

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого  
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки**

«До захисту в ЕК допущено»»

Директор інституту:

\_\_\_\_\_ Сергій БЛАЖЕНКО  
(підпис) (ім'я та прізвище)

«\_\_\_» червня 2022 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри:

\_\_\_\_\_ Валентин ПЕТРЕНКО  
(підпис) (ім'я та прізвище)

«\_\_\_» червня 2022 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА**

зі спеціальності \_\_\_\_\_ 144 «Теплоенергетика»  
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми \_\_\_\_\_  
Теплоенергетика та енергоефективні технології

на тему: Проект системи тепlopостачання житлово-промислового  
району №4в місті Ужгород

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ТЕ-4-13 ск

\_\_\_\_\_ Щуришин Дмитро Романович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник: Філоненко Віталій Миколайович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент: \_\_\_\_\_ Михайло Масліков \_\_\_\_\_  
(ім'я та прізвище) (підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

Здобувач \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ — 2022 р.

# НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого  
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь «бакалавр»

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»  
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології  
(назва)

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“31” березня 2022року

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Щуришин Дмитро Романович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Проект системи тепlopостачання житлово-промислового району №4  
в місті Ужгород

керівник роботи: Філоненко Віталій Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “31”03.2022 року № 167-кc

2. Строк подання здобувачем роботи 31.05.2022 року

3. Вихідні дані до роботи технологічне навантаження 12,0 МВт; температура теплоносія 95 С; розрахункова температура -18 С; середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період -1,6 С; температура для системи вентиляції -10 °С; тривалість роботи промислового підприємства – 7000 год; тривалість опалювального періоду – 164 діб; температури мережної води  $\tau_{01}/\tau_{02}:140^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ .

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Розрахунок теплових навантажень житлово-промислового району міста

2. Розрахунок теплової схеми котельні з водогрійними котлами

3. Охорона праці

4. Творче завдання на тему “Регенерація в КЕС”

5. Перелік графічного матеріалу

1. План району з трасою теплових мереж. Схема абонентського приєднання житлового будинку до теплової мережі. Графіки.

2. Теплова схема котельні.

3. Компоновка котельні

6. Дата видачі завдання: 08.04 – 13.04.2022.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконаннякваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Визначення теплових навантажень в системіТПЖР	14.04 – 21.04.2022	Виконано
2	Розрахунок витрати та температури мережноїводи в прямій та зворотній магістралях	22.04 – 29.04.2022	Виконано
3	Визначення розрахункових витрат теплоносія	30.04 – 05.05.2022	Виконано
4	Формування вихідних даних до Частина 2проекту	06.04 – 10.05.2022	Виконано
5	Розрахунок теплової схеми котельні	11.05 – 18.05.2022	Виконано
6	Вибір енергетичного обладнання котельні	19.05 – 23.05.2022	Виконано
7	Оформлення креслень та ПЗ	24.05 – 31.05.2022	Виконано

**Здобувач**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Керівник роботи**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Щуришин Д.Р**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

**Філоненко В.М.**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

Анотація.....	5
Вступ.....	6
Розділ I. Розрахунок теплових навантажень житлово - промислового району міста.....	7
1.1. Вихідні дані до проекту.....	7
1.2. Визначення теплових навантажень в системі теплопостачання житлового району.....	9
1.3. Розрахунок витрати та температури мережної води в прямій та зворотній магістралях.....	15
1.3.1. Розрахунок витрат та температур мережної води на опалення.....	15
1.3.2. Розрахунок витрат та температур мережної води на гаряче водопостачання.....	18
1.3.3. Розрахунок витрат та температур мережної води на вентиляцію.....	24
1.4. Визначення розрахункових витрат теплоносія.....	27
1.5. Вихідні дані до розділу II.....	29
Розділ II. Розрахунок теплової схеми котельні з водоگрійними котлами.....	31
2.1. Формування вихідних даних для теплового розрахунку котельні з водоگрійними котлами.....	31
2.2. Формування принципової схеми водоگрійної котельні.....	34
2.3. Розрахунок теплової схеми котельні з водогрійними котлами.....	35
2.4. Визначення енергетичних показників роботи водогрійної котельні.....	43
2.5. Вибір обладнання котельні з водогрійними котлами.....	46
Розділ III. Охорона праці.....	49
Розділ IV. Регенерація в КЕС.....	57
Список використаної літератури.....	71
Додаток.....	72

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект системи теплопостачання житлово- промислового району №4 в місті Ужгород						
Розробив		Щуришин Д.Р.							Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірів		Філоненко В.М.							4	72	
Н.контр.									НУХТ		
Т.контр.									Каф. ТЕХТ гр. ТЕ-4-13ск		
Затвердив		Петренко В.П.									

## Анотація

Даний проект містить розрахунок теплових навантажень в системі тепlopостачання житлового району на 48 кварталів, знайдені графіки залежності теплових навантажень опалення, вентиляції та гарячого водopостачання району від температури зовнішнього повітря, графік залежності температур і витрати мережної води від температури зовнішнього повітря, графік річної сумарної витрати теплоти.

Обґрунтована та сформульована система технічних рішень зі створення котельні, виконаний розрахунок теплової схеми котельні з техніко – економічним показником ефективності її роботи, здійснений вибір енергетичного обладнання котельні, викреслена розгорнута схема котельні, план та повздовжній розріз.

Третя частина - розділ з охорони праці, в якому розглянуто питання безпечної експлуатації котельного устаткування.

Графічна частина виконана на 3 листах формату А1.

**Ключові слова:** тепловий розрахунок, котельня, графіки навантажень, теплове обладнання, схема абонентського приєднання, водогрійна котельня, сучасні системи теплозабезпечення.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Щуришин Д.Р.			Проект системи тепlopостачання житлово- промислового району №4 в місті Ужгород	Літ.	Аркуш	Аркушіє
Перевірів		Філоненко В.М.					5	72
Н.контр.						НУХТ		
Т.контр.						Каф. ТЕХТ гр. ТЕ-4-13ск		
Затвердив		Петренко В.П.						

## Вступ

Метою дипломного проекту є розроблення водогрійної котельні для забезпечення потреб опалення, вентиляції та гарячого водопостачання житлового району міста та технологічного навантаження підприємства.

Актуальність роботи полягає в тому, що на сьогодні більша частина будинків житлових районів мають застаріле обладнання, яке не відповідає сучасним вимогам і потребам населення нашої держави. Через те виникає потреба у створенні сучасного обладнання, яке відповідає європейським стандартам і зможе повністю забезпечувати зростаючі потреби населення у тепло – та водопостачанні.

В основу даного проекту покладено створення парової котельні, яка зможе при економії електроенергії та палива, працюючи максимально ефективно, забезпечити житловий район опаленням, гарячим водопостачанням, та технологічним навантаженням підприємства.

