

**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) (ім'я, прізвище)

“ ____ ” _____ 20__ р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Центральний тепловий пункт для багатоквартирного
житлового будинку в м. Енергодарі Запоріжської обл.

Виконав : студент IV курсу, групи ТП-71

_____ Мішко Павло Ілліч

(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Керівник

_____ ст. вик. Микола ГОЛІЯД

(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

_____ (підпис)

Консультант

Охорона 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**

_____ Мішку Павлу Іллічу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Центральний тепловий пункт для багатоквартирного житлового будинку в м. Енергодарі Запорізької обл.

керівник проекту Голіяд Микола Никифорович, старший викладач _____,
(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 Кількість поверхів – 9; Кількість мешканців 460 чоловік; розміри будинку 18×120×30 м; кількість під'їздів - чотири; кількість будинків – один. Теплова мережа з температурним режимом – 150/70°C. Незалежна схема опалювання.

4. Зміст пояснювальної записки

1. Розробка схеми теплового пункту та її опис.

2. Розрахунок теплової схеми:

2.1. розрахунок навантажень та підігрівача системи опалення;

2.2 розрахунок навантажень та підігрівача ГВП;

3. Вибір циркуляційних насосів систем опалення та ГВП.

4. Вибір розширювального баку системи опалення.

5. Компонування обладнання ЦТП.

6. Охорона праці.

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

1. Теплова схема ЦТП. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

2. Підігрівач системи ГВП. ЕСКД, А1 – 1 аркуш.

3. Компоновка обладнання у тепловій пункті. План на відмітці – 0.000. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

4. Компоновка обладнання в ТП. Розрізи А-А та Б-Б. СПДБ, А1-1 арк.

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 19.05.21 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1.	Визначення теплового навантаження споживачів	21.05.21 р.	
2.	Розробка схеми ЦТП	23.05.21 р.	
3.	Розрахунок системи опалення	25.05.21 р.	
4.	Розрахунок системи ГВП	28.05.21 р.	
5.	Вибір основного обладнання	30.05.21 р.	
	Графічна частина		
1.	Теплова схема ЦТП	04.06.21 р.	
2.	Підігрівач системи ГВП	07.06.21 р.	
3.	Розташування обладнання (план на відм. 0,000 м.)	10.06.21 р.	
4.	Розташування обладнання (розрізи 1-1, 2-2)	13.06.21 р.	
	Оформлення пояснювальної записки	16.06.21 р.	

Студент

(підпис)

Павло МІШКО

(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Микола ГОЛЯД

(ім'я, прізвище)

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: «Центральний тепловий пункт для багатоквартирного будинку в м. Енергодарі, Запорізької обл.»

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Центральний тепловий пункт для багатоквартирного житлового будинку в м. Енергодарі Запорізької обл.»: пояснювальна записка на 68 с., 12 рис., 10 табл., 14 бібліографічних найменувань; 4 креслення ф. А1.

Об'єкт розробки- центральний тепловий пункт багатоквартирного житлового будинку.

Мета проекту- забезпечення споживачів квартир будинку нормованою температурою мережевої води із систем гарячого водопостачання та опалення.

Наведені розрахунки теплового навантаження на опалення та на гаряче водопостачання. За значеннями витрат води та необхідного напору для насосів підібрані циркуляційні насоси для системи опалення, гарячого водопостачання та підживлювальні насоси для системи опалення. Задаючись об'ємом води в системі опалення розрахований мінімальний об'єм води для розширювального баку та підібраний тип баку згідно каталогу фірми-виготовлювача.

Розраховані пластинчаті теплообмінники систем опалення та гарячого водопостачання центрального теплового пункту.

Передбачені заходи з охорони праці для безпечного виконання своїх обов'язків працівників теплового пункту.

На кресленнях наведені:

- схема центрального теплового пункту;
- розташування обладнання в центральному тепловому пункті (план загального виду розташування та його розрізи);
- креслення загального вигляду двоступеневого теплообмінника гарячого водопостачання.

Ключові слова: центральний тепловий пункт, система опалення, система гарячого водопостачання, теплообмінник, температура, насос, бак, вода, пластина.

ANNOTATION

Diploma project of the first (bachelor's) level of higher education on the topic: "Central heating point for an apartment building in the city of Energodar, Zaporizhia region ": explanatory note on 68 p., 12 fig., 10 table., 14 bibliographic names; 4 drawings f. A1.

The object of development is the central heating point of an apartment building.

The purpose of the project is to provide consumers of apartments in the house with a normalized temperature of mains water from hot water supply and heating systems.

Calculations of heat load for heating and hot water supply are given. Circulation pumps for heating system, hot water supply and feed pumps for heating system are selected according to the values of water flow and required pressure for pumps. Given the volume of water in the heating system, the minimum volume of water for the expansion tank is calculated and the type of tank is selected according to the manufacturer's catalog.

The plate heat exchangers of the heating and hot water supply systems of the central heating point are calculated.

Occupational safety measures are provided for the safe performance of their duties by employees of the heating plant.

The drawings show:

- scheme of the central heating point;
- location of equipment in the central heating point (plan of the general layout and its sections);
- drawing of the general view of the two-stage heat exchanger of hot water supply.

Key words: central heating point, heating system, hot water supply system, heat exchanger, temperature, pump, tank, water, plate.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Центральный тепловой пункт для многоквартирного жилого дома в г.- Энергодаре Запорожской обл.»: Пояснительная записка на 68 с., 12 рис., 10 табл., 14 библиографических наименований; 4 чертежа ф. А1.

Объект разработки- центральный тепловой пункт многоквартирного жилого дома.

Цель проекта- обеспечения потребителей квартир дома нормированной температурой сетевой воды из систем горячего водоснабжения и отопления.

Приведенные расчеты тепловой нагрузки на отопление и на горячее водоснабжение. По значениям расхода воды и необходимого напора для насосов подобраны циркуляционные насосы для системы отопления, горячего водоснабжения и подпиточные насосы для системы отопления. Задаваясь объемом воды в системе отопления рассчитан минимальный объем воды для расширительного бака и подобран тип бака согласно каталогу фирмы-изготовителя.

Рассчитаны пластинчатые теплообменники систем отопления и горячего водоснабжения центрального теплового пункта.

Предусмотрены мероприятия по охране труда для безопасного выполнения своих обязанностей работников теплового пункта.

На чертежах приведены:

- схема центрального теплового пункта;
- расположение оборудования в центральном тепловом пункте (план общего вида расположения и его разрезы)
- чертежи общего вида двухступенчатого теплообменника горячего водоснабжения.

Ключевые слова: центральный тепловой пункт, система отопления, система горячего водоснабжения, теплообменник, температура, насос, бак, вода, пластина.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	11
1 Теплове навантаження багатоквартирного житлового будинку	12
1.1 Розрахунок теплового навантаження на опалення будинку.....	12
1.2 Розрахунок теплового навантаження на гаряче водопостачання	18
1.3 Висновки до розділу 1.....	20
2 Опис принципової схеми теплового пункту	21
2.1 Вузол опалення	21
2.2 Вузол гарячого водопостачання.....	22
2.3 Висновки до розділу 2.....	24
3 Підігрівач системи опалення	25
3.1 Вихідні дані та тепловий розрахунок.....	25
3.2 Гідравлічний розрахунок.....	29
3.3 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	30
3.4 Висновки до розділу 3.....	32
4 Підігрівач системи ГВП	33
4.1 Вихідні дані та тепловий розрахунок.....	33
4.2 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	35
4.3 Розрахунок теплообмінника першої ступені підігріву.....	35
4.4 Розрахунок теплообмінника другої ступені підігріву.....	42
4.5 Висновки до розділу 4.....	48
5 Вибір циркуляційних насосів системи опалення та гарячого водопостачання.....	49
5.1 Вибір циркуляційного та підживлювального насосу системи опалення.....	49
5.2 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання.....	52
5.3 Висновки до розділу 5.....	54
6 Вибір розширювального баку системи опалення.....	55
6.1 Розрахунковий об'єм води.....	55
6.2 Мінімальний об'єм розширювального баку.....	56
6.3 Висновки до розділу 6.....	56

					ТП 71 99 06 ПЗ			
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Мішко			Центральний тепловий пункт. Пояснювальна записка	Стадія	Арк.	Аркушів
Керівник		Голіяд				ДПБ	7	68
П. Контр.						КНІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ		
Н. Контр.		Боженко						
Зав.каф.		Варламов						

7 Охорона праці.....	58
7.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів на проєктованому об'єкті. Заходи з охорони праці.....	58
7.2 Пожежна безпека.....	63
7.3 Висновки до розділу 7.....	65
Висновки.....	66
Перелік посилань.....	67
Додатки	
Додаток А	
Перевірка дипломного проєкту на академічну доброчесність.....	68

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

t – температура;

Q – витрата теплоти;

G – витрата води;

F – площа поверхні нагріву;

α - коефіцієнт тепловіддачі;

κ - коефіцієнт теплопередачі;

W – швидкість руху теплоносіїв;

D – діаметр патрубків;

P – тиск;

V – об'єм води;

A – температурний множник;

Re – число Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

λ - коефіцієнт теплопровідності;

ρ - густина.

Індекси:

– нижні:

о – параметри опалення;

оп – параметри опалювальних приладів;

г – параметри гарячої води;

х – параметри холодної води;

в – параметри вентиляції;

г.в – параметри гарячого водопостачання;

р – розрахункова величина;

з – параметри зовнішнього повітря;

вн – параметри внутрішнього повітря;

с – параметри біля стінки та пристінного шару води;

пл – параметри пластина теплообмінного апарату;

рец – параметри рециркуляційної води;

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– верхні:

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

ср – середнє значення;

рік – річне значення;

л – параметри літнього періоду;

Скорочення:

ТОА – теплообмінний апарат;

ГВП – гаряче водопостачання;

ТН – теплоносій;

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Тепловий пункт - сукупність основного додаткового обладнання та арматури, що розташовані в окремому приміщенні, які дозволяють змінювати температурний та гідравлічний режими теплоносія, забезпечувати облік та регулювання витрати теплової енергії та теплоносія. [1,2].

По способу регулювання відпуску теплоти розрізняють якісне (з ТЕЦ), центральне та кількісне (групове) на відповідних теплових пунктах шляхом змінення витрат гріючого теплоносія мережевої води.

Теплові пункти також виконують функцію захисту місцевих систем тепlopостачання від попадання гострої мережевої води від ТЕЦ.

Центральні теплові пункти (ЦТП) [2] можуть обслуговувати як один багатоквартирний житловий будинок, так і групу таких будинків. Вони, зазвичай, знаходяться в підвальному або технічному приміщенні будівлі, але іноді можуть розміщуватися в окремій будівлі [2].

Основними елементами центрального теплового пункту є: водо-водяні теплообмінні апарати (опалення та гаряче водопостачання), циркуляційні насоси (основні та резервні), фільтри, лічильники теплоти та витрат води, електронні вимірювальні прилади та запірно-регулююча апаратура.

Останнім часом широке застосування отримали розбірні пластинчаті теплообмінники. До їх переваг відносять менші об'ємні габарити та вагу в порівнянні з кожухотрубними апаратами, легші в обслуговуванні та експлуатації, мають більший строк служби та більші коефіцієнти теплопередачі.

Фільтри-грязьовики виконують функцію захисту мережі багатоквартирного житлового будинку від різних твердих включень які попадають з центральної теплової мережі від ТЕЦ. Головна вимога для фільтра – не створювати великі додаткові опори.

В системах встановлюють розширювальні баки, щоб вони компенсували зміну густини місцевої мережевої води, яка залежить від зміни температури.

В цьому дипломному проекті розроблений центральний тепловий пункт для житлового будинку в м. Енергодарі Запорізької обл.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ БАГАТОКВАРТИРНОГО ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ

1.1 Розрахунок теплового навантаження на опалення

1.1.1 Вихідні дані для розрахунків:

Кількість поверхів – 9;

Кількість мешканців – 460 людей.;

Кількість квартир у будинку – 144;

Розміри будинку – 18х120х30 м

Температурний графік – 150/70 °С;

Населений пункт – м. Енергодар, Запорізька обл.;

Характеристика стін – цегляні з повітряним прошарком на важкому розчині, товщина

$\delta_1 = 565$ мм (товщина прошарку $\delta_0 = 50$ мм).

Характеристика перекриття – з горищем, збірні залізобетонні панелі товщиною 160 мм;
утеплювач – шлак товщиною $\delta_2 = 200$ мм.

Характеристика засклення – подвійне в дерев'яних сполучених рамах

Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_{\text{вн}} = 22$ °С [3]

1.1.2 Кліматологічні дані для м.Енергодар, Запорізька обл. [3]:

-тривалість опалювального періоду – $n_o = 166$ діб;

-розрахункова температура на опалення – $t_{\text{по}} = -21$ °С;

-середня температура навколишнього середовища опалювального періоду – $t_{\text{н}}^{\text{ср.о}} = 0,6$ °С.

1.1.3 Втрати теплоти в приміщеннях житлового будинку, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою [4] :

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{осн.}} + Q_{\text{дод.}}, \quad (1.1)$$

де $\Sigma Q_{\text{осн.}}$ – загальні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни та двері, вікна, перекриття для останнього поверху, підлога для першого поверху), кВт;

$Q_{\text{дод.}}$ – додаткові втрати (орієнтація приміщення за сторонами світу, інфільтрація зовнішнього повітря, дві та більше кутові зовнішні стіни), кВт.

