,0083}{0,415 \cdot 10^{-6}} = 5200.$$

Число Нуссельта за формулою (5.15) та (5.19)

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot 665,2^{0,73} \cdot 1,547^{0,43} \cdot \left(\frac{1,547}{1,9} \right)^{0,25} = 17,79.$$

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 5200^{0,73} \cdot 2,54^{0,43} \cdot \left(\frac{2,54}{1,9} \right)^{0,25} = 111,84.$$

Коефіцієнт тепловіддачі за формулою (4.16) та (4.20), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_1 = \frac{17,79 \cdot 0,68}{0,0083} = 1457 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\alpha_2 = \frac{111,84 \cdot 0,668}{0,0083} = 9001 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі за формулою (4.21), Вт/(м² · К)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1457} + 0,00045 + 0,000063 + 0,00023 + \frac{1}{9001}} = 649,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Площа поверхні теплообміну апарата, м²

$$F_a = \frac{356422}{649,1 \cdot 39,9} = 13,76 \text{ м}^2.$$

Вибрана площа поверхні теплообміну $F_a = 20 \text{ м}^2$ та схема компоновки достатні для заданих умов.

3.5.1.3 Гідромеханічний розрахунок

1) Фактична швидкість руху мережевої та сирової води в каналах теплообмінника, м/с

$$W_1 = 0,0021 \text{ м/с}; \quad W_2 = 0,26 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_1 = 665,2; \quad Re_2 = 5200.$$

2) Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці довжини каналу

$$\zeta = \frac{15}{Re^{0,25}}, \quad (4.26)$$

Для першого потоку: $\zeta_1 = \frac{15}{665,2^{0,25}} = 2,95,$

Для другого потоку: $\zeta_2 = \frac{15}{5200^{0,25}} = 1,76.$

3) Гідравлічний опір пакетів пластин [1], кПа

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{L_n}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot X \cdot 10^{-3}, \quad (4.27)$$

Для першого потоку: $\Delta P_1 = 2,95 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot 947 \cdot \frac{0,021^2}{2} \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 0,3 \text{ кПа},$

Для другого потоку: $\Delta P_2 = 1,76 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot 977,8 \cdot \frac{0,26^2}{2} \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 28,3 \text{ кПа}.$

4) Перевіримо швидкість руху теплоносія в штуцерах, м/с

$$W_{шт} = \frac{4 \cdot V}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (4.28)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера.

$$W_{шт1} = \frac{4 \cdot 0,94}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,0083 \text{ м/с},$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot 11,48}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с.}$$

Так як швидкості теплоносіїв у штуцерах менше граничних ($W_{шт1} = 0,0083 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с}$) та ($W_{шт2} = 0,1 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с}$), то місцевий опір штуцерів врахований при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 і ζ_2 .

Отже, в результаті розрахунку був вибраний теплообмінник з умовним позначенням

Р 0,6р-1,0-30-1К-01 ТУ 26–01–665–87 зі схемою компоновки $C_x \frac{13+13}{13+13}$.

4.2 Незалежне підключення системи вентиляції

Вихідні данні:

$Q_v = 730000 \text{ Вт.}$

– температурний графік гріючого контуру розрахунковий 150–70°C

– температурний графік гріючого контуру, адекватний реальній 115–70°C

потребі споживачів

– температурний графік системи 80–60°C

– напір в подавальному трубопроводі $P_n = 80,0 \text{ м вод. ст.}$

– напір в зворотному трубопроводі $P_{зв} = 20,0 \text{ м вод. ст.}$

– гідравлічний опір системи $H = 5,0 \text{ м вод. ст.}$

Проектом передбачається застосування модульного блоку фірми ТОВ «ГРАНД–АРМА», який зображено на рис. 4.7.

Модульного блоку системи опалення включає в себе наступні елементи:

- теплообмінником пластинчатим «SONDEX» ТПП–19–PN16/1–54–ТМ;
- циркуляційними насосами Grundfos TP 65–170/2;
- регулятором температури Danfoss VB2 з електроприводом AMV20;
- регулятором постійності перепаду тиску Danfoss AVP;
- вузлом підживлення з підвищувальними насосами Grundfos CM3–7;
- контрольно–вимірювальними приладами та щитом керування з частотним регулюванням насосів.

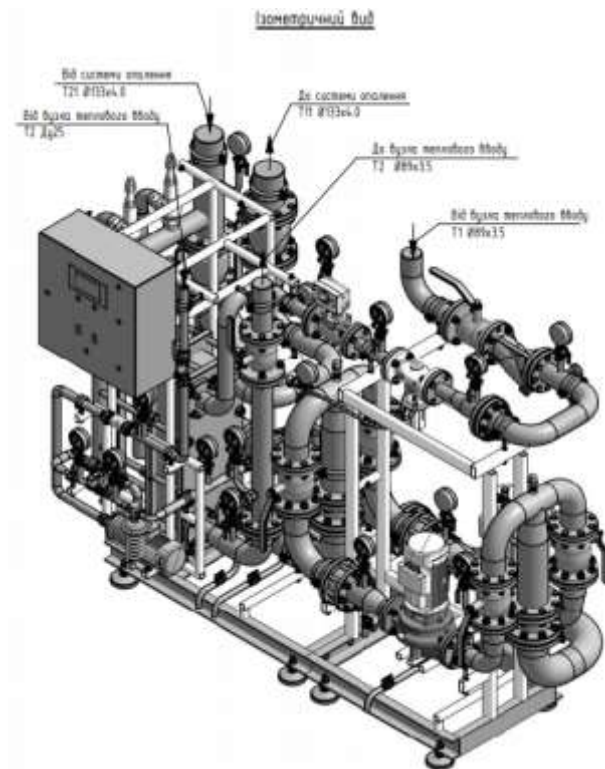


Рисунок 4.7 – Модульний блок системи вентиляції

4.2.1 Підбір насосного обладнання

Максимальна витрата гріючої води за розрахунковим температурним графіком за формулою (3.2), т/год

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 730000}{4,187 \cdot (150 - 70)} \cdot 10^{-3} = 7,846 \text{ т/год,}$$

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{7,846}{0,9168} = 8,558 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Максимальна витрата гріючої води за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів, т/год

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{3,6 \cdot 730000}{4,187 \cdot (115 - 70)} \cdot 10^{-3} = 13,948 \text{ т/год,}$$

$$G_{\text{в.макс.}} = \frac{13,948}{0,9468} = 14,732 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Потрібний напір (із урахуванням гідравлічних втрат в системі, теплообміннику та обв'язці модульного блоку):

$$H = 5,0 + 3,04 + 4,76 = 12,8 \text{ м. вод. ст. (приймаємо 13,0 м вод. ст.)}$$

Прийнято насос Grundfos TP 65–170/2 A–F–A–BQQE з частотним керуванням від щита автоматизації модульного блоку.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 71 94 07 ПЗ

Арк.

39



Рисунок 4.8 – Насос Grundfos TP 65–170/2 A–F–A–BQQE

4.2.2 Підбір регулятора температури

Заданий перепад тиску на клапані:

$$\Delta P_{\text{рег. темп.}} = 5,0 \text{ м. вод. ст.} = 0,5 \text{ бар}$$

Пропускна здатність повністю відкритого клапану:

– за розрахунковим температурним графіком визначається за формулою (4.2),
м³/год:

$$K_v = \frac{8,558}{\sqrt{0,5}} = 12,10 \text{ м}^3/\text{год.}$$

– за фактичним температурним графіком $KV = G_{\text{о. макс.}}$ визначається за формулою (4.2), м³/год

$$K_v = \frac{14,732}{\sqrt{0,5}} = 20,8 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Прийнято клапан DANFOSS VB2, DN50, K VS =40 м³/год, з електроприводом AMV20, 230 В. Керування від щита автоматизації.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 71 94 07 ПЗ

Арк.

40



Рисунок 4.9 – Клапан DANFOSS VB2, DN50, K VS =40 м³/год

4.2.3 Підбір регулюючого клапану (регулятора перепаду тиску)

Для забезпечення сталих режимів роботи регулятора температури передбачається встановлення регулятора перепаду тиску між подавальним та зворотним трубопроводами.

Розрахункові втрати тиску в регулюючому клапані визначаються за формулою (4.3).

Розрахункові втрати тиску за розрахунковим температурним графіком

$$\Delta P_{\text{кл}} = 80 - 20 - 1,65 - 0,20 - 0,46 - 50 = 7,69 \text{ м вод.ст.} = 0,769 \text{ бар}$$

Розрахункові втрати тиску за фактичним температурним графіком

$$\Delta P_{\text{кл}} = 80 - 20 - 2,56 - 0,49 - 1,36 - 30 = 25,59 \text{ м вод.ст.} = 2,559 \text{ бар}$$

Пропускна здатність повністю відкритого клапану

– за розрахунковим температурним графіком за формулою (4.2)

$$K_v = \frac{8,558}{\sqrt{0,769}} = 9,78 \text{ м}^3/\text{год},$$

– за фактичним температурним графіком за формулою (4.2)

$$K_v = \frac{14,732}{\sqrt{2,559}} = 9,22 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Прийнято регулятор перепаду тиску DANFOSS AVP, DN50, K VS =25 м³/год, з діапазоном налагодження перепаду тиску 0,2–1,0 бар.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.10 – Регулятор перепаду тиску DANFOSS AVP, DN50, К VS =25 м³/год

4.2.4 Розширювальний бак незалежної системи вентиляції

Для компенсації температурного розширення теплоносія у незалежній системі вентиляції передбачається встановлення закритого мембранного розширювального баку.