Для реалізації вирішенні такі задачі :

- розраховані теплові навантаження в системі тепlopостачання житлового району;
- знайдені витрата та температури мережної води в прямій та зворотній магістралях;
- розрахована теплова схема котельні з водогрійними котлами;
- визначена собівартість теплоти, відпущеної від котельні;
- виконані компоновочні креслення котельні;

При дотриманні всіх розрахунків, дана система зможе більш повно задовольнити потреби населення даного району у опаленні, гарячому водопостачанні та потреби у тепловому навантаженні підприємства.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект системи тепlopостачання житлово- промислового району №4 в місті Ужгород	Літ.	Аркуш	Акрушіє
Розробив		Щуришин Д.Р.					6	72
Перевірів		Філоненко В.М.						
Н.контр.								
Т.контр.								
Затвердив		Петренко В.П.				НУХТ Каф. ТЕХТ гр. ТЕ-4-13ск		

# I. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЖИТЛОВО-ПРОМИСЛОВОГО РАЙОНУ МІСТА

## 1.1. ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРОЕКТУ

1.1.1. Географічний пункт розміщення житлово-промислового району: м. Ужгород

1.1.2. Генплан мікрорайону з розміщенням джерела теплоти - варіант № 4 (48 житлових кварталів)

1.1.3. Структура теплового навантаження:

1.1.3.1. Опалення житлових кварталів

1.1.3.2. Гаряче водопостачання житлових кварталів

1.1.3.3. Вентиляція громадських будівель

1.1.3.4. Технологічне навантаження промислового підприємства  $Q_{пп} = 12 \text{ МВт}$

Теплоносій - гаряча вода з температурою 95 С.

1.1.4. Розрахункова температура (максимально зимова) для проектування системи опалення:

$$t_{зо} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

1.1.5. Середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період:  $t_{з\text{сер}\text{оп}} = 1,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$

1.1.6. Розрахункова температура для проектування системи вентиляції:  $t_{вен} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$

1.1.7. Температура початку опалювального періоду:  $t_{зпк} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$

1.1.8. Температура точки "зламу",  $t_{з}$  (розраховується після побудови графіка зміни температури і витратимережної води на опалення в залежності від температури зовнішнього повітря)

1.1.9. В дипломному проекті розрахунки всіх видів теплових навантажень здійснюємо для трьох характерних режимів:

- максимально зимового
- точки "зламу" температурного графіка опалення
- літнього

1.1.10. Тривалість роботи промислового підприємства:  $\tau_{пп} = 7000 \text{ год}$

1.1.11. Тривалість опалювального періоду:  $\rho_{о} = 164 \text{ діб}$

1.1.12. Тривалість періоду стояння температур зовнішнього періоду, діб:

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Щуришин Д.Р.			Проект системи теплопостачання житлово- промислового району №4 в місті Ужгород	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірів		Філоненко В.М.					7	72
Н.контр.						НУХТ		
Т.контр.						Каф. ТЕХТ гр. ТЕ-4-13ск		
Затвердив		Петренко В.П.						

Температура	Інтервали середньодобових температур зовнішнього повітря, °С							
	-30... ...-25	-25... ...-20	-20... ...-15	-15... ...-10	-10... ...-5	-5... ...0	0... ...+5	+5... ...+8
У вказаному інтервалі	0	0,4	2,1	8,4	18,7	41,9	60,6	32,9
Нижче даної	0	0,4	2,5	10,9	29,6	71,5	132,3	164

1.1.4. Розрахункові температури мережної води:

$$\tau'01 = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\tau'02 = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

1.1.5. Система теплопостачання: *закрита*

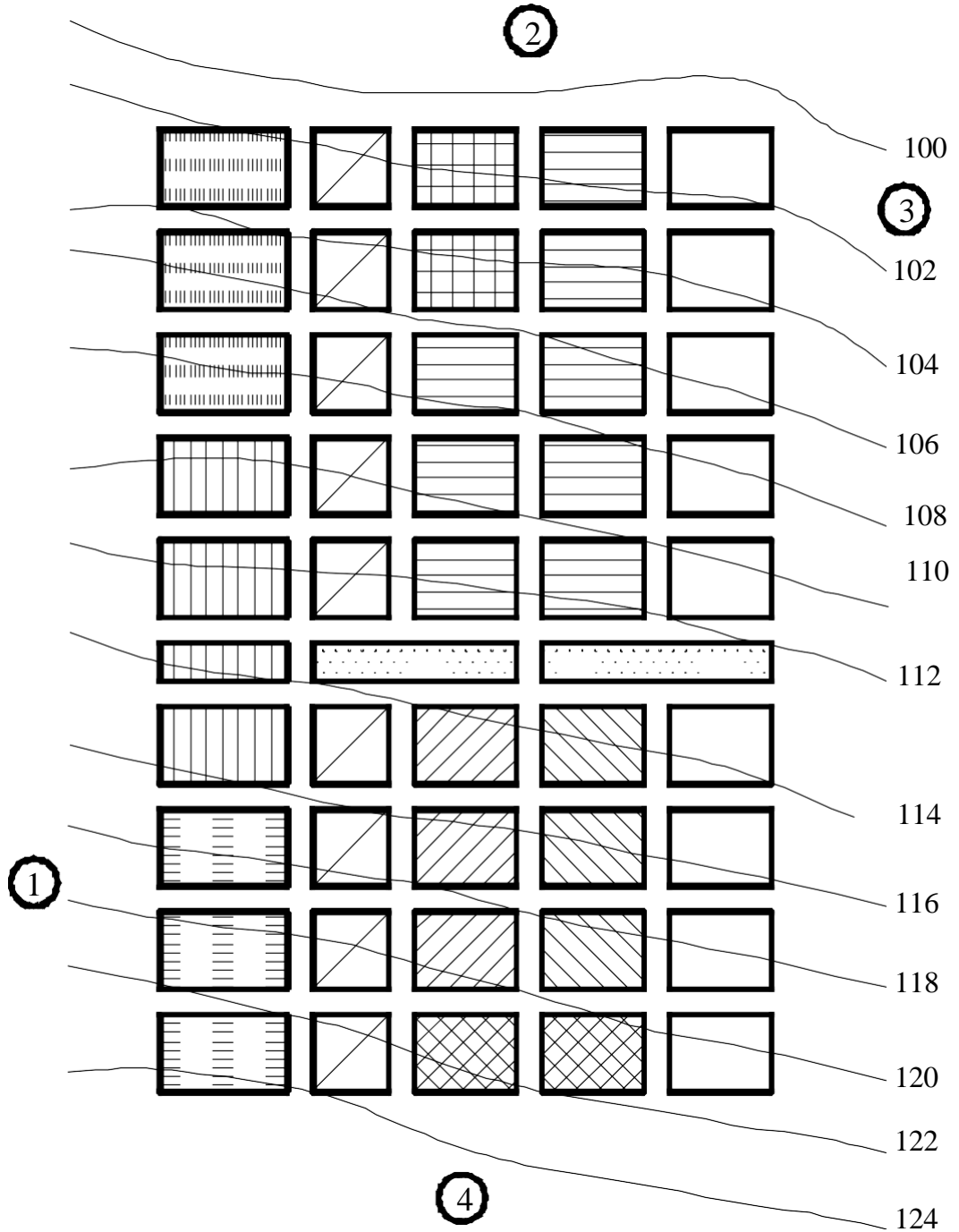
1.1.6. Метод регулювання теплового навантаження на опалення: *центральне якісне регулювання спільно зміщевим кількісним регулюванням*

1.1.7. Схема підключення підігрівників гарячого водопостачання до системи опалення: *двоступенева змішана*