1.1.4 Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, кВт, розраховуються для кожної позиції за формулою [4] :

$$Q_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о.}}) n_i, \quad (1.2)$$

де k_i – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій, Вт/(м² · К);

F_i – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій, м²;

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$t_{\text{вн}}$ – внутрішня температура повітря приміщення, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{р.о.}}$ – розрахункова температура навколишнього повітря на опалення, $^{\circ}\text{C}$;

n_i – коефіцієнт, що враховує зниження різниці температур, що залежить від положення поверхні огорожувальної конструкції

1.1.5 Визначаємо зовнішні розміри огорожень: Розділити формулу і підстановку

$$A_{\text{сз}} = a_1 + 2\delta_1 \quad (1.3)$$

$$A_{\text{сз}} = 120 + 2 \cdot 0,615 = 121,2 \text{ м};$$

$$A_{\text{пп}} = a_1 + 2\delta_1 \quad (1.4)$$

$$A_{\text{пп}} = 18 + 2 \cdot 0,615 = 19,2 \text{ м.}$$

1.1.6 Визначаємо висоту зовнішніх стін:

$$H_{\text{ст1}} = 2,5 \text{ м}$$

$$H_{\text{ст2}} = (H_{\text{п}} - 2,5) + \delta_2 + \delta \quad (1.5)$$

$$H_{\text{ст2}} = (30 - 2,5) + 0,200 + 0,160 = 27,9 \text{ м.}$$

1.1.7 За [4] визначаємо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриттів, заповнень світлових отворів відповідно:

$$- k_{\text{ст}} = 1,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K});$$

$$- k_{\text{пер}} = 0,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K});$$

$$- k_{\text{вік}} = 2,94 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

1.1.8 Визначаємо розмір поверхні вікон, м^2 [4]

$$F_{\text{вік}} = H_{\text{вік}} C n_{\text{вік}}, \quad (1.6)$$

де $H_{\text{вік}} = 1,45$ (м) – висота вікон;

$C = 1,3$ (м) – ширина вікон, м;

$n_{\text{вік}}$ – кількість вікон.

- для стін, орієнтованих на північ та південь, 1-й поверх

$$F_{\text{вік1}} = 1,45 \cdot 1,3 \cdot 42 = 79,2 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на північ та південь, інші поверхи

$$F_{\text{вік. інш.}} = 1,45 \cdot 1,3 \cdot 368 = 693,7 \text{ м}^2;$$

1.1.9 Визначаємо поверхні зовнішніх стін, м^2 :

$$F_{\text{стін}} = A_{\text{сз}} \cdot H_{\text{ст}} - F_{\text{вік}}, \quad (1.7)$$

- для стіни, орієнтованої на північ та південь, 1-й поверх

$$F_{\text{стін.1}} = 121,2 \cdot 2,5 - 79,2 = 223,8 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на північ та південь, інші поверхи

$$F_{\text{стін. інш.}} = 121,2 \cdot 27,9 - 693,7 = 2687,8 \text{ м}^2;$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.10 Визначаємо площу перекриття, m^2 :

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5\delta_1) (b_1 + 0,5\delta_1), \quad (1.8)$$

$$F_{\text{пер}} = (120 + 0,5 \cdot 0,615) (18 + 0,5 \cdot 0,615) = 2202,5 \text{ м}^2.$$

1.1.11 Розрахункова різниця температур:

- при висоті приміщення $H_{\text{п}} \leq 4$ м різниця температур, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (1.9)$$

$$\Delta t_1 = 22 - (-21) = 43 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

1.1.12 Визначаємо теплові втрати через підлогу:

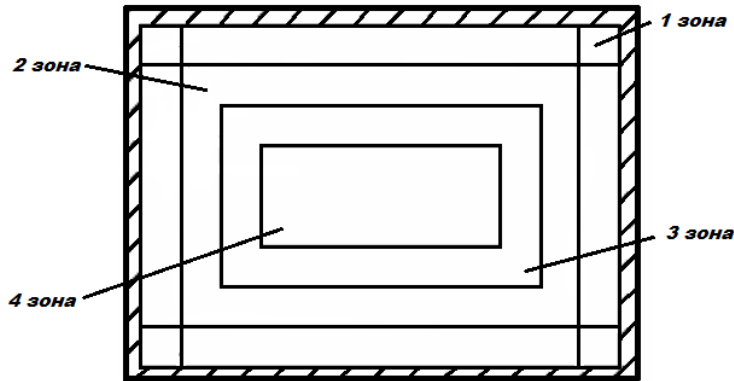


Рисунок 1.1 – Зони термічних опорів теплопередачі підлоги

За вихідними даними розміри підлоги : $F_{\text{підI}} = 120 \cdot 18 = 2160 \text{ м}^2$, звідси площі зон :

$$F_{\text{підI}} = 2160 - ((120 - 4) \cdot (18 - 4)) = 2160 - 1624 = 536 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{підII}} = 1624 - ((116 - 4) \cdot (14 - 4)) = 1624 - 1120 = 504 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{підIII}} = 1120 - ((112 - 4) \cdot (10 - 4)) = 1120 - 672 = 448 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{підIV}} = 672 - ((108 - 4) \cdot (6 - 4)) = 672 - 216 = 456 \text{ м}^2.$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (беремо $r_1 - r_4$ з довідкової літератури [4]) складають:

- перша зона - $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;

- друга зона - $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;

- третя зона - $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;

- четверта зона - $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$.

1.1.13 Для кожної зони розраховуємо теплові втрати для підлоги за формулою, кВт:

$$Q_{\text{підI-IV}} = \frac{F_{\text{підI-IV}}}{r_{1-4} \cdot 1000} \cdot \Delta t_1, \quad (1.10)$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$Q_{\text{підI}} = \frac{536}{2,15 \cdot 1000} \cdot 43 = 10,7 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{підII}} = \frac{504}{4,3 \cdot 1000} \cdot 43 = 5 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{підIII}} = \frac{448}{8,6 \cdot 1000} \cdot 43 = 2,24 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{підIV}} = \frac{456}{14,2 \cdot 1000} \cdot 43 = 1,38 \text{ кВт};$$

$$\sum Q_{\text{під}} = 10,7 + 5 + 2,24 + 1,38 = 19,3 \text{ кВт}.$$

1.1.14 Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення, кВт:

$$Q_i = k_i \cdot F_i \cdot n \cdot \Delta t_1 \quad (1.11)$$

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

коефіцієнт $n = 1$ для вертикальних зовнішніх стін і $n = 0,95$ для перекриття з горищем;

F_i –площа відповідного зовнішнього обгородження, м².

- для вікон

$$Q_{\text{вік.}} = 2,94 \cdot 1545,8 \cdot 1 \cdot 43 = 195,4 \text{ кВт}$$

Для стін 1 поверху:

- для стін, що орієнтовані на північ та південь

$$Q_{\text{ст.пв}}^1 = 1,07 \cdot 223,8 \cdot 1 \cdot 43 = 9,9 \text{ кВт}$$

Для стін з 2 по 9 поверх:

- для стін, що орієнтовані на північ та південь

$$Q_{\text{ст.пв}}^{\text{інш}} = 1,07 \cdot 2687,8 \cdot 1 \cdot 43 = 123,6 \text{ кВт}$$

- для перекриття, $n = 0,95$

$$Q_{\text{пер}} = 0,88 \cdot 0,95 \cdot 2202,5 \cdot 1 \cdot 43 = 79,2 \text{ кВт}$$

Загальні втрати теплоти через обгородження:

$$Q_{\text{обг.і}} = \sum Q_{\text{ст.пв}}^i + \sum Q_{\text{під}} + Q_{\text{вік.}} + Q_{\text{перек.}} = 2 \cdot (9,9 + 123,6) + 19,3 + 195,4 + 79,2 = 560,9 \text{ кВт}$$

Результати зводимо до табл. 1.1.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Результати розрахунків втрат теплоти

Зовнішнє обгородження	Орієнтація за сторонами світу	Поверхня обгородження $F_i, \text{м}^2$	Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопередачі $K_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Втрати теплоти через обгородження $Q_{\text{обг.}i}, \text{кВт}$
Для першого поверху					
Зовнішня Стіна	Пн	223,8	43	1,07	9,9
Зовнішня Стіна	Пд	223,8	43	1,07	9,9
Вікна	Пн, Пд	79,2	43	2,94	20
Для інших поверхів					
Зовнішня Стіна	Пн	2687,8	43	1,07	123,6
Зовнішня Стіна	Пд	2687,8	43	1,07	123,6
Вікна	Пн, Пд	693,7	43	2,94	175,4
Пере-криття	-	2202,52	43	0,88	79,2
Підлога	-	-	-	-	19,3
Всього	560,9 кВт				

1.1.15 Додаткові теплові втрати на інфільтрацію повітря:

Стандарт EN 12831 пропонує наступну формулу для розрахунку витрати повітря, що інфільтрується в опалюваний простір [5]:

$$\dot{V}_{\text{inf}} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i \quad (1.12)$$

де 2 – коефіцієнт, який враховує найбільш несприятливий випадок, коли все повітря, що інфільтрується, надходить у будинок з однієї сторони;

V_i – об'єм опалюваного простору, обчислений на підставі внутрішніх розмірів (у світлі стін і перекриттів), м^3 ;

n_{50} – кратність повітрообміну за різниці тисків 50 Па назовні та всередині будинку (з урахуванням впливу повітряних клапанів), яка береться з таблиці 9 [5], год^{-1} ;

e_i – коефіцієнт екранування будинку, який приймається за таблицею 11 [5];

ε_i – поправочний коефіцієнт, що враховує збільшення швидкості вітру з висотою розташування опалювального простору над рівнем землі, який береться по таблиці 10 [5].

$$V_i = (33 + 56 \cdot 2 + 71) \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 9 = 19440 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{инф}} = 2 \cdot 19440 \cdot 5 \cdot 0,05 \cdot 1,2 = 11664 \text{ (м}^3 \text{ /год)}$$

Втрати теплоти через інфільтрацію повітря розраховуємо за формулою [5]:

$$Q_{\text{инф}} = \frac{V_{\text{инф}} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{р.о}})}{3600} \quad (1.13)$$

де ρ – густина внутрішнього повітря (беремо $t_{\text{р.о.}} = 1,293 \text{ кг/м}^3$);

c – теплоємність повітря (беремо $c = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$);

$t_{\text{п}}$ – температура повітря всередині приміщення (беремо $t_{\text{п}} = 22 \text{°C}$)

$$Q_{\text{инф}} = \frac{11664 \cdot 1,293 \cdot 1,005 \cdot (22 + 21)}{3600} = 181 \text{ кВт} \quad (1.14)$$

1.1.16. Сумарні теплові втрати з приміщення, кВт, розраховуються за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{инф}} = 560,9 + 181 = 741,9 \text{ кВт}$$

1.1.17 Річна витрата теплоти на опалення за формулою [4] :

$$Q_{\text{о}}^{\text{рік}} = Q_{\text{о}}^{\text{сп}} n_{\text{о}} \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.15)$$

де $Q_{\text{о}}^{\text{сп}}$ - середня витрата теплоти на опалення, кВт;

$n_{\text{о}}$ -тривалість опалювального періоду, діб;

$$Q_{\text{о}}^{\text{сп}} = Q_{\text{втр}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{сп.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (1.16)$$

$$Q_{\text{о}}^{\text{сп}} = 741,9 \cdot \frac{22 - (0,6)}{22 - (-21)} = 369,2 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{о}}^{\text{рік}} = 369,2 \cdot 166 \cdot 24 \cdot 3600 = 5,3 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік}$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати зведемо до таблиці 1.2

Таблиця 1.2 – Результати розрахунків теплового навантаження на опалення

Найменування	Позначення	Одиниця	Значення
1 Середня річна витрата теплоти на опалення	Q_o^{pik}	МДж / рік	$5,3 \cdot 10^3$
2 Максимальні теплові втрати на опалення	$Q_{втр}$	кВт	741,9
3 Середня витрата теплоти на опалення	Q_o^{cp}	кВт	369,2

1.2 Розрахунок теплового навантаження на гаряче водопостачання

1.2.1. Максимальна витрата теплоти, Вт, яку використовують для визначення поверхні нагрівача для ГВП [4]

$$Q_{ГВПmax} = 1,163 \cdot G_{год} \cdot (t_{г.сер} - t_{х.з.}) + Q_{П} + Q_{Ц}, \quad (1.17)$$

де $G_{год}$ – розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання,

$Q_{П} + Q_{Ц}$ - витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП. Для житлових будинків [4]

$$Q_{П} + Q_{Ц} = 0,05 \cdot Q_o \lim_{x \rightarrow \infty} \quad (1.18)$$

де Q_o - витрати теплоти на опалення

$$Q_{П} + Q_{Ц} = 0,05 \cdot 741,9 = 37100 \text{ Вт.}$$

1.2.2 Розрахункові витрати гарячої води за годину найбільшого водоспоживання [4], кг/год:

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вик} \cdot \alpha_{год}, \quad (1.19)$$

де g – витрата гарячої води одним водорозбірним приладом, для житлових будівель беремо $g = 0,2 \text{ кг/с}$ [4].

$K_{вик}$ – коефіцієнт використання водорозбірного приладу за годину найбільшого водоспоживання (кількість приладів: змішувач душу, змішувач мийки, змішувач кухні; отже приймаємо – 3шт) беруть за приладом, для якого витрата води за годину найбільша, в нас це – змішувач душу ($K_{вик} = 0,42$ [4]).

$\alpha_{\text{год}}$ – безрозмірна величина, яку визначають залежно від кількості водорозбірних приладів N на розрахунковій ділянці мережі трубопроводу ($N=3 \cdot 144=432$ для одного будинку) і ймовірності їх використання $P_{\text{в.г.}}$ за годину найбільшого споживання ($P=0,0185$ за табл. Д1.23 [4]). Якщо значення $P < 0,1$, при будь-якому значенні N то $\alpha_{\text{год}}$ визначають за [6].