Вихідні дані:

Початковий тиск теплоносія в системі:

$$P_o=47,0 \text{ м.в.ст.}=4,70 \text{ бар.}$$

Максимальний робочий тиск системи:

$$P_e=60 \text{ м.в.ст.}=6,0 \text{ бар.}$$

$$T_{\text{роб.}}=70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$V_{\text{system}}=6670 \text{ л.}$$

Приріст об'єму води V_e , дм³, з використанням відносного розширення за максимальної температури теплоносія в системі, дм³

$$V_e = 0,03 * 6670 = 200,1 \text{ дм}^3.$$

Резервний об'єм води приймаємо, дм³:

$$V_{WR} = 0,005 * 6670 = 33,4 \text{ дм}^3.$$

Повна водомісткість розширювального бака, дм³:

$$V_{\text{exp,min}} = (200,1 + 33,4) * \frac{(6,0 + 1)}{(6,0 - 4,70)} = 1257,0 \text{ дм}^3.$$

Приймаємо розрахунковий об'єм баку 1000 дм³.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення розміщення в розширювальному баку резервного об'єму води у холодному стані системи, початковий тиск (тиск заповнення системи) має становити

$$P_{a,min} \geq \frac{1000 \cdot (4,70 + 1)}{1000 - 33,4} - 1 = 4,90 \text{ бар.}$$

Для компенсації температурного розширення теплоносія встановлюється 2 розширювальних бака ROZ–NAVI об'ємом 500 л PN10.

4.3 Підключення системи ГВП

Вихідні дані:

- теплове навантаження $Q_{ГВП} = 176950 \text{ Вт}$
- температурний графік гріючого контуру $70\text{--}30^\circ\text{C}$
розрахунковий
- температурний графік гріючого контуру, адекватний $65\text{--}40^\circ\text{C}$
реальній потребі споживачів
- температурний графік системи $55\text{--}5^\circ\text{C}$

На рис. 4.12 представлений модульний блок системи ГВП», який комплектується:

- теплообмінником пластинчатим «SONDEX» ТПР–8–PN16/1–24–TL;
- циркуляційними насосами Grundfos UPS 32–80 N 180;
- регулятором температури Danfoss VB2 з електроприводом AMV30;
- регулятором постійності перепаду тиску Danfoss AVP;
- контрольно–вимірювальними приладами та щитом керування.

Максимальна витрата гріючої води за розрахунковим температурним графіком, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$G_{Г.В.макс.} = \frac{3,6 \cdot Q_{Г.В.макс.}}{c \cdot (t'_1 - t'_3) \cdot \rho} \cdot 10^{-3},$$

$$G_{Г.В.макс.} = \frac{3,6 \cdot 176950}{4,187 \cdot (150 - 70) \cdot 0,9777} \cdot 10^{-3} = 3,89 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Прийнята схема підключення системи:

одноступенева паралельна через пластинчатий теплообмінник ТПР–8–PN16/1– 24–TL виробництва ТОВ "МЕКСОН" із застосуванням циркуляційних насосів.

Підбір насосного обладнання.

– розрахункова продуктивність, $\text{м}^3/\text{год}$

$$G = 2,85 \text{ м}^3/\text{год}$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– потрібний напір (із урахуванням гідравлічних втрат в системі, теплообміннику та обв'язці модульного блоку), м. вод. ст.:

$$H = 3,0 + 2,06 + 1,14 = 6,2 \text{ м. вод. ст. (приймаємо 6,5 м. вод. ст.)}$$

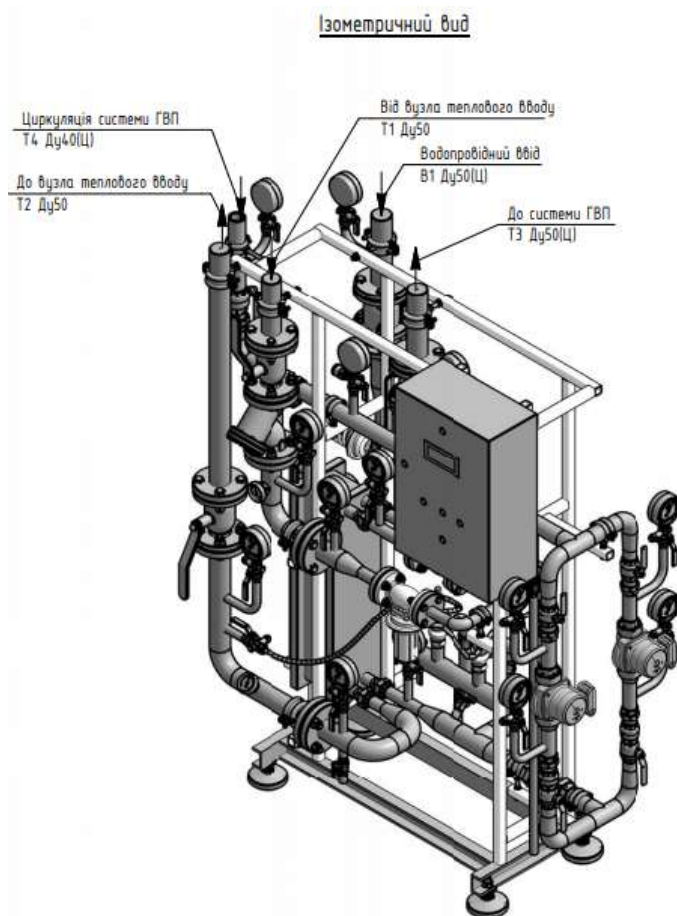


Рисунок 4.11 – Модульний блок системи ГВП

Прийнято насос Grundfos UPS 32–80 N 180 з керуванням від щита автоматизації модульного блоку.

Підбір сидельного регулюючого клапану (регулятора температури).

Заданий перепад тиску на клапані, бар:

$$\Delta P_{\text{рег. темп.}} = 5,0 \text{ м. вод. ст.} = 0,5 \text{ бар}$$

Пропускна здатність повністю відкритого клапану за формулою (4.2), м³/год

$$K_v = \frac{3,89}{\sqrt{0,5}} \cdot 10^{-3} = 5,5 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Прийнято клапан DANFOSS VB2, DN25, $K_v=10 \text{ м}^3/\text{год.}$, з електроприводом AMV30, 230 В. Керування від щита автоматизації.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Фактична втрата тиску на повністю відкритому клапані за розрахункової витрати,
м. вод. ст.

$$\Delta P_{кл.о.} = 10 \cdot \frac{G_{г.в.макс.}^2}{K_{VS}^2},$$

$$\Delta P_{кл.о.} = 10 \cdot \frac{3,89^2}{10^2} = 1,51 \text{ м.вод.ст.}$$

Ступінь відкриття клапану, %

$$X = \frac{K_v}{K_{VS}} \cdot 100\%,$$

$$X = \frac{5,5}{10} \cdot 100\% = 55\%.$$

Швидкість потоку через клапан (перевірка на шумоутворення), м/с

$$v = \frac{4 \cdot G_{г.в.макс.}}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{1000}{3,6},$$

$$v = \frac{4 \cdot 3,890}{\pi \cdot 25^2} \cdot \frac{1000}{3,6} = 2,2 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с}.$$

Підбір регулюючого клапану (регулятора перепаду тиску)

Для забезпечення сталих режимів роботи регулятора температури передбачається встановлення регулятора перепаду тиску між подавальним та зворотним трубопроводами.

Розрахункові втрати тиску в регулюючому клапані, Па, за формулою (4-3)

$$\Delta P_{кл} = P_1 - P_2 - \Delta P_{втр} - \Delta P_{то} - \Delta P_{рт} - \Delta P_{т.ш.}.$$

Розрахункові втрати тиску:

$$\Delta P_{кл} = 80 - 20 - 1,65 - 2,06 - 1,51 - 35 = 19,78 \text{ м.вод.ст.} = 1,978 \text{ бар}.$$

Пропускна здатність повністю відкритого клапану, м³/год, визначається за формулою (4.2)

$$K_v = \frac{3,89}{\sqrt{1,978}} = 2,8 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Прийнято регулятор перепаду тиску DANFOSS AVP, DN25, K VS = 8 м³/год, з діапазоном налагодження перепаду тиску 0,2–1,0 бар.

Фактична втрата тиску на повністю відкритому клапані за розрахункової витрати,
м. вод. ст.

$$\Delta P_{кл.о.} = 10 \cdot \frac{G_{г.в.макс.}^2}{K_{VS}^2}; \quad (4.29)$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_{\text{кл.о.}} = 10 \cdot \frac{3,89^2}{8^2} = 2,36 \text{ м.вод.ст.}$$

Ступінь відкриття клапану, %:

$$X = \frac{K_V}{K_{VS}} \cdot 100\%; \quad (4.30)$$

$$X = \frac{2,8}{8} \cdot 100\% = 35 \%$$

Швидкість потоку через клапан (перевірка на шумоутворення):

$$v = \frac{4 \cdot G_{\text{з.в.макс.}}}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{1000}{3,6}, \quad (4.31)$$

$$v = \frac{4 \cdot 3,890}{\pi \cdot 25^2} \cdot \frac{1000}{3,6} = 2,2 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с}.$$

4.6 Висновок до розділу 4

В розділі 4 виконано підбір основного обладнання ІТП для забезпечення системи опалення, вентиляції та ГВП. Підібрано модульні блоки системи опалення, вентиляції і ГВП, які комплектуються: теплообмінником пластинчатим; циркуляційними насосами; регулятором температури з електроприводом; регулятором постійності перепаду тиску та контрольно-вимірювальними приладами та щитом керування. Виконано розрахунки для підбору такого обладнання як: насоси, регулятора температури, регулятора перепаду тиску, розширювальних баків незалежної системи опалення та вентиляції, теплообмінника для системи опалення.