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1.2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В СИСТЕМІ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВОГО РАЙОНУ

1.2.1. Викреслюємо план району, у відповідності із завданням у масштабі 1:3000



					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк. 9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.2 Нумеруємо на плані району квартали району тепlopостачання

1.2.3. Визначаємо загальну площу житлових споруд району:

площа 1 району:  $F_1 = 0.18$  га

густина (щільність) житлового фонду (дод.8):  $f_1 = 7500$  м<sup>2</sup>/га

$$F_{\text{ж}} = F_1 \cdot f_1 = 0,18 \cdot 7500 = 1350 \text{ м}^2$$

1.2.4. Визначаємо максимальне навантаження системи опалення житлових і громадських будівель

укрупнений показник максимального теплового потоку (дод. 9):  $q_0 = 79$  Вт/м<sup>2</sup>

коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських споруд:  $K_{\text{гр}} = 0.25$

$$Q'_{o_{\text{max}}} = q_0 \cdot F_{\text{ж}} \cdot (1 + K_{\text{гр}}) \cdot 10^{-6} = 79 \cdot 1350 \cdot (1 + 0,25) \cdot 10^{-6} = 0,13 \text{ МВт}$$

1.2.5. Визначаємо максимальне теплове навантаження системи вентиляції громадських споруд:

Коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських споруд:  $K_{\text{в}} = 0.4$

$$Q'_{\text{в}_{\text{max}}} = K_{\text{гр}} \cdot K_{\text{в}} \cdot q_0 \cdot F_{\text{ж}} \cdot 10^{-6} = 0,25 \cdot 0,4 \cdot 79 \cdot 1350 \cdot 10^{-6} = 0,01 \text{ МВт}$$

1.2.6. Визначаємо чисельність (кількість мешканців) людей, що проживають у районі:

норма загальної площі на одного мешканця приймається 18...25 м<sup>2</sup>/люд.:

$$f_3 = 25 \text{ м}^2/\text{люд}$$

$$m = \frac{F_{\text{ж}}}{f_3} = \frac{1350}{25} = 55 \text{ люд}$$

1.2.7. Визначаємо середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд:

укрупнений показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд:  $q_{\text{г}} = 376$  Вт/люд

$$Q'_{\text{гвп}} = q_{\text{г}} \cdot m \cdot 10^{-6} = 376 \cdot 55 \cdot 10^{-6} = 0,02 \text{ МВт}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.8. Зводимо результати розрахунку по кожному кварталу в таблицю 1.

Таблиця 1. Розрахункові теплових навантажень

Номер квартала	Площа га	Густина (щільність) житлового фонду м <sup>2</sup> /га	Житлова площа кварталу, м <sup>2</sup>	Кількість мешканців, люд.	Теплові потоки, МВт			Всього 6+7+8
					$Q'_{o\max}$	$Q'_{v\max}$	$Q'_{ГВП}$	
					Опалення	Вентиляція	ГВП	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,18	7500	1350	55	0,13	0,01	0,02	0,16
2	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
3	0,16	6400	1014	41	0,10	0,01	0,02	0,12
4	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,11
5	0,16	3600	570	23	0,15	0,005	0,01	0,16
6	0,18	7500	1337	53	0,13	0,02	0,02	0,17
7	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
8	0,16	6400	1014	41	0,10	0,01	0,02	0,13
9	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,12
10	0,16	3600	570	23	0,15	0,01	0,01	0,16
11	0,18	7500	1337	53	0,13	0,01	0,02	0,16
12	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
13	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,11
14	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,11
15	0,16	3600	570	23	0,15	0,005	0,01	0,16
16	0,18	6100	1087	43	0,11	0,01	0,02	0,13
17	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
18	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,11
19	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,12
20	0,16	3600	570	23	0,15	0,01	0,01	0,16
21	0,18	6100	1087	43	0,11	0,01	0,02	0,14
22	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
23	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,11
24	0,16	5800	919	37	0,09	0,01	0,01	0,11
25	0,16	3600	570	23	0,15	0,005	0,01	0,16
26	0,08	6100	494	20	0,05	0,004	0,01	0,06
27	0,13	3600	454	18	0,12	0,004	0,01	0,13
28	0,14	3600	518	21	0,13	0,004	0,01	0,15
29	0,18	6100	1087	43	0,11	0,01	0,02	0,13
30	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
31	0,16	4500	713	29	0,10	0,01	0,01	0,12
32	0,16	5000	792	32	0,12	0,01	0,012	0,13
33	0,16	3600	570	23	0,15	0,005	0,01	0,16
34	0,18	7500	1337	53	0,13	0,01	0,02	0,16
35	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
36	0,16	4500	713	29	0,10	0,01	0,01	0,12
37	0,16	5000	792	32	0,12	0,01	0,01	0,13
38	0,16	3600	570	23	0,15	0,005	0,01	0,16
39	0,18	7500	1337	53	0,13	0,01	0,02	0,16
40	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
41	0,16	4500	713	29	0,10	0,01	0,01	0,12
42	0,16	5000	792	32	0,12	0,01	0,01	0,13
43	0,16	3600	570	23	0,15	0,005	0,01	0,16
44	0,18	7500	1337	53	0,13	0,01	0,02	0,16
45	0,11	7200	784	31	0,08	0,01	0,01	0,10
46	0,16	6800	1077	43	0,11	0,01	0,02	0,13
47	0,16	6800	1077	43	0,11	0,01	0,02	0,13
48	0,16	3600	570	23	0,15	0,005	0,01	0,16
Всього	7,21	275100	40981	1639	5,22	0,38	0,62	6,22

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

11

1.2.9. Визначаємо максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд:

сумарне навантаження на ГВП:  $Q'_{\text{ГВП}} = 0,62 \text{ МВт}$

$$Q'_{\text{ГВП}_{\text{max}}} = 2,4 \cdot Q'_{\text{ГВП}} = 2,4 \cdot 0,62 = 1,49 \text{ МВт}$$

1.2.10. Визначаємо середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання для неопалювального (літнього) періоду:

температура холодної водопровідної води для літнього періоду:  $t_{\text{хв}_\text{л}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

температура холодної водопровідної води для зимового періоду:  $t_{\text{хв}_\text{з}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

коефіцієнт, що враховує зміну витрати мережної води на гаряче водопостачання в неопалювальний період п відношенню до опалювального для житлово-комунального сектора:  $\beta = 0,8$

$$Q'_{\text{ГВП}_{\text{сер}_\text{л}}} = Q'_{\text{ГВП}} \cdot \frac{55 - t_{\text{хв}_\text{л}}}{55 - t_{\text{хв}_\text{з}}} \cdot \beta = 0,62 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 0,4 \text{ МВт}$$

1.2.11. Визначаємо максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання для неопалювального (літнього) періоду:

$$Q'_{\text{ГВП}_{\text{max}_\text{л}}} = Q'_{\text{ГВП}_{\text{max}}} \cdot \frac{55 - t_{\text{хв}_\text{л}}}{55 - t_{\text{хв}_\text{з}}} \cdot \beta = 1,49 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 0,95 \text{ МВт}$$