Визначаємо добуток $NP = \frac{NP}{K_{\text{вик}}} = 432 \cdot \frac{0,0185}{0,42} = 19$. За таблицею при $NP_{\text{год}}=19$ значення

$$\alpha_{\text{год}} = 6,629.$$

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{\text{вик}} \cdot \alpha_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,42 \cdot 6,629 = 10023 \text{ кг/год}$$

1.2.4 Отже, максимальна витрата теплоти, згідно (2.16) дорівнює, кВт :

$$Q_{\text{ГВПmax}} = 1,163 G_{\text{в}} \cdot (t_{\text{г.сер}} - t_{\text{х.з}}) + Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}} = 1,163 \cdot 10023 \cdot (55 - 5) + 37100 = 620 \text{ кВт}$$

1.2.5 Середню витрату теплоти на гаряче водопостачання будемо розраховувати за збільшеними показниками [3], кВт, згідно яких

$$Q_{\text{ГВПсер}} = Q_{\text{ГВПmax}} / (2 \dots 2,4) = 620 / 2,2 = 281,8 \text{ кВт}$$

1.2.6 Річні витрати теплоти на ГВП дорівнюють [3], МДж/рік:

$$Q_{\text{ГВПріч}} = \left[Q_{\text{ГВПсер}} \cdot n_0 + Q_{\text{ГВПсер}} \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot \beta \cdot (350 - n_0) \right] \cdot 24 \cdot 3600 \quad (1.20)$$

$$Q_{\text{ГВПріч}} = \left[281,8 \cdot 166 + 281,8 \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot 0,8 \cdot (350 - 166) \right] \cdot 24 \cdot 3600 = 6,9 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік}$$

Результати розрахунків зведемо у таблиці 1.3

Таблиця 1.3 – Результати розрахунків теплове навантаження на ГВП

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Значення величини
1 Середня витрата теплоти на ГВП	$Q_{\text{ГВПсер}}$	кВт	281,8
2 Максимальна втрата теплоти на ГВП	$Q_{\text{ГВПmax}}$	кВт	620
3 Річні втрати теплоти	$Q_{\text{ГВПріч}}$	МДж/рік	$6,9 \cdot 10^3$

Визначимо відношення $\frac{Q_{\text{ГВПmax}}}{Q_{\text{втр}}} = \frac{620}{741,9} = 0,83$ через те, що значення цього коефіцієнту

$0,2 < 0,83 < 1$ то ми приймаємо 2-х ступеневий теплообмінник на ГВП [1].

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

1.3 Висновки з розділу 1

Згідно проведених розрахунків були визначені теплові навантаження на опалення та ГВП. Максимальне теплове навантаження на ГВП $Q_{\text{ГВПmax}}=620$ кВт, а на опалення $Q_{\text{втр}}=741,9$ кВт. За цими значеннями розраховали відношення $\frac{Q_{\text{ГВПmax}}}{Q_{\text{втр}}}$ за коефіцієнтом якого визначили, що потрібно ставити в тепловий пункт 2-х ступеневий теплообмінник на ГВП.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ОПИС ПРИНЦИПІАЛЬНОЇ СХЕМИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

2.1 Вузол опалення

Схему, за якою підключають споживачів до теплової мережі, обирають за характеристиками внутрішніх систем та за параметрами теплоносія на вводі будинку. Є три типи схем приєднання систем опалення:

- залежні із змішуванням води;
- залежні без змішування води;
- незалежні [1,2].

Для створення місцевого тепло-гідравлічного режиму застосовують незалежне приєднання системи опалення, в тому випадку, коли температура води на вході до споживача, яка йде з теплової мережі, більша за температуру води яка на вході в систему опалення. Поверхневим теплообмінником здійснюють гідравлічний поділ тепломережі від системи опалення. Застосовують такий спосіб коли статичний тиск в системі більший за допустиму межу для тепломережі або якщо є перевищення тиску в тепломережі при допустимому тиску для системи опалення.

Умови при яких застосовують поквартирні витратоміри, терморегулятори, насоси, штамповані сталеві радіатори, автоматичні регулятори тепло-гідравлічних параметрів теплоносія в загальному плані потребують використання якісного теплоносія. Як приклад, без спуску води із системи влітку чи без твердих домішок. Виконати такі умови можна якщо застосувати до тепломережі незалежне підключення.

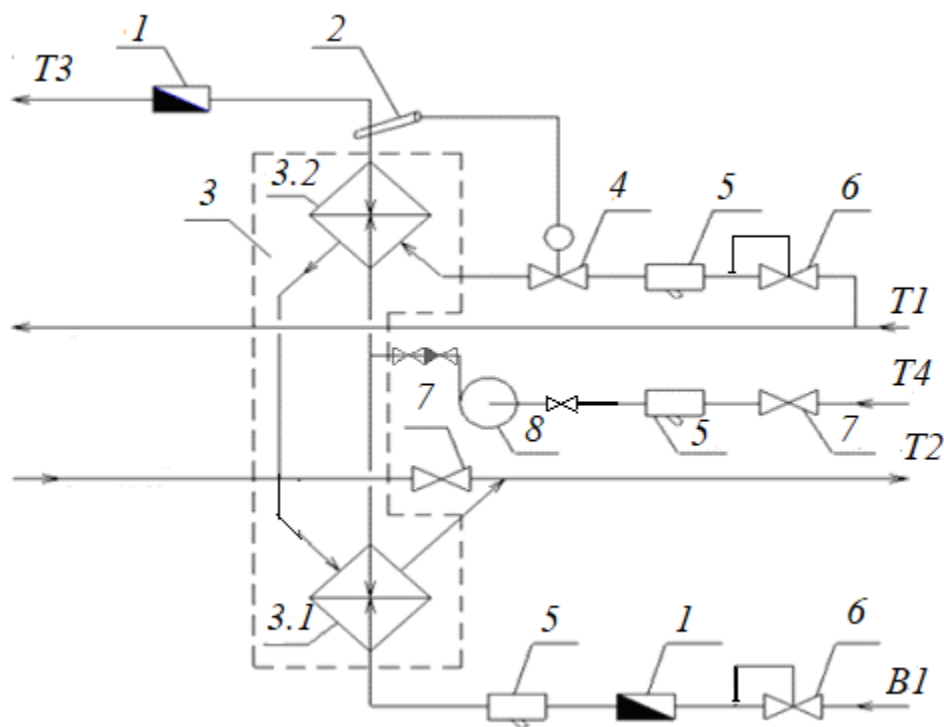
Якщо в тепломережі застосувати незалежне підключення, то зменшиться витрата теплоносія, що в свою чергу зменшить витрату на водо підготовку. При зменшені інерційності теплової мережі буде покращена якість регулювання опалення будівель при зміні погодних умов. Ці фактори роблять доволі гарним рішенням використовувати незалежне підключення.

Застосування розбірного теплообмінника є ліпшим варіантом з точки зору його експлуатації. Тут треба передбачити запірну арматуру для можливості відключити теплообмінники: поворотні заслінки, засувки, кульові крани.

Схема системи опалення приєднання теплообмінника зображена на рисунку 2.1.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В такій схемі перша ступінь підключена послідовно з системою опалення на зворотній лінії мережевої води, друга ступінь під'єднана до теплової мережі паралельно с системою опалення. Через охолодження мережевої води після системи опалення відбувається попередній підігрів води, це зменшує загальні витрати мережевої води на гаряч водопостачання та знижує теплове навантаження другого ступеня.



1-витратомір; 2- датчик температури води; 3-теплообмінник ГВП (моноблок):
 3.1-підігрівач першого рівня; 3.2- нагрівач другого ступеня.;
 4-регулятор температури; 5-фільтр-грязьовик; 6-регулятор тиску "після себе";
 7-засувка; 8-циркуляційний насос системи ГВП.

Рисунок 2.2- Схема вузла приготування води на гаряче водопостачання

В системі є пластинчатий теплообмінник 3, в якому два ступені розташовані на одній рамці яка розділяє їх проміжною плитою. В такому вигляді зменшується металоємність, звідси і витрати на монтаж, полегшується обслуговування теплообмінного апарату.

Мережева вода проходить через фільтр-грязьовик 5 і потрапляє на перший ступінь теплообмінника 3.1.

Потім теплоносій потрапляє на регулятор тиску між зворотним та подаючим трубопроводами. Регулятор температури 4 контролює температуру гарячої води, зменшує утворення накипу, а також робить комфортною для споживачів. Після 4 вода прямує на другу

ступінь теплообмінника 3.2, там вода нагрівається до потрібного значення. Об'єднуючись з водою зі зворотної магістралі, мережева вода попадає на першу ступінь теплообмінника 3.1. Там проходить нагрів води за рахунок охолодження, вона з впливом часу йде в зворотній трубопровід.

Регулятор тиску 6, через нього водопровідна вода переміщується до системи, підтримує тиск на встановленому рівні. Ця вода нагрівається послідовно в першому 3.1 та другому 3.2 ступенях теплообмінника.

2.3 Висновки з розділу 2

В результаті опису прийняті дві такі системи: незалежна система опалення та система гарячого водопостачання будинку з двоступінчатим пластинчатим теплообмінником.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

3.1 Вихідні дані та тепловий розрахунок:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_0 = 741,9$ МВт
- температура води у прямому трубопроводі $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотньому трубопроводі $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ\text{C}$;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення $t_{\text{прям.2}} = 95^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотньому трубопроводі системи опалення $t_{\text{звор.2}} = 65^\circ\text{C}$.

3.1.1 Середньо логарифмічна різниця температур [7]

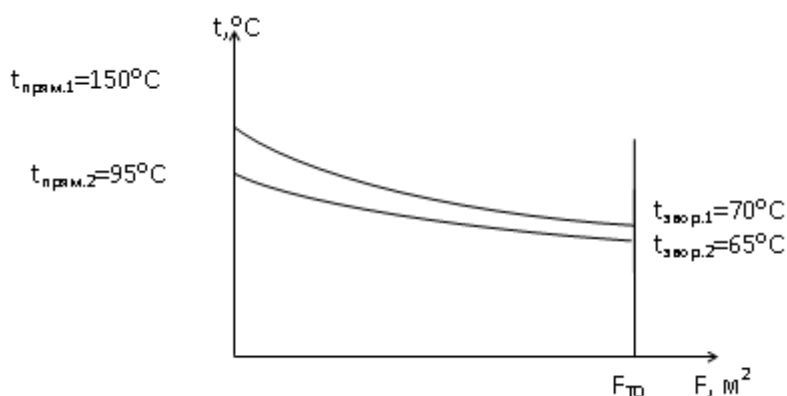


Рисунок 3.1 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (3.1)$$

більша різниця температур:

$$\begin{aligned} \Delta t_6 &= t_{\text{прям.1}} - t_{\text{прям.2}} \quad , \\ \Delta t_6 &= 150 - 95 = 55^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (3.2)$$

менша різниця температур:

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= t_{\text{звор.1}} - t_{\text{звор.2}} \quad , \\ \Delta t_m &= 70 - 65 = 5^\circ\text{C} \\ \Delta \bar{t} &= \frac{55 - 5}{\ln \frac{55}{5}} = 20,85^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (3.3)$$

3.1.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника[8]:

Вода зі сторони центральної мережі

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}, \quad (3.4)$$

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

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

$$\rho_1 = 951 \text{ кг/м}^3; Pr_1 = 1,6; \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}, \quad (3.5)$$

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

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

$$\rho_2 = 971,8 \text{ кг/м}^3; Pr_2 = 2,21; \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (3.6)$$

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

За $t_{\bar{n}} = 95^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри $Pr_c = 1,85$ [8];

3.1.3 Витрати води у теплообміннику, кг/с

$$G_{on1} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.1} - t_{звор.1})}, \quad (3.7)$$

-для нагрівальної мережевої води

$$G_{on1} = \frac{741,9}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 2,21 \text{ кг/с},$$

$$G_{on2} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.2} - t_{звор.2})}, \quad (3.8)$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$G_{on2} = \frac{741,9}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 5,9 \text{ кг/с}$$

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,6Р із нержавіючої сталі 12Х18Н10Т[1].

В таблиці 3.1 наведені характеристики розбірних пластин [1].

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пластин 0,6Р:

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta_{\text{ст}}$, мм	1380×650×1
Поверхня теплообміну $F_{\text{пл}}$, м ²	0,5
Вага (маса) m , кг	6,0
Щілинні канали	
Крок гофрів s , мм	20,8
Висота гофрів h , мм	5
Кількість гофрів n_z , шт.	48
Еквівалентний діаметр каналу d_e , м	0,0083
Площа перерізу каналу $f_{\text{пл}}$, м ²	0,00245
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{\text{шт}}$, мм	200
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{\text{ст}}$, Вт/(м·°С)	15
Гідравлічний коефіцієнт c	1,5
Приведена довжина каналу $L_{\text{пр}}$, м	1,01

3.1.4 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с

Кількість каналів в одному ході зі сторони центральної мережі приймаємо рівним $z_1 = 5$.

$$W_1 = \frac{G_{\text{он1}}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (3.9)$$

$$W_1 = \frac{2,21}{5 \cdot 0,00245 \cdot 951} = 0,19 \text{ м/с.}$$

Тоді, відповідно, зі сторони місцевої мережі $z_1 = z_2 = 5$ [1,9];

$$W_2 = \frac{G_{\text{он2}}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (3.10)$$

$$W_2 = \frac{5,9}{5 \cdot 0,00245 \cdot 971,8} = 0,49 \text{ м/с.}$$

3.1.5 Температурний множник [1,9]

- для нагрівальної мережної води

$$A_1 = 0,1 \frac{l_1}{n_1^{0,73}} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (3.11)$$

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

- для води системи опалення, що нагрівається

$$A_2 = 0,1 \frac{l_2}{n_2^{0,73}} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (3.12)$$

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

3.1.6 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · К)

- для нагрівальної мережної води

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.13)$$

$$\alpha_1 = 5017 \frac{0,19^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 5442,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}} \quad (3.14)$$

$$\alpha_2 = 4961 \frac{0,49^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 10746,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3.1.7 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_3}, \quad (3.15)$$

де β_1 - поправка, котра враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;
приймаємо $\beta_1=0,92...0,95=0,94$,