5 ОБЛІК ТА РЕГУЛЮВАННЯ ВИТРАТ ТЕПЛОТИ

5.1 Прилади комерційного обліку витрати теплоти

Розрахунковий діапазон вимірювання:

- за розрахунковим графіком теплопостачання, м³/год:

$$G_{\max} = 16,141 \text{ м}^3/\text{год} \quad G_{\min} = 0,778 \text{ м}^3/\text{год},$$

- за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів, м³/год

$$G_{\max} = 27,296 \text{ м}^3/\text{год} \quad G_{\min} = 1,241 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Прийнято теплोलічильник Multical®603 тип 603-F-4-56-8-33-2-00-00, з двома витратомірами ULTRAFLOW®54 DN50 тип 65-5-СКСЕ-XXX (фланцеві), з двома датчиками температури Pt500 тип 65-00-ОСО-XXX для встановлення в гільзи NV22 L=90 мм на подавальному та зворотному трубопроводах вузла теплового вводу.

Діапазон вимірювання теплोलічильника, м³/год

$$Q_{\text{ном}}=15,0 \text{ м}^3/\text{год} \quad Q_{\min}=0,15 \text{ м}^3/\text{год} \quad Q_{\max}=30,0 \text{ м}^3/\text{год}$$

Теплोलічильник має архіви збереження даних про теплоспоживання:

- 1440 год. – погодинні дані;
- 460 діб – подобові дані;
- 36 міс. – щомісячні дані;
- 20 років – щорічні дані.

Живлення приладів здійснюється від літєвої батареї (D-елемент) напругою 3,65 В.

Згідно розрахунків максимальної та мінімальної витрати теплоносія за розрахунковим графіком теплопостачання та за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів, прийнятий тип теплोलічильника забезпечує вимірювання спожитої теплової енергії у всьому діапазоні витрат теплоносія.

Розрахунок граничної похибки витратомірів (теплोलічильника) при розрахунковій витраті теплоносія за розрахунковим графіком теплопостачання [8].

Типова точність вимірювань теплोलічильника Multical®603, %:

- опалювальний період, %

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{\Delta\theta} \right), \quad (5.1)$$

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{(150 - 70)} \right) = \pm 0,175\%.$$

перехідний період, %

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{\Delta\theta} \right), \quad (5.2)$$

$$E_c = \left(0,15 + \frac{2}{(70 - 41,2)} \right) = \pm 0,219\%.$$

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- неопалювальний період, %

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{\Delta\theta} \right), \quad (5.3)$$

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{(70 - 30)} \right) = \pm 0,200\%.$$

Типова точність вимірювань витратомірів ULTRAFLOW® 54, %

- опалювальний період, %

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{q_p}{q} \right), \quad (5.3)$$

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{15,0}{16,141} \right) = \pm 1,009\%.$$

- перехідний період, %

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{q_p}{q} \right),$$

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{15,0}{8,755} \right) = \pm 1,017\%.$$

- неопалювальний період, %

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{q_p}{q} \right),$$

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{15,0}{0,778} \right) = \pm 1,193\%.$$

Типова точність вимірювань комплексу датчиків температури Pt 500, %

- опалювальний період, %

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{\Delta\theta} \right), \quad (5.4)$$

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{(150 - 70)} \right) = \pm 0,450\%.$$

- перехідний період, %

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{\Delta\theta} \right),$$

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{(70 - 41,2)} \right) = \pm 0,539\%.$$

- неопалювальний період, %

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{\Delta\theta} \right),$$

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{(70 - 30)} \right) = \pm 0,500\%.$$

Розрахунок граничної похибки витратомірів (теплотічильника) при графіку теплопостачання, адекватному реальній потребі споживачів.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Типова точність вимірювань теплолічильника Multical® 603, %

- опалювальний період, %:

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{\Delta\theta} \right), \quad (5.5)$$

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{(115 - 70)} \right) = \pm 0,194\%.$$

- перехідний період, %

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{\Delta\theta} \right),$$

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{(65 - 46)} \right) = \pm 0,255\%.$$

- неопалювальний період, %:

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{\Delta\theta} \right),$$

$$E_c = \pm \left(0,15 + \frac{2}{(65 - 40)} \right) = \pm 0,230\%.$$

Типова точність вимірювань витратомірів ULTRAFLOW® 54, %

- опалювальний період, %

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{q_p}{q} \right), \quad (5.6)$$

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{15,0}{27,296} \right) = \pm 1,005\%.$$

- перехідний період, %

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{q_p}{q} \right),$$

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{15,0}{13,299} \right) = \pm 1,011\%.$$

- неопалювальний період, %

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{q_p}{q} \right),$$

$$E_f = \pm \left(1 + 0,01 \cdot \frac{15,0}{1,241} \right) = \pm 1,121\%.$$

Типова точність вимірювань комплекту датчиків температури Pt500, %

- опалювальний період, %

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{\Delta\theta} \right), \quad (5.7)$$

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{(115 - 70)} \right) = \pm 0,489\%.$$

- перехідний період, %

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{\Delta\theta} \right),$$

$$E_t = \pm \pm \left(0,4 + \frac{4}{(65 - 46)} \right) = \pm 0,611\%.$$

- неопалювальний період, %

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{\Delta\theta} \right),$$

$$E_t = \pm \left(0,4 + \frac{4}{(65 - 40)} \right) = \pm 0,560\%.$$

Висновок: Граничні відхилення значень відносної похибки складових елементів прийнятого теплолічильника не перевищує 3% що задовольняє вимогам п.7.2.39 ПТЕТУiМ [9].

5.2 Розрахунок гідравлічних втрат у вузлі обліку

Гідравлічні втрати (втрати напору) діляться на місцеві втрати та втрати на тертя по довжині і визначаються по формулі, м. в.ст.

$$h = h_m + h_{тр}, \quad (5.8)$$

де h_m - місцеві втрати, м. в.ст.;

$h_{тр}$ - втрати на тертя пропорційні довжині труби, м. в.ст.

Місцеві втрати визначаються, м в.ст.

$$h_m = \zeta_m \frac{w_{cp}^2}{2g}, \quad (5.9)$$

де ζ_m – коефіцієнт гідравлічних втрат;

w_{cp} – середня по перетину швидкість в трубі, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м²/с.

Втрати на тертя пропорційні довжині труби і визначаються по формулі, м. в.ст.

$$h_{тр} = \lambda_{т} \frac{l}{d} \cdot \frac{w_{cp}^2}{2g}, \quad (5.10)$$

де $\lambda_{т}$ – коефіцієнт втрат на тертя по довжині (коефіцієнт Дарсі);

l – довжина розглядуємої ділянки трубопроводу, м;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Для турбулентних режимів течії в шорстких трубах коефіцієнт втрат на тертя по довжині залежить від числа Рейнольдса Re та від шорсткості внутрішньої поверхні труби.

Число Рейнольдса визначається по формулі

$$Re = \frac{w D_r}{\nu} \quad (5.11)$$

де D_r – гідравлічний, або еквівалентний діаметр трубопроводу, м;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування	Позна- чення	Оди- ниця	ДІЛЯНКИ ПО ТРУБОПРОВОДАМ								
			ПОДАВАЛЬНИЙ				ЗВОРОТНИЙ				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Вихідні параметри											
Діаметр трубопроводу	D	м	—	0,100	0,050	0,100	—	0,100	0,050	0,100	
Довжина звуження	L_c	м	—	—	0,1	—	—	—	0,1	—	
Довжина розширення	L_p	м	—	—	0,1	—	—	—	0,1	—	
Кут розкриття конфузору	α	град.	—	—	24,3	—	—	—	24,3	—	
Кут розкриття дифузору	α	град.	—	—	24,3	—	—	—	24,3	—	
Довжина ділянки	l	м	—	0,750	0,670	0,650	—	0,750	0,670	0,650	
Вагова витрата води	G	кг/год	15038				15038				
Робочий тиск (надлишковий)	P	МПа	0,785				0,196				
Еквівалентна шорсткість труб	Δ	мм	0,5				0,5				
					ТП 71 94 07 ПЗ						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Розрахункові параметри										
Площа перетину ділянки	F	м ²	—	0,00785	0,00196	0,00785	—	0,00785	0,0019	0,00785
Периметр перетину ділянки	Π	м	—	0,3141	0,1570	0,3141	—	0,3141	0,1570	0,3141
Об'ємна витрата води	Q	м ³ /ч	16,392				15,379			
Швидкість води на ділянці	v	м/с	—	0,580	2,320	0,580	—	0,544	2,176	0,544
Щільність води	ρ	кг/м ³	917,4				977,8			
Динамічна в'язкість води	μ	Па/с	0,0000166				0,0000412			
Кінематична в'язкість води	ν	м ² /с	1,80837E-08				4,21354E-08			
Число Рейнольдса	Re	—	—	3207306	6412943	3207306	—	1291076	2581480	1291076
Розрахункові втрати напору										
Втрати напору в конфузорі	$h_{конф}$	м в.ст.	—	—	0,005	—	—	—	0,005	—
Втрати напору в дифузорі	$h_{диф}$	м в.ст.	—	—	0,115	—	—	—	0,101	—
Втрати напору в трубопроводах	h_m	м в.ст.	—	0,004	0,128	0,0034	—	0,003	0,113	0,003
Втрати напору в перетворювачі витрати	$h_{расх}$	м в.ст.	1,68				1,48			
Втрати напору в кульових кранах	$h_{к.ш.}$	м в.ст.	0,002				0,002			
Втрати напору в фільтрах	$h_{ф}$	м в.ст.	—				—			
Втрати напору в грязьовику	$h_{гр}$	м в.ст.	—				—			
Втрати напору в відводах	$h_{отв.}$	м в.ст.	—				—			
Втрати напору на термометрах	$h_{терм.}$	м в.ст.	0,002				0,001			
Втрати напору на термодатчиках	$h_{т.д.}$	м в.ст.	1,68				1,48			
ЗАГАЛЬНІ ВТРАТИ НАПОРУ	h	м в.ст.	1,94				1,71			
					ТП 71 94 07 ПЗ					Арк.
										52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Загальна розрахункова втрата тиску на вузлі теплового вводу з вузлом обліку теплової енергії за розрахунковим графіком тепlopостачання становитиме:

$$h = h_1 + h_2 = 1,94 + 1,71 = 3,65 \text{ м вод.ст.}$$

Таблиця 5.2 – Результати розрахунків за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів

Найменування	Позна- чення	Оди- ниця	ДІЛЯНКИ ПО ТРУБОПРОВОДАМ								
			ПОДАВАЛЬНИЙ				ЗВОРОТНИЙ				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Вихідні параметри											
Діаметр трубопроводу	<i>D</i>	м	—	0,100	0,050	0,100	—	0,100	0,050	0,100	
Довжина звуження	<i>L</i> _с	м	—	—	0,1	—	—	—	0,1	—	
Довжина розширення	<i>L</i> _р	м	—	—	0,1	—	—	—	0,1	—	
Кут розкриття конфузору	<i>α</i>	град.	—	—	24,3	—	—	—	24,3	—	
Кут розкриття дифузору	<i>α</i>	град.	—	—	24,3	—	—	—	24,3	—	
Довжина ділянки	<i>l</i>	м	—	0,750	0,670	0,650	—	0,750	0,670	0,650	
Вагова витрата води	<i>G</i>	кг/год	23778				23778				
Робочий тиск (надлишковий)	<i>P</i>	МПа	0,785				0,196				
Еквівалентна шорсткість труб	<i>Δ</i>	мм	0,5				0,5				
Розрахункові параметри											
Площа перетину ділянки	<i>F</i>	м ²	—	0,0078	0,0019	0,0078	—	0,0078	0,0019	0,0078	
Периметр перетину ділянки	<i>Π</i>	м	—	0,314	0,157	0,314	—	0,314	0,157	0,314	
Об'ємна витрата води	<i>Q</i>	м ³ /ч	25,090				24,318				
Швидкість води на ділянці	<i>v</i>	м/с	—	0,887	3,550	0,887	—	0,860	3,441	0,860	
Щільність води	<i>ρ</i>	кг/м ³	947,7				977,8				
Динамічна в'язкість води	<i>μ</i>	Па/с	0,0000235				0,0000412				
Кінематична в'язкість води	<i>ν</i>	м ² /с	2,47652E-08				4,21354E-08				
Число Рейнольдса	<i>Re</i>	—	—	358163	716544	358163	—	204103	408220	204103	
			ТП 71 94 07 ПЗ								Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.									Підпис

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Розрахункові втрати напору										
Втрати напору в конфузорі	$h_{\text{конф}}$	м в.ст.	—	—	0,0125	—	—	0	0,0117	—
Втрати напору в дифузорі	$h_{\text{диф}}$	м в.ст.	—	—	0,269	—	—	0	0,253	—
Втрати напору в трубопроводах	h_m	м в.ст.	—	0,009	0,29	0,008	—	0,008	0,281	0,007
Втрати напору в перетворювачі витрати	$h_{\text{расх}}$	м в.ст.	3,93				3,7			
Втрати напору в кульових кранах	$h_{\text{к.ш.}}$	м в.ст.	0,005				0,005			
Втрати напору в фільтрах	$h_{\text{ф}}$	м в.ст.	0				0			
Втрати напору в грязьовику	$h_{\text{гр}}$	м в.ст.	—				—			
Втрати напору в відводах	$h_{\text{отв.}}$	м в.ст.	0				0			
Втрати напору на термометрах	$h_{\text{терм.}}$	м в.ст.	0,004				0,004			
Втрати напору на термодатчиках	$h_{\text{т.д.}}$	м в.ст.	3,934				3,696			
ЗАГАЛЬНІ ВТРАТИ НАПОРУ	h	м в.ст.	4,54				4,26			

Загальна розрахункова втрата тиску на вузлі теплового вводу з вузлом обліку теплової енергії за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів становитиме, м. вод.ст.

$$h = h_1 + h_2 = 4,54 + 4,26 = 8,8 \text{ м. вод.ст.}$$

За результатами розрахунку встановлення вузла обліку теплової енергії не завдасть особливого впливу на роботу основного обладнання індивідуального теплового пункту.

5.3 Розрахунок обмежувальних шайб

Діаметри отворів обмежувальних шайб визначаються за формулою, м

$$d_{\text{отв.}} = 10 \times \frac{\sqrt{G}}{\sqrt[4]{\Delta H}} \quad (5.13)$$

де G – розрахункова витрата гріючої води, т/год;

					ТП 71 94 07 ПЗ					Арк.
										54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ΔH – розрахунковий наявний напір для систем опалення, вентиляції та ГВП із урахуванням втрат тиску в обладнанні.

Для систем опалення та вентиляції опір діафрагми визначається з урахуванням необхідності погашення на ній усього наявного напору на вводі вузла приєднання за виключенням втрати тиску на трубопроводах та арматурі, регуляторах перепаду тиску РВ і температури РТ, приладах обліку та інших елементах вузла вводу.

Втрата тиску на діафрагмі обчислюється за формулою, м. вод. ст.

$$\Delta H = \Delta H_{HH} - \Delta H_{PB} - \Delta H_{PT} - \Delta H_{BOTE} - \Delta H_{ДОД}, \quad (5.14)$$

де $\Delta H_{HH} = (P_1 - P_2) \cdot 10$ – наявний напір на вводі теплового пункту, м вод. ст.;

P_1, P_2 – тиск мережного теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводі на вводі в тепловий пункт, кгс/см²;

$\Delta H_{PB}, \Delta H_{PT}, \Delta H_{BOTE}$ – втрата тиску на регуляторах перепаду тиску РВ, теплового потоку РТ та витратомірах теплотічильників BOTE відповідно, м вод. ст.;

$\Delta H_{ДОД}$ – додаткові втрати тиску в трубопроводах та арматурі вузла вводу, м вод. ст.

Для незалежного підключення систем опалення та вентиляції додатково враховуються втрати тиску на теплообміннику СО – ΔH^{TO}_{CO} , м вод. ст. та СВ – ΔH^{TO}_{CB} , м вод. ст.

Для систем ГВП, підключених до теплових мереж за паралельною схемою, додатково враховуються втрати тиску в теплообміннику – $\Delta H^{TO}_{ГВП}$, м вод. ст.

Для забезпечення роботи регулятора РВ від проміжного до повністю відкритого стану із урахуванням втрати тиску на повністю відкритому клапані регулятора РВ приймаємо $\Delta H_{PB} = 7$ м вод. ст.

Розрахунок діаметрів отворів обмежувальних шайб визначаються за формулою (5.13) з урахуванням втрат тиску на діафрагмі за формулою (5.14), представленні в таблиці 5.3.

Діаметри отвору обмежувальних шайб підлягають уточненню під час пуско-налагоджувальних робіт із урахуванням фактичних значень тиску у подавальному та зворотному трубопроводах на вводі тепломережі в ІТП.

Таблиця 5.3 – Розрахунок обмежувальних шайб за розрахунковим графіком теплопостачання

Назва системи	Наявний напір на вводі ΔH_{HH} , м вод.ст.	Втрати тиску в обладнанні, м вод.ст.					Розрахункова втрата тиску на діафрагмі, м вод.ст.	Розрахункова витрата гріючої води, т/год	Діаметр обмежувальної шайби, мм
		Вузол теплового вводу ΔH_{VOTE}	Регулятор витрати ΔH_{PVB}	Регулятор температури ΔH_{PT}	Додаткові втрати ΔH_{DOD}	Тепло-обмінник $\Delta H_{T/O}$			
Опалення	60	3,64	7	0,53	40	0,29	8,54	3,386	10,76
Вентиляція	60	3,64	7	0,46	40	0,20	8,70	7,846	16,31
ГВП	60	3,64	7	1,51	35	2,06	10,79	3,803	10,76

5.4 Висновки до розділу 5

У розділі 5 встановлено, що згідно розрахунків максимальної та мінімальної витрати теплоносія за розрахунковим графіком теплопостачання та за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів, прийнятий тип теплोलічильника забезпечує вимірювання спожитої теплової енергії у всьому діапазоні витрат теплоносія.

Прийнято теплोलічильник Multical®603 тип 603-F-4-56-8-33-2-00-00, з двома витратомірами ULTRAFLOW®54 DN50 тип 65-5-CKCE-XXX (фланцеві), з двома датчиками температури Pt500 тип 65-00-OCO-XXX для встановлення в гільзи NV22 L=90 мм на подавальному та зворотному трубопроводах вузла теплового вводу. Діапазон вимірювання теплोलічильника становить: $Q_{ном}=15,0$ м³/год $Q_{min}=0,15$ м³/год $Q_{max}=30,0$ м³/год.