1.2.12. Визначаємо теплові навантаження на опалення  $Q_o$  та вентиляцію  $Q_v$  для 5-ти характерних температур зовнішнього повітря:  $t_{\text{зо}}$ ,  $t_{\text{з}}$ ,  $t_{\text{з}_\text{сер}_\text{оп}}$ ,  $t_{\text{зз}}$ ,  $t_{\text{зпк}}$

температура повітря всередині приміщення:  $t_{\text{вп}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

сумарне навантаження на опалення:

$$Q_o = Q'_{o_{\text{max}}} \cdot \frac{t_{\text{вп}} - t_{\text{зо}}}{t_{\text{вп}} - t_{\text{зо}}} = 5,22 \cdot \frac{18 - -18}{18 - -18} = 5,22 \text{ МВт}$$

сумарне навантаження на вентиляцію:

$$Q_v = Q'_{v_{\text{max}}} \cdot \frac{t_{\text{вп}} - t_{\text{зо}}}{t_{\text{вп}} - t_{\text{зо}}} = 0,38 \cdot \frac{18 - -18}{18 - -18} = 0,38 \text{ МВт}$$

1.2.13. Визначаємо теплове навантаження системи гарячого водопостачання (середнє і максимальне) напротязі опалювального періоду, як незмінні, незалежно від температури зовнішнього повітря

1.2.14. Зводимо результати розрахунків теплових навантажень в таблицю

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2. Значення максимальних і середніх теплових навантажень в залежності від температури зовнішнього повітря.

№ п/п	Позначення	Одиниця виміру	Тепловий потік при $t_3$					літо
			$t_{3,0}$ -18 °C	$t_3$ -10 °C	$t_{3, \text{сєр.опал}}$ +1,6 °C	$t_{3,3}$ +5,3 °C	$t_{3\text{пк}}$ +8 °C	
1	$Q_o$		1	0,78	0,46	0,35	0,28	
2	$Q_o$	МВт	5,22	4,06	2,38	1,84	1,45	
3	$Q_v$	МВт	0,38	0,30	0,17	0,13	0,11	
4	$Q'_{\text{ГВП}}$	МВт	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,40
5	$Q'_{\text{ГВП max}}$	МВт	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	0,95
6	Всього:	МВт	6,22	4,98	3,17	2,60	2,18	0,40
	2+3+4							
7	Всього:	МВт	7,09	5,84	4,04	3,46	3,04	0,95
	2+3+5							

1.2.15. Визначаю річну витрату теплоти:

- на опалення

$$Q_{o\text{річ}} = Q'_{o\text{max}} \cdot n_o \cdot 24 \cdot \frac{t_{\text{вр}} - t_{3\text{сєр.оп}}}{t_{\text{вр}} - t_{30}} \cdot 3,6 = 5,22 \cdot 164 \cdot 24 \cdot \frac{18 - 1,6}{18 - -18} \cdot 3,6 = 3,37 \times 10^4 \text{ ГДж/рік}$$

- на вентиляцію

$$Q_{v\text{річ}} = Q'_{v\text{max}} \cdot n_o \cdot \frac{16}{24} \cdot \frac{t_{\text{вр}} - t_{3\text{сєр.оп}}}{t_{\text{вр}} - t_{30}} \cdot 3,6 = 0,38 \cdot 164 \cdot \frac{16}{24} \cdot \frac{18 - 1,6}{18 - -18} \cdot 3,6 = 68,14 \text{ ГДж/рік}$$

- на гаряче водопостачання

тривалість роботи системи ГВП протягом року:  $n = 8400$  год

$$Q_{\text{ГВП,річ}} = (Q'_{\text{ГВП}} \cdot n_o + Q'_{\text{ГВП,сєр.л}} \cdot (n - n_o)) \cdot 3,6 = (0,62 \cdot 164 + 0,4 \cdot (8400 - 164)) \cdot 3,6 = 1,22 \times 10^4 \text{ ГДж/рік}$$

1.2.16. Визначаємо сумарну річну витрату теплоти на опалення, на вентиляцію, на ГВП:

$$\Sigma Q_{\text{річ}} = Q_{o\text{річ}} + Q_{v\text{річ}} + Q_{\text{ГВП,річ}} = 3,37 \times 10^4 + 68,14 + 1,22 \times 10^4 = 4,6 \times 10^4 \text{ ГДж/рік}$$

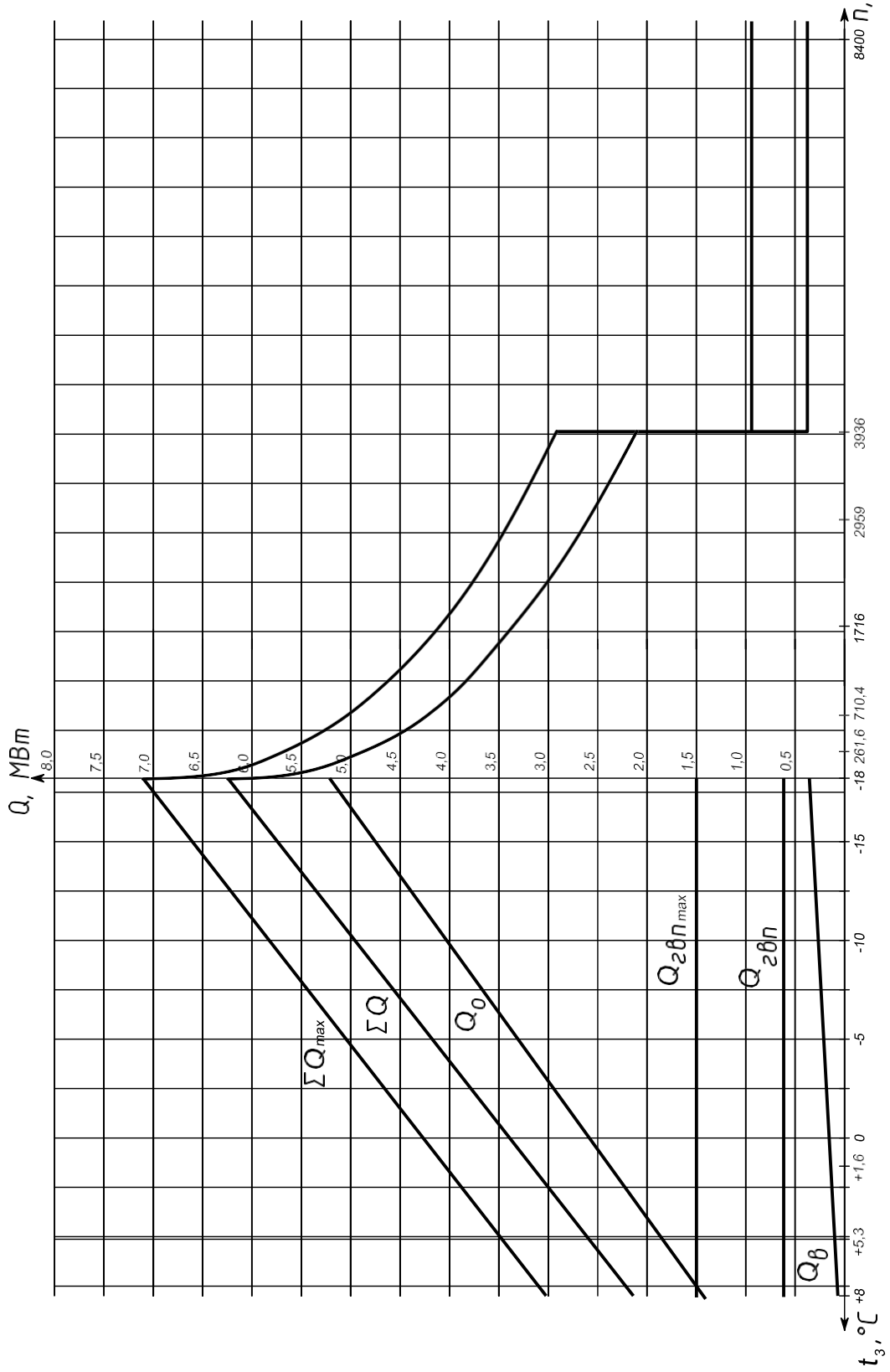
$$\Sigma Q_{\text{річ}} = \frac{\Sigma Q_{\text{річ}}}{3,6} = \frac{4,6 \times 10^4}{3,6} = 1,28 \times 10^4 \text{ МВт}$$