R_3 - термічний опір забрудненого шару, приймаємо $R_3=0,0002 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)}/\text{Вт}$,

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k = \frac{0,94}{\frac{1}{5442,3} + \frac{1}{10746,3} + \frac{0,001}{15} + 0,0002} = 1729,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3.1.8 Площа поверхні нагріву, м²

$$F = \frac{Q_0}{k \Delta t}, \quad (3.16)$$

$$F = \frac{741,9 \cdot 10^3}{1729,5 \cdot 20,85} = 20,6 \text{ м}^2$$

3.1.9 Кількість пластин підігрівача, шт

$$z_{\text{пл}} = \frac{F}{F_{\text{пл}}}, \quad (3.17)$$

$$z_{\text{пл}} = \frac{20,6}{0,6} \approx 35 \text{ шт.}$$

3.1.10 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{\text{пл}} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (3.18)$$

$$x = \frac{35 - 1}{5 + 5} \approx 4 \text{ шт.}$$

3.1.11 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{\text{пл}} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (3.19)$$

$$z_{\text{пл}} = 4 \cdot 5 + 4 \cdot 5 + 1 = 41 \text{ шт.}$$

3.1.12 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²

$$F_1 = F_{\text{пл}} z_{\text{пл}}, \quad (3.20)$$

$$F_1 = 0,6 \cdot 41 = 24,6 \text{ м}^2.$$

3.2 Гідрравлічний розрахунок[1,9]

3.2.1 Число Рейнольдса

- для нагрівальної мережної води

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (3.21)$$

$$Re_1 = \frac{0,19 \cdot 0,0083}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 5797,8$$

- для води системи опалення, що нагрівається

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2}, \quad (3.22)$$

$$Re_2 = \frac{0,49 \cdot 0,0083}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 11142$$

3.2.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

- для нагрівальної мережної води

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (3.23)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{5797,8^{0,25}} = 1,72$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$\lambda_2 = \frac{c}{Re_2^{0,25}}, \quad (3.24)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{11142^{0,25}} = 1,46$$

3.2.3 Втрата тиску у каналах з мережевої сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.25)$$

$$\Delta P_1 = 1,72 \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{4 \cdot 951 \cdot 0,19^2}{2} = 14371,1 \text{ Па};$$

3.2.4 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається, Па

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (3.26)$$

$$\Delta P_2 = 1,46 \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{4 \cdot 971,8 \cdot 0,49^2}{2} = 82907,7 \text{ Па};$$

3.3 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

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

Патрубок мережевої води, м

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{max}}}, \quad (3.27)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,21}{\pi \cdot 951 \cdot 1,5}} = 0,044 \text{ м};$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок діаметром 45×3,5 мм. [10]

3.3.2 Патрубок внутрішньої системи опалення

$$D_{\text{оп2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{оп2}}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\text{max}}}}, \quad (3.28)$$

$$D_{\text{оп2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,9}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1,5}} = 0,072 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок діаметром 73×3,5 мм. [10]

Всі характеристики теплообмінника системи опалення зводимо у таблицю 3.2

Таблиця 3.2 - Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування	Одиниця	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² · К)	1729,5
2 Загальна поверхня теплообміну	м ²	20,6
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	14371,1
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	82907,7
5 Кількість ходів	Шт.	4
6 Кількість пластин	Шт.	41
7 Діаметр патрубку мережевої води	мм	45
8 Діаметр патрубку внутрішньої системи опалення	мм	73

Схема компоновки теплообмінника [1] :

$$C_x \frac{5+5+5+5}{6+5+5+5}.$$

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 3.2

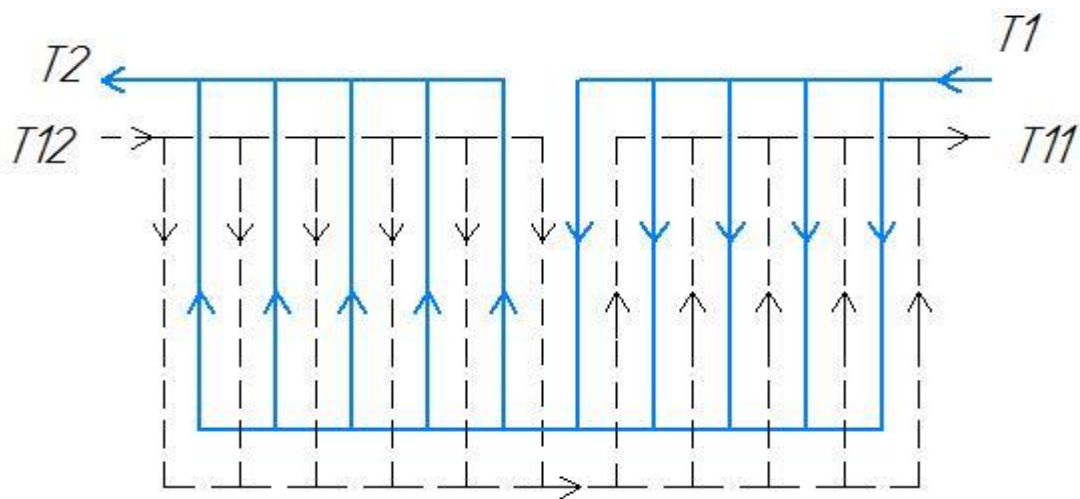


Рисунок 3.2 - Принципова схема теплообмінника системи опалення двох останніх ходів теплообмінника

3.4 Висновки розділу 3

Задаючись типом пластин, а саме 0,6Р, визначили сумарну площу нагрівання теплообмінника, кількість його ходів та загальну кількість пластин в ньому. Проведений розрахунок втрат тиску в каналах та розрахунки діаметрів патрубків цього теплообмінника.

4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

4.1 Вихідні дані та тепловий розрахунок:

а) загальне максимальне теплове навантаження на гаряче

водопостачання $Q_{\text{Г.В.}}^{\text{max}} = 620 \text{ кВт}$;

б) розрахункова температура води :

- у прямому трубопроводі $t_{\text{прям.1}}^{\text{р}} = 150^{\circ}\text{C}$;

- у зворотному трубопроводі $t_{\text{звор.1}}^{\text{р}} = 70^{\circ}\text{C}$;

- гарячої води $t_{\text{г}} = 55^{\circ}\text{C}$;

- холодної води $t_{\text{х}} = 5^{\circ}\text{C}$

Визначаємо схему пластинчастого теплообмінного апарату за відношенням максимального теплового навантаження на ГВП до максимальної витрати тепла на опалення:

$$\text{Відношення величин } \frac{Q_{\text{ГВПmax}}}{Q_{\text{Оmax}}} = \frac{620}{741,9} = 0,83 \quad ; \quad 0,2 < \frac{Q_{\text{ГВПmax}}}{Q_{\text{О}}} = 0,83 < 1 ,$$

тому у відповідності з [1] приймається двоступенева схема приготування ГВП.

4.1.1 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка теплової мережі, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{н}}^{3\text{л}} = t_{\text{вн}}^{\text{р}} - \varphi_{\text{оп}}^{\text{3л}} (t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{р.о}}) , \quad (4.1)$$

де φ - опалювальний коефіцієнт, який приймаємо рівним $\varphi=0,34$ [4];

$$t_{\text{н}}^{3\text{л}} = 22 - 0,34 \cdot (22 - (-21)) = 7,4^{\circ}\text{C}$$

4.1.2 Температура мережної води у зворотному трубопроводі, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{звор.1}}^{\text{min}} = t_{\text{прям.1}}^{\text{min}} - (t_{\text{прям.1}}^{\text{р}} - t_{\text{звор.1}}^{\text{р}}) \frac{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{н}}^{3\text{л}}}{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{р.о}}} , \quad (4.2)$$

$$t_{\text{звор.1}}^{\text{min}} = 70 - (150 - 70) \frac{22 - 7,4}{22 - (-21)} = 42,8^{\circ}\text{C} .$$

4.1.3 Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача, $^{\circ}\text{C}$

Недогрівання води на ГВП : $\delta = 6 \dots 10^{\circ}\text{C}$. Приймаємо $\delta = 8^{\circ}\text{C}$ [4];

$$t_{\text{п}} = t_{\text{звор}}^{\text{min}} - \delta , \quad (4.3)$$

$$t_{\text{п}} = 42,8 - 8 = 34,8^{\circ}\text{C}$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.4 Теплове навантаження водонагрівачів, кВт

а) Теплове навантаження першої ступені

$$Q_{\text{ГВП1}} = Q_{\text{Г.В.}}^{\text{max}} \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{х}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{х}}}, \quad (4.4)$$

$$Q_{\text{ГВП1}} = 620 \cdot \frac{34,8 - 5}{55 - 5} = 369,5 \text{ кВт};$$

б) Теплове навантаження другої ступені

$$Q_{\text{ГВП2}} = Q_{\text{Г.В.}}^{\text{max}} - Q_{\text{ГВП1}}, \quad (4.5)$$

$$Q_{\text{ГВП2}} = 620 - 369,5 = 250,5 \text{ кВт};$$

4.1.5 Масові витрати води на ГВП у ступенях підігрівача, кг/с

а) перша ступінь

$$G_{\text{Г.В.1}} = \frac{Q_{\text{ГВП1}}}{c_{\text{р}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{х}})}, \quad (4.6)$$

$$G_{\text{Г.В.1}} = \frac{369,5}{4,187 \cdot (34,8 - 5)} = 2,96 \text{ кг/с};$$

б) друга ступінь

$$G_{\text{Г.В.2}} = G_{\text{Г.В.1}} + 0,1 \cdot G_{\text{Г.В.1}}, \quad (4.7)$$

$$G_{\text{Г.В.2}} = 2,96 + 0,1 \cdot 2,96 = 3,25 \text{ кг/с}.$$

4.1.6 Витрати мережевої води у другій ступені підігрівача гарячої води, кг/с

$$G_{\text{Г2}} = \frac{Q_{\text{ГВП2}}}{c_{\text{р}} (t_{\text{прям1}}^{\text{min}} - t_{\text{звор1}}^{\text{min}})}, \quad (4.8)$$

$$G_{\text{Г2}} = \frac{250,5}{4,187 (70 - 42,8)} = 2,19 \text{ кг/с}.$$

4.1.7 Витрати теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря, що дорівнює температурі у точці зламу, кВт

$$Q_{\text{о}}^{\text{зл}} = Q_{\text{о}} \frac{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{з}}^{\text{зл}}}{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (4.9)$$

$$Q_{\text{о}}^{\text{зл}} = 741,9 \cdot \frac{22 - 7,4}{22 - (-21)} = 251,9 \text{ кВт};$$

4.1.8 Витрати мережевої води на опалення у точці зламу, кг/с

$$G_{\text{оп}}^{\text{зл}} = \frac{Q_{\text{о}}^{\text{зл}}}{c_{\text{р}} (t_{\text{прям.1}}^{\text{min}} - t_{\text{звор.1}}^{\text{min}})}, \quad (4.10)$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{\text{оп}}^{\text{эл}} = \frac{251,9}{4,187 \cdot (70 - 42,8)} = 2,21, \text{ кг/с.}$$

4.1.9 Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача, кг/с

$$G_{\text{г1}} = \varphi (G_{\text{г2}} + G_{\text{оп}}^{\text{эл}}), ; \quad (4.11)$$

де $\varphi = 0,85$ - коефіцієнт запасу, який враховує витрати мережної води, котра не попадає у першу ступінь водонагрівача [9];

$$G_{\text{г1}} = 0,85 \cdot (2,19 + 2,21) = 3,74 \text{ кг/с.}$$

4.1.10 Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву, °C

$$t_{\text{зв}}^1 = t_{\text{звор.1}}^{\text{min}} - \frac{Q_{\text{гвп1}}}{c_{\text{p}} \cdot G_{\text{г1}}} \quad (4.12)$$

$$t_{\text{зв}}^1 = 42,8 - \frac{369,5}{4,187 \cdot 3,74} = 19,2 \text{ °C}$$

4.2 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\text{max}} = 1.5 \text{ м/с}$;

4.2.1 Патрубок води на подаючий трубопровід ГВП, м

$$D_x = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{г.в.2}}}{\pi \cdot \rho_x \cdot W_{\text{max}}}}, \quad (4.13)$$

$$D_x = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,25}{\pi \cdot 999,8 \cdot 1,5}} = 0,052 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячо-деформований патрубок внутрішнім діаметром 57×3,5 мм. [10]

4.2.2 Патрубок холодної води на ГВП, м

$$D_{\text{оп2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{г.в1}}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\text{max}}}}, \quad (4.14)$$

$$D_{\text{оп2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,96}{\pi \cdot 998,4 \cdot 1,5}} = 0,05 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячо-деформований патрубок внутрішнім діаметром 50×3,5 мм. [10]

4.3 Розрахунок теплообмінника першої ступені підігріву

4.3.1 Початкові дані для розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на першу ступінь $Q_{\text{гвп1}} = 369,5 \text{ кВт}$;

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура мережної води на вході $t'_1 = t_{3B}^{min} = 42,8^{\circ}C$;
- температура мережної води на виході $t''_1 = t'_{3B} = 19,2^{\circ}C$;
- температура холодної води $t'_2 = t_x = 5^{\circ}C$;
- температура гарячої води на виході з першої ступені $t''_2 = t_{II} = 34,8^{\circ}C$.