Проведено розрахунок гідравлічних втрат у вузлі обліку та встановлено, що загальна розрахункова втрата тиску на вузлі теплового вводу з вузлом обліку теплової енергії за розрахунковим графіком теплопостачання становитиме 3,65 м вод.ст, а відповідно за графіком теплопостачання, адекватним реальній потребі споживачів складає 8,8 м. вод.ст. За результатами розрахунку встановлення вузла обліку теплової енергії не завдасть особливого впливу на роботу основного обладнання індивідуального теплового пункту.

Виконано розрахунок діаметрів отворів обмежувальних шайб для системи опалення, вентиляції та ГВП.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ВТРАТ В АБОНЕНТСЬКІЙ ТЕПЛОМЕРЕЖІ

Теплові витрати у водяних теплових мережах Q за звітний період визначаються як сума втрат теплової енергії через ізоляцію в трубопроводах теплової мережі від межі розподілу до вузла обліку теплової енергії $Q_{із}$, і втрат теплової енергії з непродуктивним витіканням води з мереж $Q_{вит}$, кВт

$$Q = Q_{із} + Q_{вит} \quad (6.1)$$

Нормативні значення середньорічних теплових втрат визначаються за наступними формулами:

- для ділянок підземної прокладки, кВт:

$$Q_{підз}^{ср.р.} = \sum \beta q_n l \quad (6.2)$$

- для ділянок надземної прокладки, кВт:

$$Q_{надз.п}^{ср.р.} = \sum \beta q_{н.п} l \quad (6.3)$$

$$Q_{надз.о}^{ср.р.} = \sum \beta q_{н.о} l \quad (6.4)$$

де $Q_{підз}^{ср.р.}$, $Q_{надз.п}^{ср.р.}$ та $Q_{надз.о}^{ср.р.}$ – нормативні середньорічні теплові витрати відповідно для ділянок підземної прокладки, подавального та зворотного трубопроводів ділянок надземної прокладки, Вт (ккал/год);

q_n – нормативні значення питомих теплових втрат подавального та зворотного трубопроводів водяних теплових мереж при підземній прокладці для кожного діаметру труб та типу прокладки, Вт/м (ккал/(м·год));

$q_{н.п}$ та $q_{н.о}$ – нормативні значення питомих теплових втрат двухтрубних водяних теплових мереж відповідно подавального та зворотного трубопроводу для кожного діаметру труб при надземній прокладці, Вт (ккал/(м·год));

l – довжина ділянки теплової мережі, яка характеризується однаковим діаметром трубопроводу та типом прокладки, м;

β – коефіцієнт місцевих теплових втрат, враховуючий теплові втрати арматури, опор та компенсаторів.

Нормативні значення питомих теплових втрат визначаються виходячи із діючих норм окремо для ділянок підземної прокладки різних типів та надземної прокладки відносно середньорічних умов роботи даної теплової мережі.

6.1 Втрати теплової енергії через ізоляцію в трубопроводах теплової мережі

Нормоване значення місячних теплових втрат через ізоляцію трубопроводів теплової мережі визначається за формулою, кВт:

$$Q_{із}^{міс} = (Q_{підз}^{ср.м} + Q_{надз.п}^{ср.м} + Q_{надз.о}^{ср.м}) \cdot n \quad (6.5)$$

де $Q_{із}^{міс}$ – нормоване значення місячних теплових втрат через ізоляцію трубопроводів, кВт;

$Q_{підз}^{ср.м}$, $Q_{надз.п}^{ср.м}$ та $Q_{надз.о}^{ср.м}$ – нормовані значення годинних втрат відповідно для всіх ділянок мережі підземної та надземної прокладки (подавального та зворотного трубопроводів), визначені відносно середньомісячних температур води та оточуючого середовища, кВт;

n – час роботи мережі в даному місяці, год.

Перерахунок нормованих значень середньорічних теплових втрат на їх середньомісячні значення виконується окремо для ділянок підземної та надземної прокладки (подавального та зворотного трубопроводів) за формулами:

- для ділянок підземної прокладки, кВт

$$Q_{підз}^{ср.м} = Q_{підз}^{ср.р} \frac{t_{п}^{ср.м} + t_{о}^{ср.м} - 2t_{гр}^{ср.м}}{t_{п}^{ср.р} + t_{о}^{ср.р} - 2t_{гр}^{ср.р}}, \quad (6.6)$$

- для ділянок подавальних трубопроводів надземної прокладки, кВт

$$Q_{надз.п}^{ср.м} = Q_{надз.п}^{ср.р} \frac{t_{п}^{ср.м} - t_{в}^{ср.м}}{t_{п}^{ср.р} - t_{в}^{ср.р}}, \quad (6.7)$$

- для ділянок зворотних трубопроводів надземної прокладки, кВт

$$Q_{надз.о}^{ср.м} = Q_{надз.о}^{ср.р} \frac{t_{о}^{ср.м} - t_{в}^{ср.м}}{t_{о}^{ср.р} - t_{в}^{ср.р}}, \quad (6.8)$$

де $t_{п}^{ср.м}$ та $t_{о}^{ср.м}$ – очікувані середньомісячні температури води в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, визначені по експлуатаційному температурному графіку при середньомісячній температурі зовнішнього повітря $t_{в}^{ср.м}$, °C;

$t_{п}^{ср.р}$ та $t_{о}^{ср.р}$ – середньорічні температури води в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, °C;

$t_{гр}^{ср.м}$ та $t_{гр}^{ср.р}$ – середньомісячна та середньорічна температури ґрунта на глибині залягання теплопроводів, °C;

$t_{в}^{ср.м}$ та $t_{в}^{ср.р}$ – середньомісячна та середньорічна температура зовнішнього повітря, °C.

За розрахункову температуру оточуючого середовища слід приймати:

- для трубопроводів надземної прокладки на відкритому повітрі – середню за рік температуру повітря;
- для трубопроводів надземної прокладки в приміщеннях – 20°C;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для трубопроводів підземної прокладки в тоннелях – 40°C;
- для трубопроводів підземної прокладки в каналах та безканально – середню за рік температуру ґрунту на глибині закладання вісі трубопроводу.

Нормовані значення річних теплових втрат через ізоляцію трубопроводів по тепломережі в цілому визначається як сума нормованих значень місячних теплових втрат.

6.2 Втрати теплової енергії з витоком води із теплових мереж

Втрати теплової енергії з витоком води із теплових мереж визначаються по методиці викладеній в [11]

Нормовані значення місячних теплових втрат з витоком води із тепломережі визначаються по формулі, МВт

$$Q_{\text{вит}}^{\text{міс}} = \alpha \cdot c \cdot V \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{\text{п}}^{\text{ср.м}} + t_{\text{о}}^{\text{ср.м}}}{2} - t_{\text{х}}^{\text{ср.м}} \right) \cdot n \cdot 10^{-6}, \quad (6.9)$$

де α – нормативне значення витоку із теплової мережі та місцевих систем, приймається 0,0025 м³/(год. · м³);

c – питома теплоємність води $c = 4,187$ кДж/(кг · К);

V – об'єм вказаної частини теплової мережі, м³;

ρ – густина води при температурі $(t_{\text{п}}^{\text{ср.м}} + t_{\text{о}}^{\text{ср.м}})/2$, кг/м³;

$t_{\text{х}}^{\text{ср.м}}$ – середньомісячна температура води, що поступає на джерело тепла для підживлення теплової мережі, може бути прийнята 5°C в зимовий період та 15°C в літній період;

$t_{\text{п}}^{\text{ср.м}}$ та $t_{\text{о}}^{\text{ср.м}}$ – середньомісячні температури води в подавальному та зворотному трубопроводах тепломережі, визначені по експлуатаційному температурному графіку при середньомісячній температурі зовнішнього повітря $t_{\text{в}}^{\text{ср.м}}$, °C;

n – час роботи тепломережі в даному місяці, год.

Нормовані значення річних теплових втрат з витоком води із теплової мережі визначається як сума нормованих значень місячних теплових втрат.

6.3 Розрахунок теплових втрат

Тепломережа, яка знаходиться на балансі «Абонента» від вузла приєднання в технічному коридорі на ділянці між ТК 242/7 та ТК 242/8 теплової мережі магістралі №2(3,7) СТ–1(ТЕЦ–5), РТМ «Печерськ» до ІТП будинку.

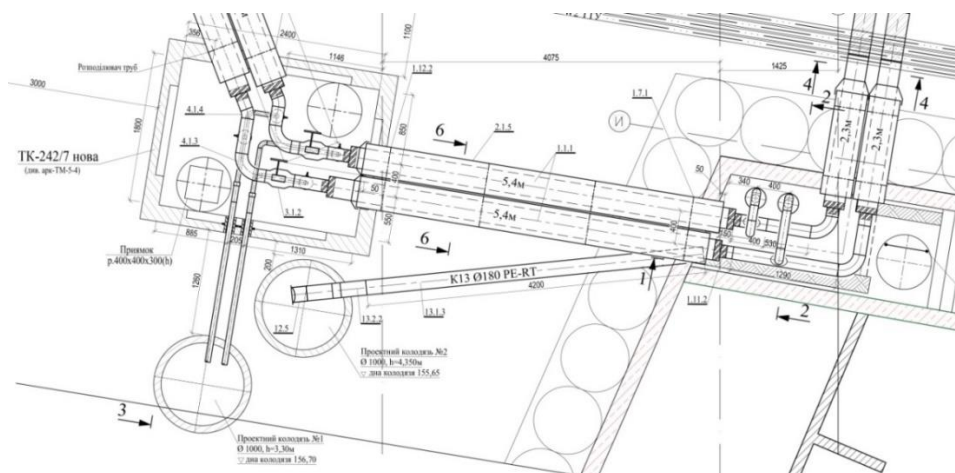


Рисунок 6.1 – Схема теплової мережі

Характеристики ділянок тепломережі: трубопроводи Ø108x4,0 довжиною 6,5 м. (подавальний трубопровід) та довжиною 7,4 м (зворотний трубопровід) від вузла підключення до тепломережі 2DN150 в технічному коридорі до вузла обліку теплової енергії прокладені в приміщеннях технічного коридору та ІТП.