1.2.17. Будуємо графік зміни теплових навантажень на опалення, ГВП, вентиляцію в залежності від температури зовнішнього повітря та графік змінних теплових навантажень протягом року

						КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
							13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

год

Графік зміни теплових навантажень опалення, вентиляції та ГВП на протязі опалювального періоду року



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

14

### 1.3. РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ ТА ТЕМПЕРАТУРИ МЕРЕЖНОЇ ВОДИ В ПРЯМІЙ ТА ЗВОРОТНІЙ МАГІСТРАЛЯХ

#### 1.3.1. Розрахунок витрат та температур мережної води на опалення

1.3.1.1. Визначаємо температуру мережної води для 5-ти характерних температур зовнішнього повітря:  $t_{30}$ ,  $t_3$ ,  $t_{3\_сер\_оп}$ ,  $t_{33}$ ,  $t_{3пк}$ :

- в подавальному трубопроводі

розрахункова температура мережної води перед системою опалення (на вході в опалювальні прилади), приймається в межах 95...105 С:

$$t'_{03} = 95 \text{ C}$$

$$t'_{пр} = \frac{t'_{03} + t'_{02}}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t'_{\text{о}} = t'_{пр} - \delta = 82,5 - 18 = 64,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\delta t'_{\text{о}} = t'_{01} - t'_{02} = 150 - 70 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta' = t'_{03} - t'_{02} = 95 - 70 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} t_{01} &= t_{вр} + \Delta t'_{\text{о}} \cdot \left( \frac{t_{вр} - t_{30}}{t_{вр} - t_{30}} \right)^{0,8} + \frac{t_{вр} - t_{30}}{t_{вр} - t_{30}} \cdot (\delta t'_{\text{о}} - 0,5 \cdot \theta') = \\ &= 18 + 64,5 \cdot \left( \frac{18 - -18}{18 - -18} \right)^{0,8} + \frac{18 - -18}{18 - -18} \cdot (80 - 0,5 \cdot 25) = 150 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- після вузла змішування

$$\begin{aligned} t_{03} &= t_{вр} + \Delta t'_{\text{о}} \cdot \left( \frac{t_{вр} - t_{30}}{t_{вр} - t_{30}} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \theta' \cdot \frac{t_{вр} - t_{30}}{t_{вр} - t_{30}} = \\ &= 18 + 64,5 \cdot \left( \frac{18 - -18}{18 - -18} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot \frac{18 - -18}{18 - -18} = 95 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- після системи опалення (опалювальних приладів)

$$\begin{aligned} t_{02} &= t_{вр} + \Delta t'_{\text{о}} \cdot \left( \frac{t_{вр} - t_{30}}{t_{вр} - t_{30}} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \theta' \cdot \frac{t_{вр} - t_{30}}{t_{вр} - t_{30}} = \\ &= 18 + 64,5 \cdot \left( \frac{18 - -18}{18 - -18} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot \frac{18 - -18}{18 - -18} = 70 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

1.1.1.2. Визначаємо витрату мережної води на опалення у першому діапазоні ( $t_{3пк}$ ... $t_{33}$ ):

$$G_o = \frac{Q_o \cdot 10^3}{c \cdot (t'''_{01} - t'''_{02})} = \frac{1,45 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 41,6)} = 12,19 \text{ кг/с}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

1.3.1.3. Визначаємо витрату мережної води на опалення у другому діапазоні ( $t_{зз}...t_{зо}$ , витрата є постійною і дорівнює розрахунковій):

$$G_{o\_max} = \frac{Q_{o\_max} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau'_{01} - \tau'_{02})} = \frac{5,22 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 15,57 \text{ кг/с}$$

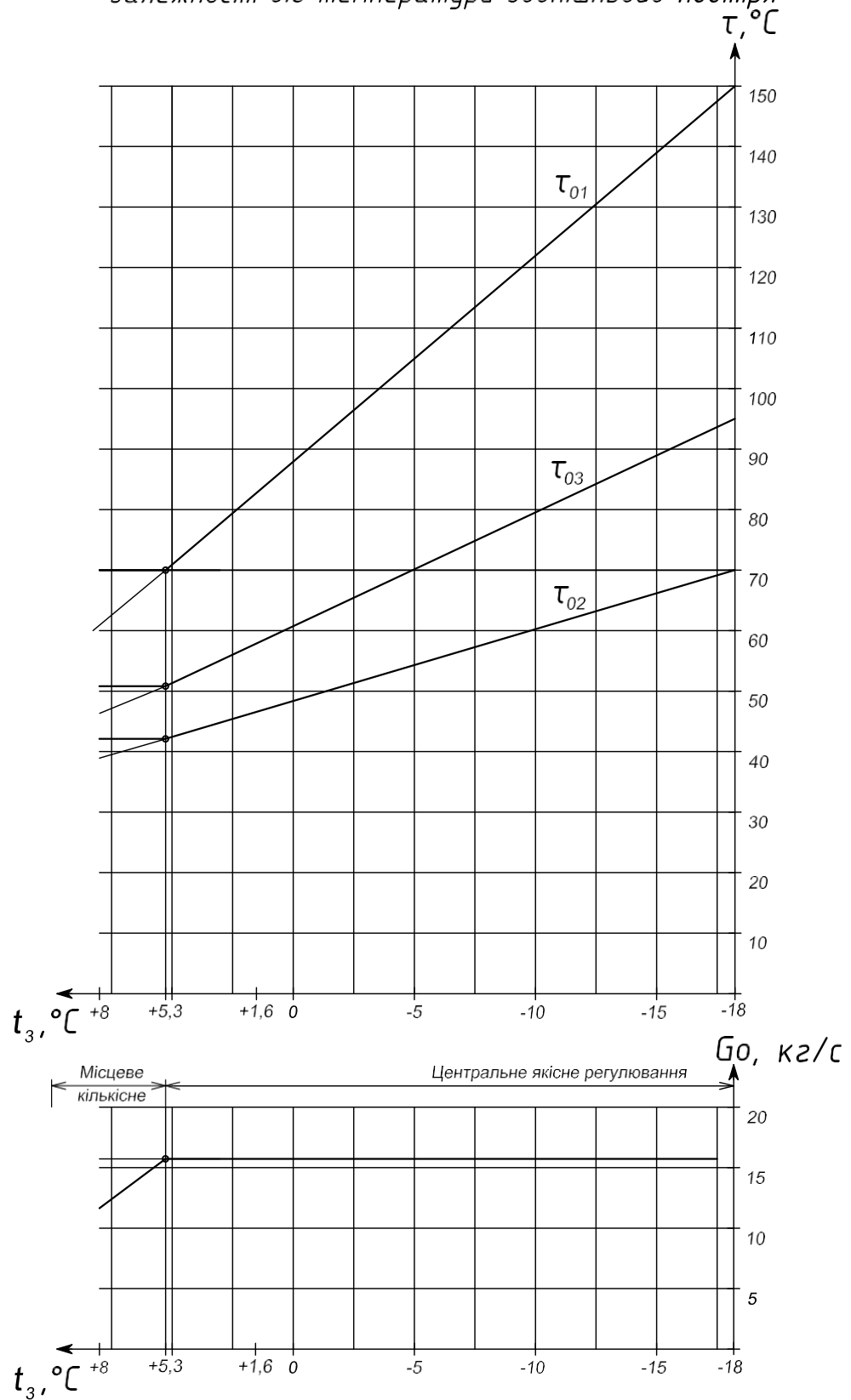
1.3.1.4. Зводимо результати визначення температур і витрат в таблицю 4.