4.3.2 Тепловий розрахунок[7]

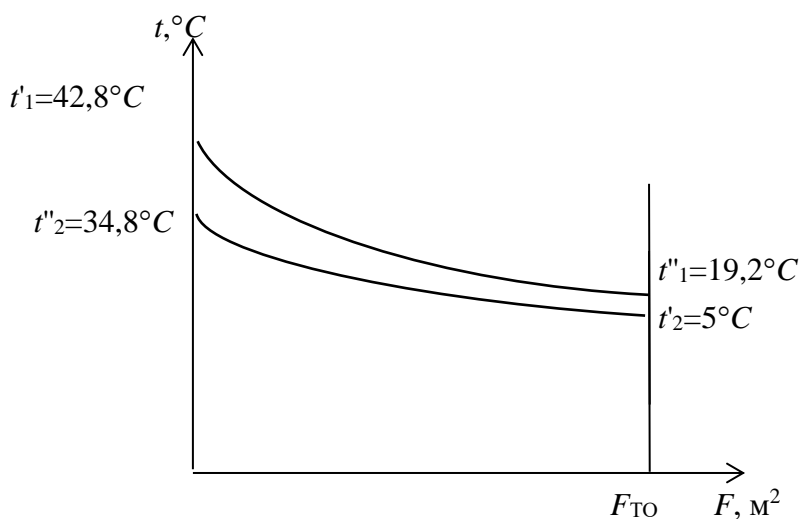


Рисунок 4.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

4.3.2.1 Середньо-логарифмічна різниця температур, °C

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_M}} \quad (4.15)$$

більша різниця температур, °C :

$$\Delta t_{\bar{6}} = t''_1 - t'_2, \quad (4.16)$$

$$\Delta t_{\bar{6}} = 19,2 - 5 = 14,2^{\circ}C,$$

менша різниця температур, °C :

$$\Delta t_M = t'_1 - t''_2, \quad (4.17)$$

$$\Delta t_M = 42,8 - 34,8 = 8^{\circ}C.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{14,2 - 8}{\ln \frac{14,2}{8}} = 10,8^{\circ}C.$$

4.3.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника, °C

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \quad (4.18)$$

$$t_{cp1} = \frac{42,8 + 19,2}{2} = 31^\circ C$$

За $t_{cp1} = 31^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри [8], °C :

$$\rho_1 = 995,3 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_1 = 5,3; \nu_1 = 0,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 61,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (4.19)$$

$$t_{cp2} = \frac{5 + 34,8}{2} = 19,9^\circ C$$

За $t_{cp2} = 19,9^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри [8], °C :

$$\rho_2 = 998,2 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_2 = 7,04; \nu_2 = 1,009 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 59,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Температура стінки.

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (4.20)$$

$$t_c = \frac{31 + 19,9}{2} = 25,45^\circ C$$

За $t_c = 25,45^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри $Pr_c = 6,148$ [8];

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,6Р.

Технічна характеристика наведена у п. 3.2.3 (Таблиця 3.1)

4.3.2.3 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_1 = 3$, $z_2 = z_1 = 3$;

$$W_1 = \frac{G_{r1}}{z_1 \cdot f \rho_1}, \quad (4.21)$$

$$W_1 = \frac{3,74}{3 \cdot 0,00245 \cdot 995,3} = 0,51 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \frac{G_{r2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (4.22)$$

$$W_2 = \frac{2,96}{3 \cdot 0,00245 \cdot 998,2} = 0,4 \text{ м/с}.$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Попередні розрахунки в сторону збільшення або зменшення кількості каналів призводили до зменшення або збільшення швидкості руху робочого тіла відповідно. Було б доцільно змінити в першій ступені типорозмір пластин, але при цьому теплообмінник для ГВП буде складатися з пластин різного типу, що небажано з точки зору експлуатації такого двох-ступеневого теплообмінника.

4.3.2.4 Температурний множник

- для нагрівальної мережної води

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (4.23)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{61,9 \cdot 10^{-2}}{(0,79 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 5,3^{0,43} \left(\frac{5,3}{6,148} \right)^{0,25} = 3481,3$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (4.24)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{59,8 \cdot 10^{-2}}{(1,009 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 7,04^{0,43} \left(\frac{7,04}{6,148} \right)^{0,25} = 3412,1$$

4.3.2.5 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К)

- для нагрівальної мережної води

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.25)$$

$$\alpha_1 = 3481,3 \frac{0,51^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 7764,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.26)$$

$$\alpha_2 = 3412,1 \frac{0,4^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 6373,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

4.3.2.6 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_3}, \quad (4.27)$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;
 $\beta_1=0,92\dots0,95$, приймаємо $\beta_1=0,92$, [9]

R_3 - термічний опір забрудненого шару, приймаємо $R_3=0,0002 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$, [9]

$$k = \frac{0,92}{\frac{1}{7764,5} + \frac{1}{6373,4} + \frac{0,001}{15} + 0,0002} = 1665,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4.3.2.7 Площа поверхні нагріву, м^2

$$F = \frac{Q_{\text{гвп1}}}{k \Delta t}, \quad (4.28)$$

$$F = \frac{396,5 \cdot 10^3}{1665,6 \cdot 10,8} = 22 \text{ м}^2$$

4.3.2.8 Кількість пластин підігрівача, шт

$$z_{\text{пл}} = \frac{F}{F_{\text{пл}}}, \quad (4.29)$$

$$z_{\text{пл}} = \frac{22}{0,6} = 36,7 \approx 37 \text{ шт.}$$

4.3.2.9 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{\text{пл}} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (4.30)$$

$$x = \frac{37 - 1}{3 + 3} = 6 \text{ шт.}$$

4.3.2.10 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{\text{пл}} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (4.31)$$

$$z_{\text{пл}} = 6 \cdot 3 + 6 \cdot 3 + 1 = 37 \text{ шт.}$$

4.3.2.11 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м^2

$$F = F_{\text{пл}} z_{\text{пл}}, \quad (4.32)$$

$$F_1 = 0,6 \cdot 37 = 22,2 \text{ м}^2;$$

4.3.3. Гідрравлічний розрахунок

4.3.3.1 Число Рейнольдса

- для нагрівальної мережної води

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (4.33)$$

$$Re_1 = \frac{0,51 \cdot 0,0083}{0,79 \cdot 10^{-6}} = 5358,2$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2}, \quad (4.34)$$

$$Re_2 = \frac{0,4 \cdot 0,0083}{1,009 \cdot 10^{-6}} = 3290,4$$

4.3.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

- для нагрівальної мережної води

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (4.35)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{5358,2^{0,25}} = 1,75$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$\lambda_2 = \frac{c}{Re_2^{0,25}}, \quad (4.36)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{3290,4^{0,25}} = 1,98$$

4.3.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{\text{уп}}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (4.37)$$

$$\Delta P_1 = 1,75 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{3 \cdot 995,3 \cdot 0,51^2}{2} = 82692,6 \text{ Па}$$

4.3.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається, Па

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{\text{уп}}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (4.38)$$

$$\Delta P_2 = 1,98 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{3 \cdot 998,2 \cdot 0,4^2}{2} = 57721,4 \text{ Па};$$

4.3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1.5 \text{ м/с}$;

4.3.4.1 Патрубок мережевої води у зворотній трубопровід, м

$$D_{\text{оп1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{r1}}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (4.39)$$

$$D_{\text{оп1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,74}{\pi \cdot 995,3 \cdot 1,5}} = 0,056 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром $57 \times 3,5 \text{ мм}$. [10]

4.3.4.2 Патрубок мережної води на виході з ТОА, м

$$D_{\text{оп2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (G_{\text{r1}})}{\pi \cdot \rho \cdot W_{\max}}}, \quad (4.40)$$

$$D_{\text{оп2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,74}{\pi \cdot 998,2 \cdot 1,5}} = 0,056 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром $57 \times 3,5 \text{ мм}$. [10]

Зводимо всі характеристики

Схема компоновки теплообмінника I ступені підігрівача ГВП [1]:

$$C_x \frac{3+3+3+3+3+3}{4+3+3+3+3+3}$$

Принципову схему на рисунку 4.2

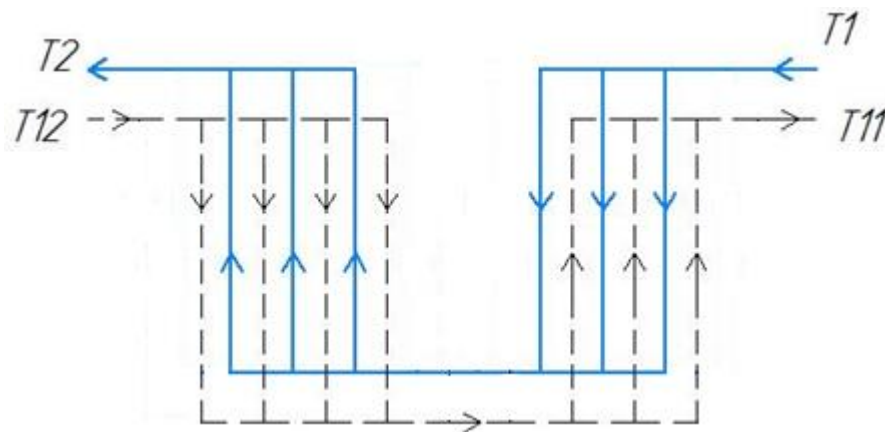


Рисунок 4.2 - Принципова схема руху носіїв в двох останніх ходах теплообмінника I ступені підігрівача ГВП

Таблиця 4.1- Характеристики першої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² · К)	1665,6
2 Загальна поверхня теплообміну	м ²	22,2
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	82692,6
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	57721,4
5 Кількість ходів	шт.	6
6 Кількість пластин	шт.	37
7 Діаметр патрубка мережної води у зворотній трубопроводі	мм	57
8 Діаметр патрубка мережної води на виході з ТОА	мм	57

4.4 Розрахунок теплообмінника другої ступені підігріву

4.5.1 Вихідні дані для розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на другу ступінь $Q_{\text{ГВП2}} = 250,5$ кВт ;
- температура мережної води на вході $t'_1 = t_{\text{пр}}^{\text{min}} = 70^{\circ}\text{C}$;
- температура мережної води на виході $t''_1 = t_{\text{зв}}^{\text{min}} = 42,8^{\circ}\text{C}$;
- температура гарячої води на виході з другої ступені $t''_2 = t_r = 55^{\circ}\text{C}$.

4.4.2 Тепловий розрахунок

4.4.2.1 Температура гарячої воді на вході в другу ступінь підігрівача ГВП, $^{\circ}\text{C}$

$$t'_2 = t''_2 - \frac{Q_{\text{ГВП2}}}{G_{\text{ГВ2}} \cdot c_p} \quad (4.41)$$

$$t'_2 = 55 - \frac{250,5}{3,25 \cdot 4,187} = 36,6^{\circ}\text{C} ;$$

4.4.2.2 Середньологарифмічна різниця температур

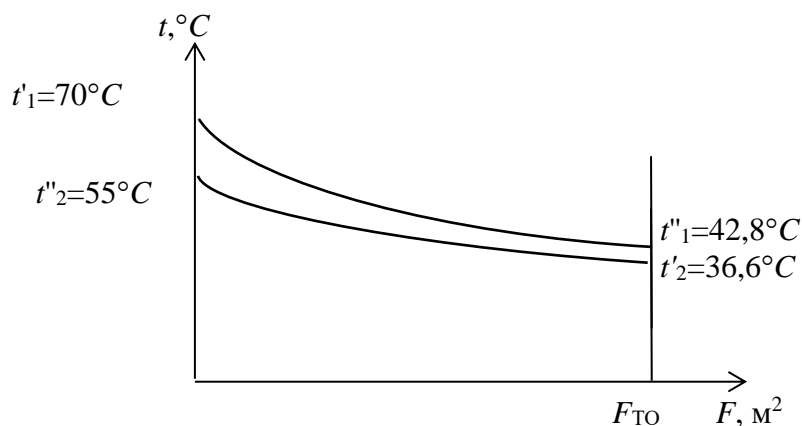


Рисунок 4.3 - Графік зміни температур

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (4.42)$$

більша різниця температур, °C :

$$\Delta t_6 = t'_1 - t''_2 \quad (4.43)$$

$$\Delta t_6 = 70 - 55 = 15^\circ \text{C}.$$

менша різниця температур, °C :

$$\Delta t_m = t''_1 - t'_2 \quad (4.44)$$

$$\Delta t_m = 42,8 - 36,6 = 6,2^\circ \text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{15 - 6,2}{\ln \frac{15}{6,2}} = 9,9.$$

4.4.2.3 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника, °C

$$t_{\text{cpl}} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \quad (4.45)$$

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

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

$$\rho_1 = 985 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_1 = 3,18; \quad \nu_1 = 0,506 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_1 = 65,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \quad (4.46)$$

$$t_{cp2} = \frac{36,6 + 55}{2} = 45,8^\circ C$$

За $t_{cp2} = 45,8^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри [8]:

$$\rho_2 = 989,8 \text{ кг/м}^3; \text{ } Pr_2 = 3,86; \text{ } \nu_2 = 0,599 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{ } \lambda_1 = 64,2 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

4.4.2.4 Температура стінки, $^\circ C$

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (4.47)$$

$$t_c = \frac{56,4 + 45,8}{2} = 51,1^\circ C$$

За $t_c = 51,1^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри $Pr_c = 3,48$ [8]. Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,6Р. Технічну характеристика дивитись у п. 3.2.2 (Таблиця 3.1)

4.4.2.5 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_2 = z_1 = 3$;

$$W_1 = \frac{G_{r2}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (4.48)$$

$$W_1 = \frac{2,19}{3 \cdot 0,00245 \cdot 985} = 0,302 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \frac{G_{r2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (4.49)$$

$$W_2 = \frac{3,25}{3 \cdot 0,00245 \cdot 989,8} = 0,45 \text{ м/с}.$$

4.4.2.6 Температурний множник

- для нагрівальної мережної води

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (4.50)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{65,5 \cdot 10^{-2}}{(0,506 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left(\frac{3,18}{3,48} \right)^{0,25} = 4154$$

- для води системи опалення, що нагрівається

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (4.51)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{64,2 \cdot 10^{-2}}{(0,599 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,86^{0,43} \left(\frac{3,86}{3,48} \right)^{0,25} = 4106,7$$

4.4.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · К)