Теплові втрати з витокм води із тепломережі. Мережі від вузла приєднання в технічному коридорі будинку прокладені в приміщеннях:

- 2Ø108x4,0 – L=13,9 м ($V=0,00785 \text{ м}^3/\text{пог.м}$).

Об'єм зовнішніх мереж:

$$V = 13,9 \times 0,00785 = 0,10912 \text{ м}^3.$$

В табл. 6.1 представленні результати розрахунку нормованих теплових втрат з витокм води із тепломережі за розрахунковим графіком теплопостачання обчислених за формулою (6.9).

Таблиця 6.1 – Результати розрахунку нормованих теплових втрат з витокм води із тепломережі за розрахунковим графіком теплопостачання

Звітний місяць (діб)	п, год	$t_{\text{в}}^{\text{ср.м.}}$ °C	$t_{\text{п}}^{\text{ср.м.}}$ °C	$t_{\text{о}}^{\text{ср.м.}}$ °C	$t_{\text{х}}^{\text{ср.м.}}$ °C	ρ , кг/м ³	$Q_{\text{вит}}^{\text{міс}}$ ккал
1	2	3	4	5	6	7	8
Жовтень (15)	360	8,1	70	32,5	5	987,8	4491
Листопад (30)	720	1,9	73,4	39,8		985,2	9985
Грудень (31)	744	-2,5	87,4	44,3		980,3	12116
Січень (31)	744	-4,7	94,2	46,5		977,8	12979
Лютий (28)	672	-3,6	92,2	45,8		978,6	11481

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Березень (31)	744	1	83	42,9		981,9	11558
Квітень (15)	360	9	70	30	15	988,4	3397
Травень (31)	744	15,2					7021
Червень (30)	720	18,3					6795
Липень (31)	744	19,8					7021
Серпень (31)	744	19					7021
Вересень (30)	720	13,9					6795
Жовтень (15)	360	8,1					3397
Річні втрати, Гкал							0,109
Річні втрати, МВт							0,127

Теплові втрати через ізоляцію трубопроводів прокладених в приміщеннях. Мережа споживача складається з трубопроводів 2Ø108×4,0 які прокладено від вузла підключення до тепломережі 2DN150 в технічному коридорі до вузла комерційного обліку теплової енергії споживача:

подавальний трубопровід -Ø108×4,0 - 6,5 м

зворотний трубопровід -Ø108×4,0 - 7,4 м

Середньорічна температура повітря в приміщеннях: +20°C.

Норми густини теплового потоку для трубопроводів, що прокладаються в приміщенні, [13] становлять:

- для трубопроводів Ду100 мм: $q_{н.о} = 18$ Вт/м

$q_{н.п} = 35$ Вт/м

В табл. 6. представленні результати розрахунку нормованих теплових втрат через ізоляцію трубопроводів прокладених в приміщенні за розрахунковим графіком теплопостачання обчислених за формулою (6.5).

Таблиця 6.2 – Результати розрахунку нормованих теплових втрат через ізоляцію трубопроводів прокладених в приміщенні за розрахунковим графіком теплопостачання

Звітній місяць (діб)	n, год	t _в ^{ср.м.} °C	t _п ^{ср.м.} °C	t _о ^{ср.м.} °C	t _{в.прим.} ^{ср.м.} °C	Q _{із} ^{міс} ккал
Жовтень (15)	360	7,5	70	32,5	20	86760
Листопад (30)	720	1,2	73,4	39,8		204480
Грудень (31)	744	−3,5	87,4	44,3		264120
Січень (31)	744	−5,9	94,2	46,5		290160
Лютий (28)	672	−5,2	92,2	45,8		255360
Березень (31)	744	−0,4	83	42,9	20	247752
Квітень (15)	360	7,5	70	31,5		85320
Квітень (15)	360	7,5	70	30		83160
Травень (31)	744	14,7				171864
Червень (30)	720	17,8				166320
Липень (31)	744	19,8				171864
Серпень (31)	744	18,7				171864
Вересень (30)	720	13,9				166320
Жовтень (15)	360	7,5				83160
Річні втрати, Гкал						2,449
Річні втрати, МВт						2,848

Сумарні нормовані теплові втрати в теплових мережах «Абонента» від точки приєднання в технічному коридорі на ділянці між ТК 242/7 та ТК 242/8 до вузла обліку теплової енергії, встановленого в приміщенні ІТП будинку, за розрахунковим графіком теплопостачання продемонстровані в табл. 6.3.

Таблиця 6.3 – Сумарні нормовані теплові втрати в теплових мережах

Звітний місяць (діб)	$Q_{віт}^{міс}$ Гкал	$Q_{із}^{міс}$ Гкал	$Q^{міс} = Q_{із}^{міс} + Q_{віт}^{міс}$ Гкал
1	2	3	4
Січень (31)	0,013	0,290	0,303
Лютий (28)	0,011	0,255	0,266

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						62

Продовження таблиці 6.3

1	2	3	4
Березень (31)	0,012	0,248	0,260
Квітень (30)	0,007	0,168	0,175
Травень (31)	0,007	0,172	0,179
Червень (30)	0,007	0,166	0,173
Липень (31)	0,007	0,172	0,179
Серпень (31)	0,007	0,172	0,179
Вересень (30)	0,007	0,166	0,173
Жовтень (30)	0,007	0,170	0,177
Листопад (30)	0,010	0,204	0,214
Грудень (31)	0,012	0,264	0,276
РІЧНІ, Гкал	0,107	2,447	2,554
РІЧНІ, МВт	0,124	2,845	2,97

6.4 Висновки до розділу 6

В 6 розділі виконано розрахунок теплових втрат в абонентській тепломережі. Встановлено теплові витрати у водяних теплових мережах за звітний період, які визначаються як сума втрат теплової енергії через ізоляцію в трубопроводах теплової мережі від межі розподілу до вузла обліку теплової енергії і втрат теплової енергії з непродуктивним витіканням води з мереж. Визначено сумарні нормовані теплові втрати в теплових мережах для кожного місяця.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

З технологічної частини проекту видно, що в проєктованому виробництві використовуються шкідливі, пожежо- і вибухонебезпечні речовини і матеріали; передбачено використання механічної, електричної і теплової енергій.

Проєкт виконано з урахуванням вимог охорони праці. У даному розділі на підставі аналізу шкідливих і небезпечних виробничих чинників в проєктному цеху розроблені заходи, направлені на створення здорових і безпечних умов праці та пожежної профілактики.

7.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці

Мікрокліматичні умови виробничих приміщень характеризуються такими показниками: температура повітря, відносна вологість повітря, швидкість руху повітря, інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінення, температура поверхні.

Джерелами додаткового підвищення температури повітря є: технологічне устаткування, яке має високі температури нагріву; нагріті до високих температур деталі і розплавлені матеріали, наприклад метал, скло; тепла енергія, яка виділяється рухомими механізмами – компресорами. Для підтримання нормативних параметрів мікроклімату в овочесховищі впроваджено систему вентиляції та кондиціонування повітря, а також теплоізовані трубопроводи системи тепlopостачання. Для вимірювання параметрів мікроклімату використовуються наступні прилади: ртутні та спиртові термометри (для вимірювання температури), психрометри (для визначення відносної вологості повітря), анемометри й кататермометри (для встановлення швидкості руху повітря). Також передбачено наступні заходи, згідно з ДСН 3.3.6.042–99:

- теплообмінне обладнання оснащується місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.;
- для запобігання від перегрівання при попаданні прямих сонячних променів в теплий період року;
- встановлення жалюзі та ін., від радіаційного охолодження в зимовий період року;
- екранування робочих місць.