Таблиця 4. Результати розрахунку температури і витрати мережної води на опалення в залежності від температури зовнішнього повітря.

Позначення	Одиниця виміру	Температура і витрата мережної води				
		$t_{з.о}$ -18 °C	$t_{з}$ -10 °C	$t_{з}^{сер.опал}$ +1,6 °C	$t_{з.з}$ +5,3 °C	$t_{зпк}$ +8 °C
$\tau_{o1}$	°C	150	123,3	83,1	70,0	70,0
$\tau_{o2}$	°C	70	61,0	46,7	41,6	41,6
$\tau_{o3}$	°C	95	80,5	58,1	50,4	50,4
$G_o$	кг/с	15,57	15,57	15,57	15,57	12,19

1.3.1.5. Будуємо графік зміни температури і витрати мережної води на опалення в залежності від температури зовнішнього повітря

Графік зміни температури і витрати мережної води на опалення в залежності від температури зовнішнього повітря



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

17

### 1.3.2. Розрахунок витрат та температур мережної води на гаряче водопостачання

#### 1.3.2.1. Визначаємо витрату мережної води на гаряче водопостачання:

температура водопровідної води після підігрівника ГВП 1-го ступеня:

$$t_{\text{п}} = \tau''02 - 5 = 41,6 - 5 = 36,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$G_{\text{ГВП}_{\text{max}}} = \frac{Q_{\text{ГВП}_{\text{max}}} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau''01 - \tau''02)} \cdot \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{ХВ}_3}} = \frac{1,49 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 41,6)} \cdot \frac{60 - 36,6}{60 - 5} = 5,33 \text{ кг/с}$$

#### 1.3.2.2. Визначаємо температуру мережної води після підігрівника 1-го ступеню:

$$\begin{aligned} \tau 2 &= \tau 02 - Q_{\text{ГВП}_{\text{max}}} \cdot 10^3 \cdot \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{ХВ}_3}}{t_{\text{г}} - t_{\text{ХВ}_3}} \cdot \frac{1}{c \cdot (G_{\text{о}_{\text{max}}} - G_{\text{ГВП}_{\text{max}}})} = \\ &= 41,6 - 1,49 \cdot 10^3 \cdot \frac{36,6 - 5}{60 - 5} \cdot \frac{1}{4,19 \cdot (15,57 - 5,33)} = 31,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

1.3.2.3. Визначаю витрату теплоносія і температури мережної води при  $t_3$  не дорівнює  $t''3$ . Розрахунок проводиться в два етапи: попередній і кінцевий.

Попередній розрахунок ( $t_3=1,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ):

1.2.4. Визначаємо температурні напори 1-го і 2-го ступенів підігрівників при розрахунковому режимі ( $t_3=t''3$ ):

$$\Delta t_{\delta 1} = \tau 2 - t_{\text{ХВ}_3} = 31,82 - 5 = 26,82 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{мI}} = \tau''02 - t_{\text{п}} = 41,6 - 36,6 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{I}} = \frac{\Delta t_{\delta 1} - \Delta t_{\text{мI}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta 1}}{\Delta t_{\text{мI}}}\right)} = \frac{26,82 - 5}{\ln\left(\frac{26,82}{5}\right)} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\delta 2} = \tau''01 - t_{\text{г}} = 70 - 60 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{мII}} = \tau''02 - t_{\text{п}} = 41,6 - 36,6 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{II}} = \frac{\Delta t_{\delta 2} - \Delta t_{\text{мII}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta 2}}{\Delta t_{\text{мII}}}\right)} = \frac{10 - 5}{\ln\left(\frac{10}{5}\right)} = 7,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

#### 1.3.2.5. Визначаємо витрату водопровідної води на ГВП:

$$q_{\text{ГМ}} = \frac{Q_{\text{ГВП}_{\text{max}}} \cdot 10^3}{c \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{ХВ}_3})} \cdot \frac{1,49 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (60 - 5)} = 6,47 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

#### 1.3.2.6. Визначаємо теплопродуктивність підігрівників 1-го і 2-го ступенів:

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$QI = c \cdot q_{\Gamma\_M} \cdot (t_{\Pi} - t_{XB_3}) \cdot 10^3 = 4,19 \cdot 6,47 \cdot (36,6 - 5) \cdot 10^{-3} = 0,86 \text{ МВт}$$

$$QII = c \cdot q_{\Gamma\_M} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\Pi}) \cdot 10^3 = 4,19 \cdot 6,47 \cdot (60 - 36,6) \cdot 10^{-3} = 0,63 \text{ МВт}$$

Повинна виконуватися умова:  $QI+QII=Q_{\GammaВП\_max}$ , що і маємо:

$$0,86 + 0,63 = 1,49 \text{ МВт}$$

$$Q_{\GammaВП\_max} = 1,49 \text{ МВт}$$

1.3.2.7. Визначаємо витрати мережної води, що проходить через підігрівників 1-го і 2-го ступенів:

$$GII = \frac{0,55 \cdot Q_{\GammaВП\_max} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau'''_{01} - \tau'''_{02})} \cdot \frac{0,55 \cdot 1,49 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 41,6)} = 6,89 \text{ кг/с}$$

$$GI = GII + G'o_{max} = 6,89 + 15,57 = 22,46 \text{ кг/с}$$

1.3.2.8. Визначаємо параметр підігрівників 1-го і 2-го ступенів

$$G_{MI} = q_{\Gamma\_M} = 6,47 \text{ кг/с}$$

$$G_{\delta I} = GI = 22,46 \text{ кг/с}$$

$$\Phi I = \frac{QI \cdot 10^3}{\Delta t I \cdot c \cdot \sqrt{G_{MI} \cdot G_{\delta I}}} \cdot \frac{1,49 \cdot 10^3}{13 \cdot 4,19 \cdot \sqrt{6,47 \cdot 22,46}} = 1,31$$

$$G_{MII} = q_{\Gamma\_M} = 6,47 \text{ кг/с}$$

$$G_{\delta II} = GII = 6,89 \text{ кг/с}$$

$$\Phi II = \frac{QII \cdot 10^3}{\Delta t II \cdot c \cdot \sqrt{G_{MII} \cdot G_{\delta II}}} \cdot \frac{0,63 \cdot 10^3}{7,21 \cdot 4,19 \cdot \sqrt{6,47 \cdot 6,89}} = 3,12$$