- для нагрівальної мережної води

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.52)$$

$$\alpha_1 = 4154 \frac{0,302^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 6320 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} ;$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.53)$$

$$\alpha_2 = 4106,7 \cdot \frac{0,45^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 8359,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} ;$$

4.4.2.8 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_3}, \quad (4.54)$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;

$\beta_1 = 0,92 \dots 0,95$ приймаємо $\beta_1 = 0,94$ [9]

R_3 - термічний опір забрудненого шару , приймаємо $R_3 = 0,0002 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$,

$$k = \frac{0,94}{\frac{1}{6320} + \frac{1}{8359,6} + \frac{0,001}{15} + 0,0002} = 1726,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

4.4.2.9. Площа поверхні нагріву, м²

$$F = \frac{Q_{гвп2}}{k \Delta t}, \quad (4.55)$$

$$F = \frac{250,5 \cdot 10^3}{1726,3 \cdot 9,9} = 14,6 \text{ м}^2$$

4.4.2.10 Кількість пластин підігрівача, шт

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z_{\text{пл}} = \frac{F}{F_{\text{пл}}}$$

$$z_{\text{пл}} = \frac{14,6}{0,6} = 24,3 \approx 25 \text{ шт.} \quad (4.56)$$

4.4.2.11 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{\text{пл}} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (4.57)$$

$$x = \frac{25 - 1}{3 + 3} = 4 \text{ шт.}$$

4.4.2.12 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{\text{пл}} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (4.58)$$

$$z_{\text{пл}} = 3 \cdot 4 + 3 \cdot 4 + 1 = 25 \text{ шт.}$$

4.4.2.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²

$$F_1 = F_{\text{пл}} z_{\text{пл}}, \quad (4.59)$$

$$F_1 = 0,6 \cdot 25 = 15 \text{ м}^2;$$

4.4.3 Гідравлічний розрахунок

4.4.3.1 Число Рейнольдса

- для нагрівальної мережної води

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (4.60)$$

$$Re_1 = \frac{0,302 \cdot 0,0083}{0,506 \cdot 10^{-6}} = 4953,7$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2} \quad (4.61)$$

$$Re_2 = \frac{0,45 \cdot 0,0083}{0,599 \cdot 10^{-6}} = 6235,4$$

4.4.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

- для нагрівальної мережної води

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (4.62)$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_1 = \frac{15}{4953,7^{0,25}} = 1,79$$

- для води системи опалення, що нагрівається

$$\lambda_2 = \frac{c}{Re_2^{0,25}}, \quad (4.63)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{6235,4^{0,25}} = 1,69$$

4.4.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{\text{уп}}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.64)$$

$$\Delta P_1 = 1,79 \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{3 \cdot 985 \cdot 0,302^2}{2} = 29352 \text{ Па}$$

4.4.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається, Па

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{\text{уп}}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (4.65)$$

$$\Delta P_2 = 1,69 \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{3 \cdot 989,8 \cdot 0,45^2}{2} = 61829,2 \text{ Па}$$

4.4.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

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

4.4.4.1 Патрубок рециркуляції ГВП, м

$$D_{\text{он1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{ГВ2}}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\text{max}}}}, \quad (4.66)$$

$$D_{\text{он1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,25}{\pi \cdot 985 \cdot 1,5}} = 0,052 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 57×3,5 мм. [10]

4.4.4.2 Патрубок мережної води з прямого трубопроводу

Патрубок мережної води з прямого трубопроводу, м

$$D_{\text{он2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{Г1}}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\text{max}}}}, \quad (4.67)$$

$$D_{\text{он2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,74}{\pi \cdot 989,8 \cdot 1,5}} = 0,056 \text{ м};$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 57×3,5 мм. [10]

Схема компоновки теплообмінника II ступені підігрівача ГВП:

$$C_x \frac{3+3+3+3}{4+3+3+3}$$

Принципову схему руху теплоносіїв двох останніх ходів та приєднання патрубків за розрахунковими характеристиками з таблиці 4.2 показано на рисунку 4.4.

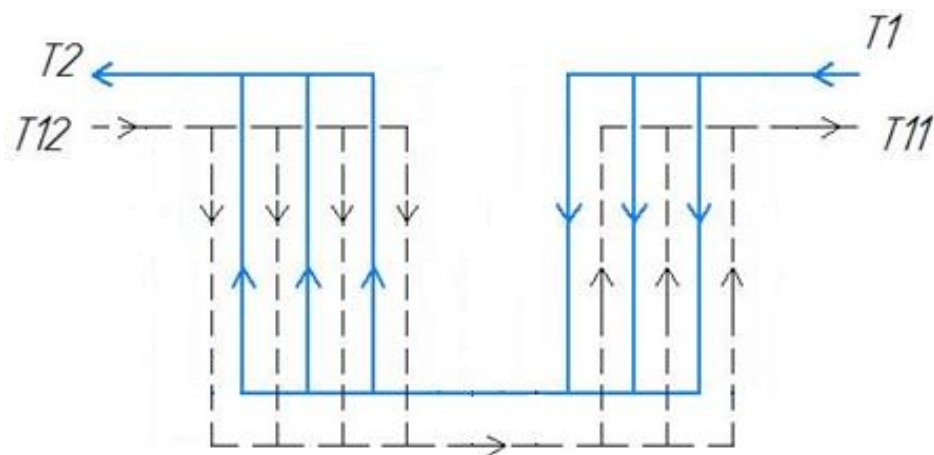


Рис.4.4 Принципова схема компоновки двох останніх ходів теплообмінника II ступені підігрівача ГВП

Таблиця 4.2- Характеристики другої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² · К)	1726,3
2 Загальна поверхня теплообміну	м ²	15
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	29352
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	61829,2
5 Кількість ходів	шт.	4
6 Кількість пластин	шт.	25
7 Діаметр патрубка рециркуляції ГВП	мм	57
8 Діаметр патрубка мережевої води з прямого трубопроводу	мм	57

4.6 Висновки до розділу 4

Задаючись типом пластин, а саме 0,6Р, визначили сумарну площу нагрівання теплообмінника, кількість його ходів та загальну кількість пластин в ньому. Проведений розрахунок втрат тиску в каналах та розрахунки діаметрів патрубків цього теплообмінника. Ці розрахунки були проведені для кожного ступеня окремо.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ВИБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

5.1 Вибір циркуляційного та підживлювального насосу системи опалення

Встановлюють два насоси: один – робочий, другий - резервний.

5.1.1 Подача циркуляційних насосів [11], м³/год

$$G_o^H = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_{\text{прям.2}} - t_{\text{звор.2}}) \cdot c \cdot \rho} \quad (5.1)$$

де $Q_o = 741,9$ кВт - загальне максимальне теплове навантаження на опалення;

$t_{\text{прям.2}}^p = 95^\circ\text{C}$ - температура води у прямому трубопроводі системи опалення;

$t_{\text{звор.2}}^p = 65^\circ\text{C}$ - температура води у зворотному трубопроводі системи опалення;

$\rho = f(t_{\text{звор.2}} = 65^\circ\text{C}) = 980,5$ кг/м³ - густина води;

$$G_o^H = \frac{741,9 \cdot 3600}{(95 - 65) \cdot 4,187 \cdot 980,5} = 21,7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Повний напір контуру системи опалення, м. вод. ст.

$$H_{\text{оп}} = H_2 + H_{\text{ф}} + H_{\text{р.с}} \quad (5.2)$$

де H_2 – втрати тиску у каналах теплообмінного апарату зі сторони води, що нагрівається;

$H_{\text{ф}}$ – втрати тиску у грязьовику, м. вод. ст.;

$H_{\text{р.с}}$ – втрати тиску у радіаторній системі опалення та трубопроводах, м. вод. ст.

$$H_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_2 \cdot g}, \quad (5.3)$$

де $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

$$H_2 = \frac{82907,7}{971,8 \cdot 9,81} = 8,7 \text{ м. вод. ст.}$$

Приймаємо: $\Delta P_{\text{ф}} = 20$ кПа – максимальний гідравлічний опір грязьовика [2];

$\Delta P_{\text{р.с}} = 30$ кПа – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів.[2]

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звідси:

$$H_{\phi} = \frac{\Delta P_{\phi}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (5.4)$$

$$H_{\phi} = \frac{20000}{971,8 \cdot 9,81} = 2,1 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{p.c.} = \frac{\Delta P_{p.c.}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (5.5)$$

$$H_{p.c.} = \frac{30000}{971,8 \cdot 9,81} = 3,14 \text{ м. вод. ст.}$$

Повний напір контуру системи опалення відповідно дорівнює, м. вод. ст.:

$$H_{on} = 8,7 + 2,1 + 3,14 = 13,94 \text{ м. вод. ст.}$$

За розрахованими подачею та напором обираємо для опалення насос циркуляційний UPS 50-185 F фірми Grundfos [12]

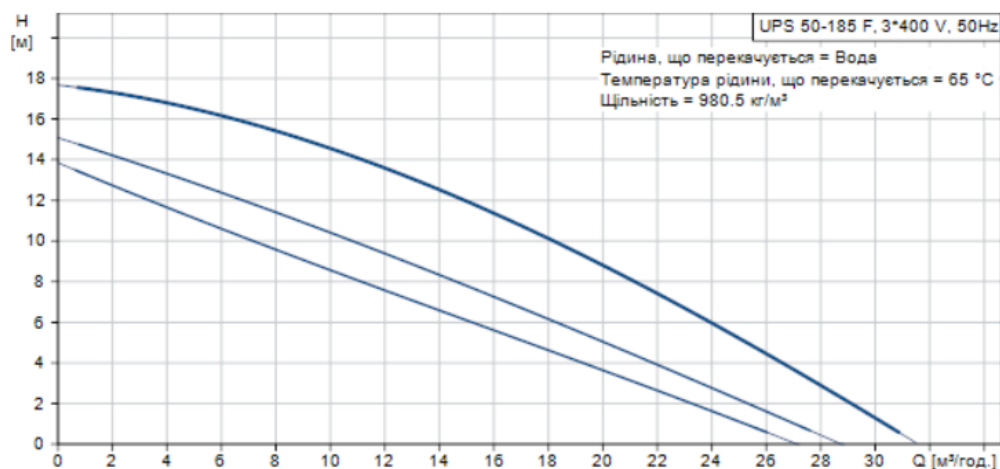


Рисунок 5.1 – H-Q діаграма циркуляційного насоса для системи опалення UPS 50-185 F

Для того щоб не зупиняти подачу води на опалення при ремонті одного насоса, беремо два, робочий та резервний. Вони будуть підключенні паралельно. Габаритні розміри: $L=280$ мм; $H=350$ мм; $D=195$ мм; [12].

5.1.2 Вибір підживлювальних насосів

В системах опалення, які підключені по незалежній схемі, можливе витікання води з контуру, через нещільності, тому система підживлюється із зворотнього трубопроводу. Також

із зворотнього трубопроводу здійснюють заповнення та підживлення системи опалення, бо з цього трубопроводу подається вода з меншою температурою, ніж в подаючих. Це безпечніше, для наладчиків, коли вони виконують пробний запуск системи опалення.

Таке заповнення здійснюють не турбуючись про скипання води в системі опалення, трубопроводи знаходяться під атмосферним тиском, температура теплоносія в зворотньому трубопроводі тепломережі не перевищує 70°C, на відміну від подаючого трубопроводу, де температура теплоносія може бути більше ніж 100°C [11].

5.1.2.1 Робочий тиск підживлювального насосу.

Підживлювальний насос має розраховуватися на гідравлічний опір, який буде відповідати висоті будівлі + запас 5м. Так як насос повинен піднімати теплоносій на останній поверх будівлі. [11]

$$H_H = h_6 + \Delta h_T + 5; \quad (5.6)$$

де h_6 – висота будівлі

Δh_T - втрата напору на тертя в трубопроводі

$$\Delta h_T = f(u);$$

де u – швидкість руху теплоносія у трубопроводі (приймаємо $u = 1$ м/с)

$$\Delta h_T = \lambda \cdot \frac{h_6}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}; \quad (5.7)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя ($\lambda = 0,03$)

d – діаметр трубопроводу (приймаємо $d = 50$ мм)

$$\Delta h_T = 0,03 \cdot \frac{30}{0,05} \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} = 0,917 \text{ кПа} = 0,0917 \text{ м. вод. ст.}$$

Визначимо напір, який має створювати підживлювальний насос для підняття води на останній поверх будівлі:

$$H_H = 30 + 0,0917 + 5 = 35,0917 \text{ м. вод. ст.}$$

Також робочий напір повинен задовольняти умові:

$$H_H \geq H_{\text{н.сист}}$$

$$H_H \geq 35,1 \text{ м. вод. ст.}$$

5.1.2.2 Подача насоса вибираємо відповідно до об'єму води в трубопроводах теплової мережі а також систем опалення, що підключені до теплообмінника. Її можна оцінити в розмірі 20% об'єму системи за одну годину [2].