Оптимальний мікроклімат в приміщенні забезпечується підтримкою теплової рівноваги між організмом і навколишнім середовищем, підтримкою на заданому рівні нормованих параметрів, що визначають мікроклімат – температура (t , °C), відносна вологість повітря (W , %), швидкість його переміщення (м/с). Оптимальні і допустимі

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

параметри мікроклімату для даних умов (категорія робіт і період року) приведено в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Величини параметрів мікроклімату приміщення

Період року	Категорія робіт	Температура, °С					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	Середньої тяжкості – II–б	17–19	21	23	15	13	40–60	75	0,2	До 0,4
Теплий		20–22	27	29	15	15	40–60	70 (при 25°С)	0,3	0,2–0,5

7.2 Розрахунок аерації цеху

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

Обчислюємо температуру повітря, що видаляється з верхньої зони приміщення:

$$t_{\text{вид}} = t_{\text{зовн}} + \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.з.}}}{m}, \quad (7.1)$$

де $t_{\text{зовн}}$ – температура зовнішнього повітря для м. Київ в теплий період року ($t_{\text{зовн}}=23,5^\circ\text{C}$);

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

$t_{\text{р.з.}}$ – температура повітря, що поступає в робочу зону ($t_{\text{р.з.}}=t_{\text{зовн.}}=23,5^\circ\text{C}$);

m – коефіцієнт, приймаємо рівним 0,53.

$$t_{\text{вид.}} = 23,5 + \frac{24 - 23,5}{0,53} = 24,5^\circ\text{C}$$

Обчислюємо питому вагу повітря, кг/м³

$$\rho = \frac{353}{t+273}, \quad (7.2)$$

$$\rho_{\text{зовн.}} = \frac{353}{23,5+273} = 1,191 \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_{\text{вид.}} = \frac{353}{24,5+273} = 1,186 \text{ кг/м}^3.$$

Розподілений тиск обчислюємо за формулою, кг/м³

$$\Delta\rho_{1,2} = h \times (\rho_{\text{зовн.}} - \rho_{\text{вид.}}), \quad (7.3)$$

де h – відстань між осями прорізів ($h=10$ м)

$$\Delta\rho_{1,2} = 10 \times (1,191 - 1,186) = 0,05 \text{ кг/м}^2.$$

Втрати тиску на прохід повітря через припливні отвори можна визначити за формулою, кг/м²

$$\Delta\rho_1 = \beta \times \Delta\rho_{1,2}, \quad (7.4)$$

де β – частина різниці тисків, яка використовується на прохід повітря через припливні отвори, ($\beta=0,2$).

$$\Delta\rho_1 = 0,2 \times 0,05 = 0,01 \text{ кг/м}^2$$

Втрати тиску на прохід повітря через ліhtar визначаємо за формулою, кг/м²

$$\Delta\rho_2 = \Delta\rho_{1,2} - \Delta\rho_1, \quad (7.5)$$

$$\Delta\rho_2 = 0,05 - 0,01 = 0,06 \text{ кг/м}^2$$

Обчислюємо площу прийомів в стіні $F_{\text{прип.}}$ і площу прийомів світильника $F_{\text{світ.}}$

$$F_{\text{прип.}} = \frac{G_{\text{припливне}}}{3600 \times \sqrt{\frac{2 \times g \times \rho_{\text{зовн.}} \times \Delta\rho_1}{\varepsilon_1}}}; \quad (7.6)$$

$$F_{\text{прип.}} = \frac{42000}{3600 \times \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 1,191}{3,7} \times 0,01}} = 46,42 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{світ.}} = \frac{G_{\text{питома}}}{3600 \times \sqrt{\frac{2 \times g \times \rho_{\text{вид.}} \times \Delta\rho_2}{\varepsilon_2}}}; \quad (7.7)$$

$$F_{\text{світ.}} = \frac{30000}{3600 \times \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 1,186}{4,1} \times 0,06}} = 20 \text{ м}^2.$$

де $G_{\text{припливне}}$ – кількість повітря, яке повинно надходити в приміщення, м³,

$G_{\text{питома}}$ – кількість повітря, яке видаляється, м³.

7.3 Виробниче освітлення

Для нормальної зорової роботи з обчислювальним комплексом створюються умови, за яких знижується ризик виникнення професійних захворювань або виробничого травматизму. Для нормальної роботи оператора комп'ютерної установки забезпечується відповідне освітлення приміщення. Для цього визначаємо вид зорових робіт, які будуть

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виконуватися при нормальній роботі обладнання, ремонті та аварійному режимі. Норми освітленості і КПО цеху, відповідно до ДБН В.2.5–28:2018, занесемо до таблиці 7.2.

Таблиця 7.2. Норми освітленості і КПО приміщення, згідно ДБН В.2.5–28:2018

Розряд і підрозряд зорової роботи	Освітленість, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Суміщене
	Комбіноване	Загальне	Верхнє і бічне	Верхнє і бічне
IVв	400	200	4 і 1,5	2,4 і 0,9

Для освітлення виробничого приміщення використовуються люмінесцентні лампи з денним світлом типу ЛД – 40(G13) та світильники з світлодіодними лампами LED з потужністю 20 Вт в холодильній камері. В овочесховищі передбачено пристрій аварійного евакуаційного освітлення – мінімальна освітленість 1 лк на вулиці і 2 лк в приміщенні.

Для контролю освітленості передбачено люксметр типу Ю–117.

7.4 Виробничий шум та вібрації

Одним з головних умов організації роботи промислового підприємства є контроль рівня шуму і вібрацій, які негативно впливають на здоров'я обслуговуючого персоналу. Основними джерелами шуму в приміщеннях для роботи теплопункту є насоси.

Рівень шуму на виробництві залежить від одночасної роботи всього обладнання, і не повинен перевищувати 80 дБА, згідно ДСН 3.3.6.037–99 [18]. Фактичне значення складає 78 дБА, що відповідає вимогам.

Відповідно до [19], нормуються допустимі величини віброшвидкості (Дб, м/с) або віброприскорення (Дб, м/с²) відповідно:

– трубопроводи з середньгеометричною частотою смуг 31,5 Гц відповідно для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 57 Дб або 0,224 м/с²; для 1/1 окт: 92 Дб або 0,2 м/с, 62 Дб або 0,4 м/с²;

– насоси з середньгеометричною частотою смуг 40 Гц для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 59 Дб або 0,29 м/с².

Влаштування віброізоляції знижує коливання від працюючого устаткування, сприяє зменшенню шуму і збільшує надійність будівельних конструкцій.

– Віброізолюючі елементи:

а) у вигляді окремих опор:

– пружинні віброізолятори, основним робочим елементом яких, є одна або кілька сталевих гвинтових пружин;

– пружні прокладки, які нерідко мають складну форму;

б) у вигляді шару пружного матеріалу, що укладається між машиною і фундаментом;

в) у вигляді плаваючої підлоги на пружній основі. Підлога на пружній основі являє собою залізобетонну стяжку, влаштовану на пружній основі поверх несучої плити перекриття будівлі.

Також при установці надпотужних промислових компресорів обов'язковою умовою є організація для них локальних фундаментів, відокремлених від конструкції будівель.

Для поглинання шуму від роботи конденсатора використовується пористий акустичний поролон, який розсіює звукову енергію і перетворює її в теплову. Для збільшення звукоізоляції працюючих компресорів використовується непориста, еластична самоклеюча звукоізоляція на кам'яній основі.

Для контролю шуму і вібрації використовується шумомір і вібратор АСВШ–МГ4.

7.5 Електробезпека

В системі теплонасосного опалення використовуються споживачі енергії, а саме: тепловий насос, електронагрівач для системи опалення, акумуляюча ємність для гарячого водопостачання та циркуляційні насоси. Вони живляться від 3–х фазної чотирьохпровідної мережі з глухозаземленою нейтраллю та зануленням, напругою 380/220 В.

Основними причинами ураження електричним струмом є:

- 1 Використання несправних ручних електроінструментів;
- 2 Випадковий дотик до неізованих струмопровідних частин електроустаткування;
- 3 Застосування нестандартних або несправних переносних світильників напругою 220 В чи 127 В;
- 4 Робота без надійних захисних засобів та запобіжних пристосувань;
- 5 Дотик до незаземлених корпусів електроустаткування, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції;
- 6 Недотримання правил улаштування, технічної експлуатації та правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок та ін.

Для захисту людини від ураження електричним струмом при випадковому дотику до струмоведучих частин електроустановок проектом передбачені наступні заходи:

1 Ізоляція струмоведучих частин, запобігає контакту зі струмоведучими частинами. При монтажі системи електропостачання опір ізоляції становить не нижче 1кОм/В, надалі контролюватиметься щорічно перед кожним опалювальним сезоном. Опір ізоляції буде не нижче 0,5кОм/В. Гранично допустимі напруження дотику й струм, що проходить через людину при нормальному (неаварійному) режимі роботи електроустановки згідно [14], рівні $U_{пр}=2В$, $I_{пр}=0,3мА$ (змінний струм).

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Розташування струмоведучих частин на недоступній висоті. Освітлення приміщення теплонасосної – стельові світильники з лампами розжарювання, напруга живлення 220В, висота підвісу 3 м. Підведення живлення виробляється таким чином, щоб не перетиналися минаючими проходами й трубопроводами. Всі кабелі включені в спеціальні короби.

3 Застосування засобів орієнтації в електроустановці (маркування й відповідне фарбування коробів і проводів).

4 Приміщення теплонасосної має окремий вхід з металевими дверима, що виключає можливість влучення в небезпечне приміщення сторонніх. Всі роботи з монтажу, підключенню й ремонту електроустановки виконуватимуться виключно фахівцями з відповідними допусками та кваліфікацією.

З метою захисту людей від ураження електричним струмом при аварійних режимах роботи корпус теплового насосу заземлено – навмисно електрично з'єднано з заземлювачем, опір якого не перевищує 4 Ом, згідно вимог ГОСТ 12.1.030–81.

7.6 Безпека виробничих процесів та обслуговування обладнання

Передбачено заходи для забезпечення безпечних умов праці. За рахунок використання приладів автоматизації мінімізовано контакт персоналу з сировиною та робочими механізмами.