1.3.2.9. Визначаємо теплопродуктивність 1-го ступеню, нехтуючи витратою мережної води через 1-й ступінь  $G_I$  і приймаючи витрату нагрівної води через його рівною  $G'o_{max}$ , температуру нагрівної води на вході в підігрівник 1-го ступеню, рівною  $t_{CM}=\tau_{02}$ :

$$\varepsilon I = \left( 0,35 \cdot \frac{G_{MI}}{G_{\delta I}} + 0,65 + \frac{1}{\Phi I} \cdot \sqrt{\frac{G_{MI}}{G_{\delta I}}} \right)^{-1} = \left( 0,35 \cdot \frac{6,47}{22,46} + 0,65 + \frac{1}{1,31} \cdot \sqrt{\frac{6,47}{22,46}} \right)^{-1} = 0,86$$

$$QI = c \cdot \varepsilon I \cdot G_{MI} \cdot (t_{CM} - t_{XB_3}) \cdot 10^{-3} = 4,19 \cdot 0,86 \cdot 6,47 \cdot (46,7 - 5) \cdot 10^{-3} = 0,97 \text{ МВт}$$

1.3.2.10. Визначаємо температуру водопровідної води після підігрівника 1-го ступеню:

$$t_{\Pi} = t_{XB_3} + \frac{QI \cdot 10^3}{c \cdot q_{\Gamma\_M}} = 5 + \frac{0,97 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 6,47} = 40,78 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

										Арк.
										19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР 000.144.004.005.2022. ПЗ					

1.3.2.11. Визначаємо теплопродуктивність підігрівника 2-го ступеню:

$$Q_{II} = Q_{\text{гвп}_{max}} - Q_I = 1,49 - 0,97 = 0,52 \text{ МВт}$$

1.3.2.12. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 2-го ступеню:

для попереднього розрахунку нехтуємо величиною недогріву підігрівнику 2-го ступеню:

$$G_{II} = \frac{Q_{II} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau_{01} - \tau_{2Г})} = \frac{0,52 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (83,1 - 40,78)} = 2,93 \text{ кг/с}$$

1.3.2.13. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 1-го ступеню:

$$G_I = G_{II} + G_{\text{о}_{max}} = 2,93 + 15,57 = 18,5 \text{ кг/с}$$

1.3.2.14. Визначаємо температуру мережної води на вході в підігрівник 1-го ступеню:

$$\begin{aligned} \tau_{02} &= 46,7 \text{ }^\circ\text{C} \\ \tau_{\text{см}} &= \frac{G_{\text{о}_{max}}}{G_I} \cdot \tau_{02} + \frac{G_{II}}{G_I} \cdot \tau_{2Г} = \frac{15,57}{18,5} \cdot 46,7 + \frac{2,93}{18,5} \cdot 40,78 = 45,76 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

на цьому попередній рахунок закінчено.

Кінцевий розрахунок.

1.3.2.15. Визначаємо теплопродуктивність 1-го ступеню. В даному випадку витрати нагрівної і водопровідної води приймаються відповідно  $G_I$  і  $q_{ГМ}$ :

$$G_{6I} = G_I$$

$$\varepsilon_I = \left( 0,35 \cdot \frac{G_{6I}}{G_{6I}} + 0,65 + \frac{1}{\Phi_I} \cdot \sqrt{\frac{G_{6I}}{G_{6I}}} \right)^{-1} = \left( 0,35 \cdot \frac{6,47}{18,5} + 0,65 + \frac{1}{1,31} \cdot \sqrt{\frac{6,47}{18,5}} \right)^{-1} = 0,82$$

$$Q_I = c \cdot \varepsilon_I \cdot G_{6I} \cdot (t_{\text{см}} - t_{\text{хв}_3}) \cdot 10^{-3} = 4,19 \cdot 0,82 \cdot 6,47 \cdot (45,76 - 5) \cdot 10^{-3} = 0,91 \text{ МВт}$$

1.3.2.16. Визначаємо температуру водопровідної води після підігрівника 1-го ступеню:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{хв}_3} + \frac{Q_I \cdot 10^3}{c \cdot q_{ГМ}} = 5 + \frac{0,91 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 6,47} = 38,57 \text{ }^\circ\text{C}$$

1.3.2.17. Визначаємо теплопродуктивність підігрівника 2-го ступеню:

$$Q_{II} = Q_{\text{гвп}_{max}} - Q_I = 1,49 - 0,91 = 0,58 \text{ МВт}$$

1.3.2.18. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 2-го ступеню: при  $G_{II} < q_{ГМ}$ :

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{II} = \frac{1,7 \cdot \Phi_{II}^2 \cdot q_{Г_М}}{\left(-1 + \sqrt{1 + 2,6 \cdot \Phi_{II} \cdot \left(\frac{(\tau_{01} - t_{II}) \cdot c \cdot q_{Г_М}}{Q_{II} \cdot 10^3} - 0,35\right)}\right)^2} =$$

$$= \frac{1,7 \cdot 3,12^2 \cdot 6,47}{\left(-1 + \sqrt{1 + 2,6 \cdot 3,12 \cdot \left(\frac{(83,1 - 38,57) \cdot 4,19 \cdot 6,47}{0,58 \cdot 10^3} - 0,35\right)}\right)^2} = 3,3 \text{ кг/с}$$

1.3.2.19. Визначаємо температуру мережної води на виході з підігрівника 2-го ступеню:

$$\tau_{2Г} = \tau_{01} - \frac{Q_{II} \cdot 10^3}{G_{II} \cdot c} = 83,1 - \frac{0,58 \cdot 10^3}{3,3 \cdot 4,19} = 41,15 \text{ °С}$$

1.3.2.20. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 1-го ступеню:

$$G_I = G_{II} + G_{o_{max}} = 3,3 + 15,57 = 18,87 \text{ кг/с}$$

1.3.2.21. Визначаємо температуру мережної води на вході в підігрівник 1-го ступеню:

$$\tau_{сМ} = \frac{G_{o_{max}}}{G_I} \cdot \tau_{02} + \frac{G_{II}}{G_I} \cdot \tau_{2Г} = \frac{15,57}{18,87} \cdot 46,7 + \frac{3,3}{18,87} \cdot 41,15 = 45,73$$

1.3.2.22. Перевіряємо теплову продуктивність 1-го і 2-го ступенів підігрівників.