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{nn} = 0,2 \cdot V_c. \quad (7.7)$$

Приймаємо об'єм системи $V_c = 14,5 \text{ м}^3$

$$G_{nn} = 0,2 \cdot 14,5 = 2,9 \text{ м}^3/\text{год}$$

5.1.2.3 Робоча точка підживлювального насосу системи опалення

$$G_H^0 = 2,9 \text{ м}^3/\text{год}, p_{\text{жн}}^0 \geq 35,1 \text{ м.вод.ст}$$

Для підживлення системи опалення ми обираємо одноступінчастий відцентровий насос типу NM 3/CE фірми Calpeda [13]. Один робочий, один резервний. Габарити насоса (мм) :

$L = 375\text{мм}; H = 240\text{мм}; D=220\text{мм}.$

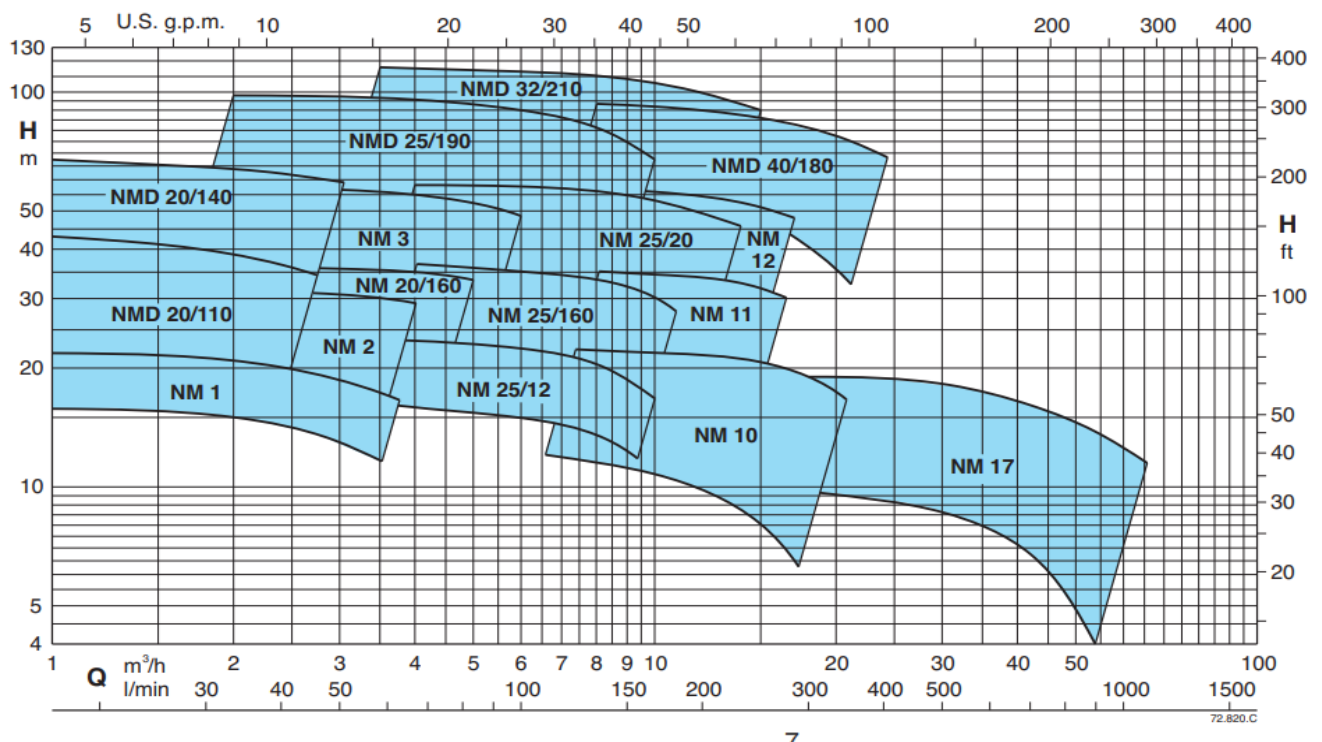


Рисунок 5.2 – Область застосування насосів фірми Calpeda

5.2 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

Завдяки циркуляційним насосам для ГВП вдається підтримувати температуру гарячої води на виході із змішувачів індивідуальних споживачів на рівні біля 55°C незалежно від її водорозбору з системи. Рециркуляційна вода, яка повернулася від споживачів (Т4) вводиться між двома ступенями теплообмінника на ГВП [1] (див. рис. 2.2)

Насос повинен забезпечити не менше 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на гаряче водопостачання. [1]

5.2.1 Витрата води системи рециркуляції [11]

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_{г.в.} \cdot 3600}{\rho}, \quad (5.9)$$

де $G_{г.в.} = 3,25$ кг/с - масова витрата гарячої води у другій ступені підігрівача ГВП,
 $\rho = f(t_p = 42,8^{\circ}C) = 991,1$ кг/м³ - густина води;

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 3,25 \cdot 3600}{991,1} = 1,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

5.2.2 Гідравлічний опір замкненого контуру системи гарячого водопостачання, кПа

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{зк}}, \quad (5.10)$$

де $\Delta p_2 = 61829,2$ Па – витрата тиску в каналах теплообмінника другого ступеню підігріву зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta p_{\phi} = 20$ кПа - максимальний гідравлічний опір фільтра [2];

$\Delta p_{\text{т.р.}} = 20$ кПа - гідравлічний опір трубопроводів [2];

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 61,8 + 20 + 20 = 101,8 \text{ кПа.}$$

5.2.3 Необхідний напір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання, м.вод.ст.

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

$$p_{\text{н}}^{\text{ГВП}} \geq 101,8 \text{ кПа} = 10,8 \text{ м. вод. ст.}$$

5.2.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання
 $G_p = 1,2$ м³/год, $p_{\text{н}}^{\text{ГВП}} \geq 10,8$ м. вод. ст.

Для системи гарячого водопостачання вибираємо два насоса типу ТР 32-150/2 фірми Grundfos [12]. Один робочий, один резервний. Габаритні розміри: $L=280$ мм; $H=395$ мм; $D=200$ мм.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

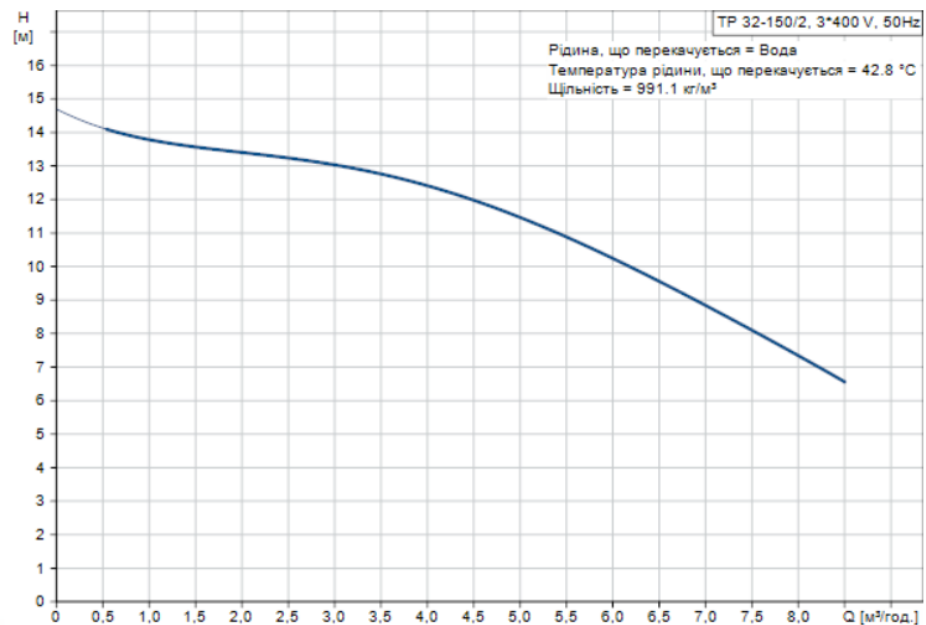


Рисунок 5.3 – H -Q діаграма циркуляційного насоса для системи гарячого водопостачання серії TP 32-150/2 фірми Grundfos [12].

5.3 Висновки до розділу 5

Згідно проведених розрахунків були підібрані циркуляційні насоси фірми Grundfos [12] для системи опалення UPS 50-185 F, для системи ГВП TP 32-150/2, також для системи опалення підібрані підживлювальні насоси NM 3/CE фірми Calpeda [13].

6 ВИБІР РОЗШИРЮВАЛЬНОГО БАКУ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Розширювальний бак належить захисній частині замкнутих систем. Вони застосовуються для регулювання об'єму води залежно від її температури, в системах працюючих по незалежній схемі [11].

Всередині всієї системи опалення знаходиться вода. При зменшенні об'єму води температура падає, а при збільшенні – зростає. Для цих ситуацій встановлюють розширювальні баки, щоб вони контролювали зміни в об'ємі та додавали, або забирали воду. Цей бак-циліндрична ємність, яку поділяє мембрана на дві частини вода та азот під тиском. Саме азот реагує на зміну температури і додає воду в систему при зменшенні температури, і забирає при нагріванні. Тому є можливість встановлювати такі баки разом із самим тепловим пунктом, в тому самому приміщенні. Це полегшує нагляд за баком [11].

6.1 Розрахунковий об'єм води

6.1.1 Загальний об'єм води, яка циркулює у системі [2], м³

$$V_a = \beta \cdot N_{\text{оп.пр}} \cdot n_{\text{буд}} \cdot V_{\text{оп.пр.}}, \quad (6.1)$$

де β - коефіцієнт, що враховує об'єм води у подаючих та зворотніх трубопроводах (приймаємо $\beta = 1,5$)

$N_{\text{оп.пр.}}$ — кількість нагрівальних приладів на будинок;

$n_{\text{буд}}$ - кількість будинків підключених до ЦТП;

$V_{\text{оп.пр}}$ — середній об'єм опалювального приладу (для старих чавунних радіаторів 1,8-2 л на одну секцію, по 7 секцій на кімнату, в середньому приймаємо 3 прилади на квартиру)[2].

Тоді:

$$V_a = 1,5 \cdot 432 \cdot 1 \cdot 0,014 = 9,01 \text{ м}^3$$

Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури), м³

$$\Delta V_a = \beta \Delta t V_a, \quad (6.2)$$

де $\beta = 0,0006$ середній коефіцієнт об'ємного розширювання води;

$$\Delta t = 95 - 65 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta V_a = 0,0006 \cdot 30 \cdot 9,01 = 0,162 \text{ м}^3$$

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.1.2 Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баку, м³.

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}, \quad (6.3)$$

$$V_v = \frac{9,01 \cdot 0,5}{100} = 0,045 \text{ м}^3$$

6.2 Мінімальний об'єм розширювального баку [11]

$$V_{min} = (\Delta V_a + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (6.4)$$

p_0 - тиск газу, у розширювальному баці при відсутності тиску води, приймається $p_0 = 30 \text{ м.вод.ст}$

p_e - тиск середовища в системі опалення, приймається $p_e = 40 \text{ м.вод.ст.}$ [11,14]

$$V_{min} = (0,162 + 0,045) \cdot \frac{40 + 10}{40 - 30} = 1,035 \text{ м}^3.$$

Вибираємо розширювальний мембранний бак об'ємом 1,1 м³ марки

EVA-1100 КНТ фірми КТН висотою $H=1,81 \text{ м}$ та внутрішнім діаметром $d=1 \text{ м}$ [14].

6.3 Висновки до розділу 6

Згідно проведених розрахунків був підібраний розширювальний бак EVA-1100 КНТ фірми КТН [14] об'ємом 1,12 м³ для системи опалення.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

При монтажі та експлуатації цього обладнання мають місце потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори, які при певних умовах можуть негативно впливати на стан здоров'я персоналу теплового пункту. До таких факторів належать:

- підвищена або понижена температура;
- відносна вологість та швидкість руху повітря робочої зони;
- підвищена або понижена температура поверхні обладнання та матеріалів;
- підвищені рівні інфрачервоних випромінювань;
- підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- недостатня або надмірна освітленість робочої зони;
- пожежна безпека та інші.

З метою виключення їх негативного впливу на виробництві теплового пункту в цьому розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації робочих приміщень та технологічного обладнання теплового пункту, а також визначені активні заходи з гігієни приміщення, виробничої санітарії та пожежної безпеки і профілактики.

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

7.1.1. Повітря робочої зони

Таблиця 7.1- Санітарні норми параметрів мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура, °С					Відносна вологість %		Швидкість руху, м/с	
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях постійних і	Оптимальна, не більш	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш
			Верхня межа		Нижня межа					
			На робочих місцях							
			Постійних	Непостійних	Постійних	Непостійних				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Продовження Табл. 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Холодний	Легка– І-а	22-24	25	26	21	18	40-60	75	0,1	не більше 0,1
Теплий		23-25	28	30	22	20	40-60	55 (при 28 ⁰ С)	0,1	0,2-0,1

З метою виключення або зменшення негативного впливу параметрів мікроклімату на здоров'я працівників, згідно ДСН 3.3.6.042-99, встановлено оптимальні та допустимі значення з урахуванням важкості виконуваної роботи та періоду року. Роботи в даному тепловому пункті за важкістю відносяться до категорії легкої Іа. Допустимі значення температури повітря визначено в таблиці 7.1.

7.1.2. Виробниче освітлення

Передбачено використання систем штучного робочого, аварійного, евакуаційного, ремонтного і охоронного освітлення. Система природного освітлення – бічна.

Таблиця 7.2 - Норми освітленості і КПО цеху згідно ДБН В.2.5.28 – 06

Розряд і під- розряд зорової роботи	Освітленість, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Суміщене
	Комбіноване	Загальне	Бічне	Верхнє і бічне
VI	-	200	1	1,8 і 0,6
VІІВ	–	50	0,2	0,5 і 0,2

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

-очищення світильників від пилу та бруду один раз на півріччя. Перед очищенням люмінесцентні світильники знеструмлюють;

-вимірювання опору ізоляції проводів і кабелів освітлювальної мережі здійснюються один раз на три роки. Опір ізоляції не менший 0,5 МОм;

-своєчасна заміна ламп, які відпрацювали свій ресурс;

-у приміщеннях, у яких використовують різні напруги, розетки мають відповідні напругам маркування і конструктивні особливості;

-джерела штучного освітлення, що містять пари ртуті, та люмінесцентні лампи до їх застосування зберігаються запакованими у спеціальному приміщенні, а використані – в

недоступних місцях і після збору у встановленій кількості здають на спеціалізовані підприємства для утилізації.

7.1.3. Виробничий шум і вібрація, дБ

Звук (шум) характеризується інтенсивністю, тобто потоком звукової енергії через одиницю площі. Характеристикою шуму на робочому місці є рівень звукового тиску L_p (дБ):

$$L_p = 20 \cdot \lg \frac{P_1}{P_0}, \quad (7.1)$$

де P_1 – середньо квадратичне значення звукового тиску за розглянутий період часу, Па;

P_0 – значення звукового тиску на нижньому порозі чутливості в октавній смузі із середньо-геометричною частотою 10 Гц, Па.