Основними причинами аварійних ситуацій на даному об'єкті можуть бути:

- відмова систем автоматизації процесів;
- виток речовини в результаті пошкодження трубопроводу;
- розгерметизація корпусів апаратів і, як наслідок, потрапляння сумішей хімічних речовин у простір цеху;
- порушення роботи насосів в результаті пошкоджень або раптового відключення від електромережі, що може спричинити пошкодження трубопроводів та апаратів;
- небезпека отримання хімічних опіків внаслідок розливу кислот чи лугів;
- отримання термічних опіків у разі неправильного поводження з нагрітими апаратами.

Персонал допускається до роботи з обладнанням тільки після проходження спеціального навчання, первинного та повторного інструктажу з охорони праці і техніки безпеки. Після цього працівники отримують посвідчення про здачу іспиту на право роботи на даному виді устаткування.

Для уникнення аварійних ситуацій проектом передбачено комплекс заходів:

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Застосування системи комплексної механізації, автоматизації та дистанційного керування виробничих процесів, що зменшує безпосередній контакт персоналу з матеріалами та обладнанням;

2 Передбачено систему контролю і попереджувальної сигналізації при виникненні небезпечних ситуацій на виробництві;

3 Забезпечення можливості аварійного електропостачання;

4 Утримання приладів в справному стані та забезпечення планово–попереджувальних ремонтів та техоглядів;

5 Складання документації щодо вимог безпеки, з монтажу, експлуатації, зберігання і ремонту обладнання;

6 Проведення інструктажів з охорони праці та безпеки експлуатації обладнання.

7.7 Пожежна безпека

Пожежна безпека входить в комплекс заходів з охорони праці. Організаційна робота з пожежної безпеки на об'єктах господарювання включає широкий спектр заходів:

1 створення умов для безпечної праці,

2 мінімізації ризику виникнення пожеж,

3 своєчасне і повноцінне забезпечення технічними засобами для запобігання займання та усунення самих пожеж та їх наслідків,

4 контроль дотримання протипожежних вимог і норм законодавства,

5 розробка і впровадження регламентів по гасінню пожеж, евакуації та порятунку з місць пожежі й задимлення людей і майна (матеріальних цінностей),

6 внутрішнє і зовнішнє навчання співробітників.

Приміщення теплового пункту, згідно з [22], відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі може бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи порушення вимог обслуговуючим персоналом правил пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Приміщення теплового пункту не відноситься до вибухонебезпечних, тому що тут не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей.

Основні засоби попередження пожеж, передбачені проектом:

– застосування електрообладнання, яке задовольняє вимогам електростатичної електробезпеки по ГОСТ 12.1.018–79;

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті фабрики;
- Основні технічні рішення згідно системи протипожежного захисту:
- проектом передбачено, що тепловий пункт має індивідуальний вихід;
 - для пожежної сигналізації застосовано пристрої охоронної сигналізації УОТС11, які працюють з димовими та тепловими датчиками. Датчики встановлено на стелі;
 - передбачено первинні засоби пожежогасіння: вогнегасники ОУ–5 ГОСТ 7276– 77, ящик с піском, щільна тканина, лопата. Вогнегасник розташовано біля входу у тепловий пункт;
 - проектом заплановано, що електродвигуни, електродроти та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та ін. аварійних режимів;
 - плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;
 - на електродвигуни, світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно стандартів;
 - проектом передбачено, що з'єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконуються за допомогою опресовки, зварювання, пайки;
 - переносні світильники мають скляні ковпачки та сітки;
 - передбачено стаціонарне застосування водяного пожежогасіння з пожежними кранами у настінних шафах.

7.8 Висновки до розділу 7

В цьому розділі були розглянуті такі проблеми: виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів, заходи з охорони праці, розрахунок аерації цеху, виробниче освітлення, виробничий шум та вібрації, електробезпека. Безпека виробничих процесів та обслуговування обладнання, пожежна безпека.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Системою теплопостачання будинку якого я розраховував передбачено від вбудованого ІТП, де запроектовано комерційний облік теплової енергії, приготування води для потреб опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Загальні теплові навантаження ІТП: $Q_{оп} = 0,315$ МВт; $Q_{в} = 0,730$ МВт; $Q_{ГВП\ c} = 0,058$ МВт; $Q_{ГВП\ макс.} = 0,176$ МВт; $Q_{ГВП\ доб.} = 0,465$ МВт; сумарне $Q_{заг..ГВП\ c.} = 1,103$ МВт; сумарне $Q_{заг..ГВП\ макс.} = 1,221$ МВт.

Системи опалення та вентиляції приєднуються до теплових мереж по незалежним схемам через пластинчасті теплообмінники, а відповідно система гарячого водопостачання приєднується до теплових мереж через пластинчастий теплообмінник по одноступеневій паралельній схемі.

Приєднання систем опалення, вентиляції та ГВП до теплових мереж виконується через відповідні модульні блоки, які включають в себе такі комплектуючі: теплообмінник пластинчастий, циркуляційний насос, регулятор температури з електроприводом, регулятор постійності перепаду тиску, вузол підживлення з підвищувальними насосами, контрольно-вимірювальні приладами та щит керування з частотним регулюванням насосів.

Регулювання теплової потужності по опаленню, вентиляції та ГВП здійснюється регуляторами температури з керуванням від щитів автоматизації модульних блоків. Для систем опалення та вентиляції застосовано регулювання з корекцією по температурі зовнішнього повітря.

Під час проектування модульного ІТП встановлено ряд таких його переваг, як висока економічність; повна автоматизація; зниження експлуатаційних витрат на 40–60%; компактність; простота транспортування і монтажу теплового пункту на об'єкті; безшумність роботи.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: навч. посіб. / М.Ф. Боженко, В.П. Сало. – Київ : ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 192 с.
2. ДБН В.2.5–39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. [Чинні від 2009–01–07]. Київ, 2009. 56с. (Інформація та документація).
3. ДБН В.2.5–67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинні від 2014–01–01]. Київ, 2013. 240с. (Інформація та документація).
4. 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. – 207 с.
5. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учебн. пособие для вузов./ Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4–е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с., ил.
6. Розрахунок теплообмінних апаратів[Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика», освітньо–професійної програми «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження», освітньо–кваліфікаційного рівня «бакалавр»./ Укладачі: І.О. Назарова, Н.О. Притула; КПІ ім. Ігоря Сікорського.–Електронні текстові дані (1 файл: 1,6Мбайт).–Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020.–51с.
7. Практикум з тепломасообміну. Стаціонарна теплопровідність без внутрішніх джерел теплоти[Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика», освітнього ступеня «бакалавр». / Укладач: І.Е. Фуртат, Н.О. Притула; КПІ ім. Ігоря Сікорського.–Електронні текстові дані (1 файл: 1,8Мбайт).–Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021.–53с.
8. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. / Е.Я. Соколов. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472с. 5 Проектирование тепловых пунктов. СП 41 – 101–95. – Москва: Госстрой России – 1999. – 79 с
9. Міністерство палива та енергетики України Наказ 14.02.2007 N 71 Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 5 березня 2007 р. за N 197/13464 – Назва з екрана <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0197-07#Text>
10. Проектирование тепловых пунктов. СП 41 – 101–95. – Москва: Госстрой России – 1999. – 79 с.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. МУ 34–70–080–84 «Методические указания по определению тепловых потерь в водяных и паровых тепловых сетях» – Назва з екрана
<https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293828/4293828384.htm>

12. РД 34.09.255–97 «Методические указания по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях» – Назва з екрана
<https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294816/4294816578.htm>

13. СНиП 2.04.14–88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой СССР.— М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 32 с.

					ТП 71 94 07 ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ І ТВОРЧИХ ДОСЯГНЕНЬ

Роговика Юрія Юрійовича

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

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	3D модель індивідуального теплового пункту в системі AutoCad. РОГОВИК Ю.Ю., студент гр. ТП-71 Керівник – доц., к.т.н. Притула Н.О	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.	Притула Н.О.,

Автор

Юрій РОГОВИК

Додаток Б



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:
1008290338

Дата перевірки:
14.06.2021 12:42:07 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
14.06.2021 12:44:05 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: Rogovik_bakalavr

Кількість сторінок: 53 Кількість слів: 10654 Кількість символів: 69878 Розмір файлу: 1.46 MB ID файлу: 1008359253

10.1% Схожість

Найбільша схожість: 5.96% з джерелом з Бібліотеки (ID файлу: 1008324160)

7.16% Джерела з Інтернету

53

Сторінка 55

7.88% Джерела з Бібліотеки

35

Сторінка 55

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

0.74% Вилучень

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

0.13% Вилучення з Інтернету

66

Сторінка 56

0.64% Вилученого тексту з Бібліотеки

135

Сторінка 56

Модифікації

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

Замінені символи

322

Погоджено :	Зам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № орг.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								</
-------------	-------------	---------------	-------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----

Инв. № опус.

<i>Зм.</i>	<i>Кільк.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ док.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 71 94 07 ПЗ	Пояснювальна записка	76	
3	A1	ТП–71 94 007 001 ТКМ	Теплова схема	1	
4	A1	ТП–71 94 007 002 ТКМ	Розташування обладнання. План на відм. 0.000	1	
5	A1	ТП–71 94 007 003 ТКМ	План ІТП з розташуванням трубопроводів системи опалення; системи вентиляції та ГВП	1	
6	A1	ТП–71 94 007 004 ТКМ	План на відм. +2,500 Розріз 1–1; 2–2; 3–3;4–4	1	
7	A3	ТП–71 94 007– ТКМ.С	Специфікація обладнання, виробів та матеріалів	2	

				ТП 71 94 07		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Роговик			Відомість дипломного проєкту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Притула					1
Консульт.	—				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ Кафедра ТПТ	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					