L_p – нормується залежно від частоти, характеру робіт і шуму (нормованого по відрядних спектрах - ПС).

Так само характеристикою шуму є рівень звуку :

$$L_a = 20 \cdot \lg \frac{P_{AL}}{P_0}, \quad \text{дБ} \quad (7.2)$$

де P_{AL} , – середньо квадратичне значення звукового тиску (з врахуванням корекції А шумоміра).

L_a – нормується залежно від характеру робіт і характеру шуму.

Гранично припустимі рівні звуку на робочих місцях у приміщенні котельні 75 дБ. Забороняється навіть короткочасне перебування в зонах з рівнем **звукового** тиску 135 дБ. Припустимі рівні звукового тиску й рівні звуку для **постійного** широкополосного шуму зазначені в таблиці 4.5 і відповідають [ДСН 3.3. 6.037-99 "Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку"].

Для забезпечення необхідних значень L_p й L_A проектом передбачено:

- тягодуттєва машина й димосос винесені за межі котельні;
- технічні засоби боротьби із шумом шляхом балансування й регулювання шумовиробляючих машин;
- теплова ізоляція в покривному шарі встаткування й трубопроводів одночасно є й шумопоглинаючим матеріалом;

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-дистанційне керування;

-при необхідності в котельні працівники зобов'язані користуватися протишумними засобами захисту (навушники протишумні, вкладиші протишумні "Беруші", протишумні заглушки).

Таблиця 7.3 – Припустимі рівні звукового тиску й рівні звуку для постійного широкополосного шуму.

Характер роботи	Припустимі рівні звукового тиску (дБ) у стандартизованих октавних смугах з середньгеометричними частотами (Гц)								Припустимий рівень звуку ДБ
	32	63	125	250	1000	2000	4000	8000	
Робота біля ПК	1003	91	83	70	70	68	66	64	75
Щитова	96	83	74	68	60	57	55	54	65

Згідно «Правила будови і безпечної експлуатації трубопроводів пари та гарячої води, Держнаглядохоронпраці» нормуються припустимі величини віброшвидкості (м/с) або віброприскорення (м/с²), або логарифм віброшвидкості L , дБ:

$$L = 20 \cdot \lg \frac{V_1}{V_0} \quad (7.3)$$

де V_1 – середньо квадратичне значення віброшвидкості за повний період часу, м/с;

$V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с – опорне значення віброшвидкості.

Джерелами вібрації є: електричні машини, насоси, трубопроводи, димососи, вентилятори, котел й інше устаткування.

Згідно [ДСН 3.3. 6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації] категорія вібрації по санітарних нормах і критеріям оцінки – 3 «а». Характеристика умов праці [ДСН 3.3. 6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації"]: технологічна вібрація що діє на операторів стаціонарних машин й устаткування й передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації.

Для зменшення впливу вібрації передбачено:

					ТП 71 99 06 ПЗ				Арк.
									61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

-установка всього устаткування, що є джерелом вібрації, на індивідуальні фундаменти із застосуванням матеріалів, які гасять вібрації [ДСН 3.3. 6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації"];

-на трубопроводах передбачена установка компенсаторів;

-на повітроводах передбачені еластичні вставки;

-дистанційне керування устаткуванням, що виключає передачу вібрації на робочі місця, віброізоляція робочих місць.

7.1.4. Електробезпека

Тепловий пункт по небезпеці електротравматизму відноситься до 3 категорії „особливо небезпечне приміщення”: струмопровідна підлога у приміщенні, можливість одночасного дотику людини до корпусу споживача електроенергії та металевих предметів, які мають контакт з землею, а також підвищену вологість повітря.

Основними споживачами електроенергії в тепло пункті є електродвигуни насосних установок та джерела штучного освітлення.

Електрообладнання живиться від мережі перемінного струму з глухо заземленою нейтраллю частотою 50Гц

Для виключення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання теплопункту проектом його реконструкції передбачено:

- ізоляція нормально струмоведучих частин з опором $R_{\Sigma} \geq 1$ кОм; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до 0,5 кОм;

-прилади, що огорожують та закривають, виконані так, щоб знімати чи відкривати їх можна тільки за допомогою ключів чи інструменту;

-живлення ламп накаливання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю, висота підвішування ламп 3,5м;

-передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення;

-для захисту персоналу від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту;

-для захисту обслуговуючого персоналу від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання и випробування засобів захисту , які використовуються в електроустановках»;

-наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж

7.1.5. Безпека технологічних процесів і обслуговування устаткування

Особливості організації робочих місць та експлуатації обладнання теплового пункту наступні:

- у тепловому пункті немає постійних робочих місць;
- система регулювання витрати тепла на опалення працює повністю автоматично;
- у приміщенні теплового пункту відсутня підвищена загазованість та запиленість повітря.

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно з нормативним документом:

1) Проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання (талі та монорельси).

2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам.

3) Кожний водо водяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам.

4) За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірного приямка, його мінімальні розміри 0,5 x 0,5 м при глибині не менше 0,8 м. Приямок повинен бути перекритим знімною решіткою.

5) Всі вимірювальні прилади передбачено встановити на щиті контролю, який знаходиться у приміщенні теплового пункту.

7.2. Пожежна безпека

Пожежна безпека – стан об'єкта, за якого з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приміщення теплового пункту згідно з НАПБ 03.002-2007 відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі може бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії обслуговуючого персоналу, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Приміщення теплового пункту не відноситься до вибухонебезпечних, тому що тут не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей.

Системи пожежної безпеки - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання пожежі та збитків від неї.

Відповідно до ГОСТ 12.1.004-91 пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно – технічних засобів.

Системи пожежної безпеки мають запобігати виникненню пожежі і впливу на людей небезпечних факторів пожежі на необхідному рівні. Потрібний рівень пожежної безпеки людей за допомогою зазначених систем, згідно з ГОСТ 12.1.004-91, не повинен бути меншим за 0,99999 відвернення впливу на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не може перевищувати 10^{-6} впливу небезпечних факторів пожежі, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожну людину.

Основні засоби попередження пожеж:

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

-застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті теплового пункту;

Основні технічні рішення по системі протипожежного захисту теплових пунктів:

-проектом передбачено, що тепловий пункт має індивідуальний вихід;

-для пожежної сигналізації застосовані пристрої охоронної сигналізації УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками. Датчики встановлено на стелі;

-згідно з ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77 передбачено застосування вогнегасників. Вогнегасник розташований біля входу у тепловий пункт;

-проектом запроектовано, що електродвигуни, електропроводники та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів;

-плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-на електродвигуни, світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно стандартів;

-проектом передбачено, що з'єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконується за допомогою опресовки, зварювання, пайки;

-прийнято, що переносні світильники мають скляні ковпачки та сітки. Для цих світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з урахуванням їх захисту від можливих пошкоджень;

-згідно з вимогами ДБНВ.2.5-56-1014 передбачено застосування стаціонарної системи водяного пожежогасіння з пожежними кранами у настінних шафах.

7.3 Висновки до розділу 7

В цьому розділі були передбачені заходи з охорони праці для безпечного виконання своїх обов'язків працівників теплового пункту.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У даній роботі був розроблений проект центрального теплового пункту багатоквартирного житлового пункту в м. Енергодарі, Запорізької обл.

Були розраховані теплові навантаження:

-на опалення 741,9 кВт;

-на гаряче водопостачання 620 кВт.

Схема підключення системи опалення незалежна. Для гарячого водопостачання було вибрано схему з двохступінчатим змішаним приєднанням водонагрівачів.

У якості водонагрівачів систем опалення і гарячого водопостачання були розраховані і вибрані пластинчаті теплообмінники.

Теплообмінник системи опалення укомплектований з пластинами 0,6Р на двох плитах має 41 пластин та 4 ходи. Витрата мережної води на опалення 2,21 кг/с. Витрата води у внутрішній системі опалення 5,9 кг/с. Сумарна площа нагріву у теплообміннику 20,6 м².

Теплообмінники системи гарячого водопостачання, першої та другої ступіней підігріву, виконані як один блок, який виконаний на трьох плитах(дві основні та одна проміжна) з пластин типу 0,6Р. Перша ступінь має 37 пластин та 6 ходів, друга ступінь має 25 пластин та 4 ходи.

Згідно проведених розрахунків були підібрані циркуляційні насоси фірми Grundfos [12] для системи опалення UPS 50-185 F, для системи ГВП ТР 32-150/2, також для системи опалення підібрані підживлювальні насоси NM 3/CE фірми Calpeda [13].

Згідно проведених розрахунків був підібраний розширювальний бак EVA-1100 КНТ фірми КТН [14] об'ємом 1,12 м³ для системи опалення.

Розміщення тепломеханічного обладнання див. графічний матеріал.

Передбачені заходи з охорони праці для безпечного виконання своїх обов'язків працівників теплового пункту.

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Проектирование тепловых пунктов. СП 41 – 101-95. – Москва: Госстрой России, 1999. 79 с.
- 2 Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472с.
- 3 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. Методичні вказівки. – К.: НТУУ «КПІ», ТЕФ. 2008. – 64с.
- 4 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ „Видавництво „Політехніка”, 2004. – 192 с.
- 5 Проценко С.Б., Новицька О.С. Методичні вказівки по розрахунку проектного теплового навантаження систем опалення будівель за EN 12831. – Р.: НУВГП, 2016. – 40 с.
- 6 ДБН В.2.2-15-2005 Житлові будинки. Основні положення
- 7 Исаченко В.П. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. / В.П.Исаченко, В.А.Осипова, А.С.Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
- 8 Краснощеков Е.А Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов. / Е.А Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
- 9 Загребин В.А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников/ В.А. Загребин // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – №2. – С.11-14.
- 10 ДСТУ 3667-97(ГОСТ 30564-98): 1997. Труби безшовні гарячедеформовані з вуглецевих та легированих сталей із спеціальними властивостями. Технічні умови. Чинний від 1998-10-12.. Київ, 1998. -17с.
- 11 Сканава А.И. Отопление. – М. : Стройиздат, 1988. – 416 с.
- 12 Каталог продукції, що випускається заводом «Grundfos» (Данія) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://product-selection.grundfos.com/ua> (10.05.21)
- 13 Каталог продукції, що випускається заводом «Calpeda» (Італія). [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://calpeda.ua/> (10.05.21)
- 14 Каталог продукції, що випускається заводом «КТН»(Україна) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://kht.com.ua/> (10.05.21)

					ТП 71 99 06 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТОК А

Перевірка дипломного проєкту на академічну доброчесність



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:
1008276509

Дата перевірки:
11.06.2021 21:11:18 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
11.06.2021 21:13:12 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: bakalavr_Mishko

Кількість сторінок: 48 Кількість слів: 8777 Кількість символів: 53770 Розмір файлу: 1.63 MB ID файлу: 1008346358

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

27.1%

Схожість

Найбільша схожість: 12.2% з Інтернет-джерелом (https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/30548/1/Shapoval_magistr.pdf)

20% Джерела з Інтернету

45

Сторінка 50

22.3% Джерела з Бібліотеки

99

Сторінка 51

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0.33%

Вилучень

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

0.03% Вилучення з Інтернету

47

Сторінка 52

0.33% Вилученого тексту з Бібліотеки

281

Сторінка 52

Модифікації

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

Замінені символи

142

Підозріле форматування

13
сторінок

Позиція	Найменування та технічна характеристика	Тип, марка, позначення документа, опитувального листа	Код обладнання, виробу, матеріалу	Завод-виготовлювач	Одиниця виміру	Кількість	Маса одиниці, кг	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Основне обладнання							
1	Теплообмінник опалення	пластини тип-0,6P	матеріал-X18H10T	УКРНДПХИММАШ	шт.	1		
2	Теплообмінник ГВП	пластини тип-0,6P	матеріал-X18H10T	УКРНДПХИММАШ	шт.	1		
3	Насос циркуляційний СО, G=21,7 м /год, H=13,94 м.вод.ст.	UPS 50-185 F	96430297	Grundfos	шт.	2	26,5	1 роб, 1 рез.
4	Насос циркуляційний ГВП, G=1,2 м /год, H=10,8 м.вод.ст.	TP 32-150/2	99221981	Grundfos	шт.	2	29,5	1 роб, 1 рез.
5	Насос підживлення СО, G=2,9 м /год, H=35,01 м.вод.ст.	NM 3/CE	29229	Calpeda	шт.	2	23	1 роб, 1 рез.
6	Бак розширювальний, V=1,1 м ³	EVA-1100 KHT		KHT	шт.	1	187	
7	Вузол обліку теплової енергії				шт.	1		
8	Щит управління насосами				шт.	1		
9	Колектор системи опалення прямий D=152x5мм, L=1000мм				шт.	1	18,13	
10	Колектор системи опалення зворотній D=152x5мм, L=1000мм				шт.	1	18,13	
11	Колектор ГВП прямий D=152x5мм, L=1000мм				шт.	1	18,13	
12	Колектор ГВП рециркуляційний D=152x5мм, L=1000мм				шт.	1	18,13	

Зам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № ориг.	

						ТП 71 99 06 001 ТМК.С				
						Багатоквартирний житловий будинок в м. Енергодарі Запорізької обл.				
Зм.	Кільк.	Арк.	№док	Підпис	Дата	Центральний тепловий пункт	Стадія	Аркуш	Аркуші	
Студент		Мішко					ДПБ		1	
Керівник		Голіяд								
П.контр.										
Н.контр.		Боженко								
						Специфікація	КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ			
Зав.каф.		Варламов								

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

[illegible]

				ТП 71 99 06		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Мішко			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Голяд					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, Кафедра ТПТ	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					