Якщо знайдені величини близько співпадають з даними попереднього розрахунку, то розрахунок закінчено. В протилежному випадку знову проводимо уточнюючий розрахунок за вищенаведеною методикою:

- визначаємо теплопродуктивність 1-го ступеню:

$$\varepsilon_I = \left(0,35 \cdot \frac{G_{MI}}{G_{6I}} + 0,65 + \frac{1}{\Phi_I} \cdot \sqrt{\frac{G_{MI}}{G_{6I}}}\right)^{-1} = \left(0,35 \cdot \frac{6,47}{18,87} + 0,65 + \frac{1}{1,31} \cdot \sqrt{\frac{6,47}{18,87}}\right)^{-1} = 0,82$$

$$Q_I = c \cdot \varepsilon_I \cdot G_{MI} \cdot (t_{сМ} - t_{xB_3}) \cdot 10^{-3} = 4,19 \cdot 0,82 \cdot 6,47 \cdot (45,73 - 5) \cdot 10^{-3} = 0,91 \text{ МВт}$$

- визначаємо температуру водопровідної води після підігрівника 1-го ступеню:

$$t_{II} = t_{xB_3} + \frac{Q_I \cdot 10^3}{c \cdot q_{Г_М}} = 5 + \frac{0,91 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 6,47} = 38,57 \text{ °С}$$

- визначаємо теплопродуктивність підігрівника 2-го ступеню:

						КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
							21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$Q_{II} = Q_{\text{ГВП}_{max}} - Q_I = 1,49 - 0,91 = 0,58 \text{ МВт}$$

знайдені величини близько співпадають з даними попереднього розрахунку (див. п.3.2.15. і п.3.2.17), тому розрахунок закінчено.

1.3.2.23. Визначаємо температуру мережної води на виході з підігрівника 1-го ступеню:

$$\tau_2 = \tau_{cm} - \frac{Q_I \cdot 10^3}{G_I \cdot c} = 45,73 - \frac{0,91 \cdot 10^3}{18,87 \cdot 4,19} = 34,22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.3.2.24. Здійснюємо перевірку:

$$\tau_{\Gamma} = \frac{Q_{II} \cdot 10^3}{c \cdot q_{\Gamma\_M}} + t_{\Pi} = \frac{0,58 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 6,47} + 38,57 = 59,96 \text{ } ^\circ\text{C}$$

для визначення витрати теплоносія і температури мережної води при інших значеннях  $t_3$  пункти 3.2.4-3.2.8 не розраховуються, приймаються з попереднього, оскільки вони визначені при  $t_3 = t_{\text{н}}^{\text{н}} z$ .

1.3.2.25. Визначаємо витрату мережної води в літньому режимі:

$$Q_{\text{ГВП}} = \frac{Q_{\text{ГВП\_сер\_л}} \cdot 10^3}{(t_{\text{н}}^{\text{н}} - 30) \cdot c} = \frac{0,4 \cdot 10^3}{(70 - 30) \cdot 4,19} = 2,39 \text{ кг/с}$$

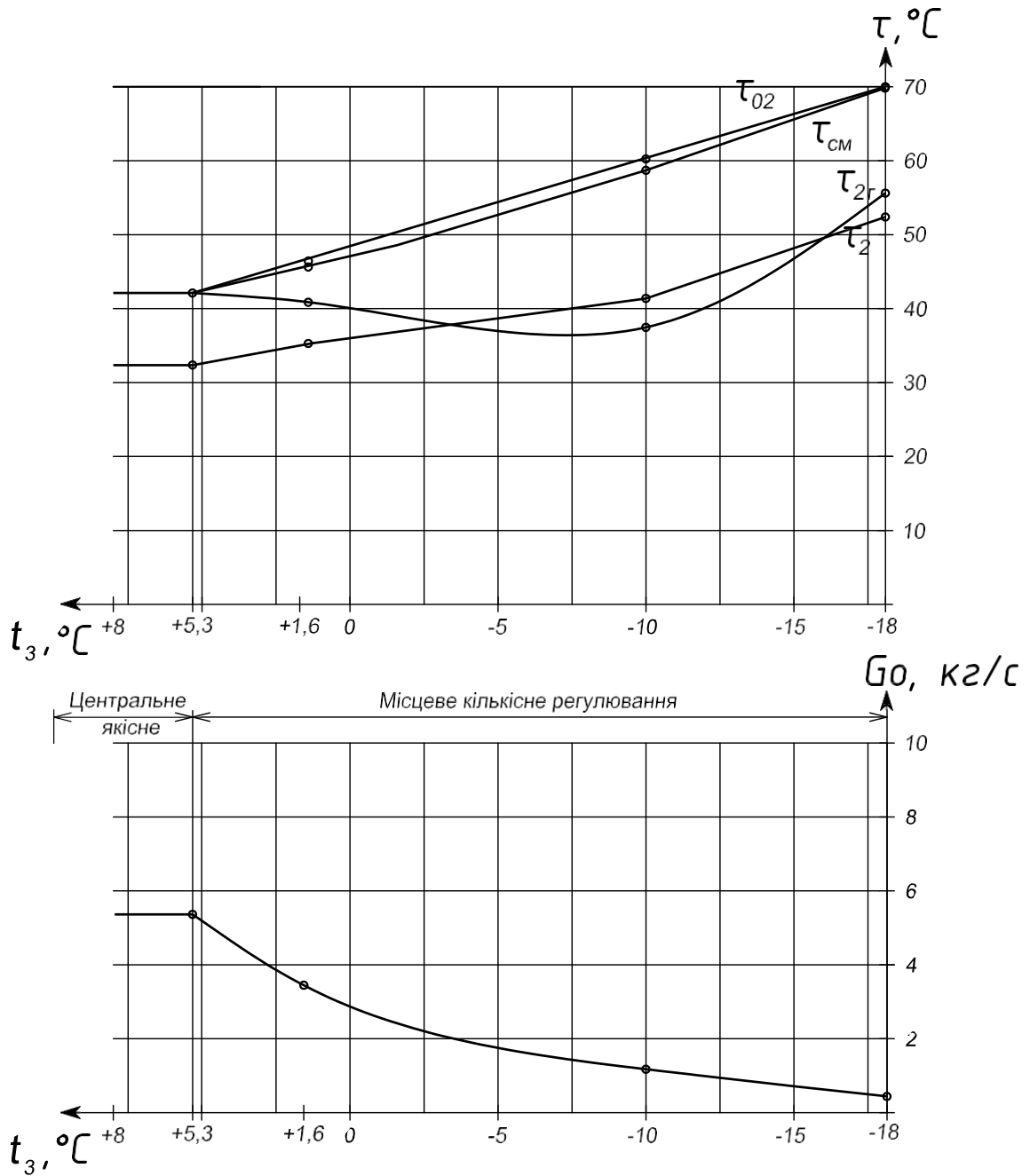
1.3.2.26. Зводимо результати розрахунків в таблицю 5.

Таблиця 5. Результати розрахунку витрат та температур мережної води на ГВП

Позначення	Одиниця виміру	Температура мережної води					
		$t_{3,0}$ -18 °C	$t_3$ -10 °C	$t_3^{\text{сер.опал}}$ +1,6 °C	$t_3^{\text{н}}^{\text{н}}$ +5,3 °C	$t_{3\text{пк}}$ +8 °C	літо
$\tau_{o2}$	°C	70	61	46,7	41,6	41,6	70
$\tau_{2e}$	°C	54,81	37,21	41,15	41,6	41,6	30
$t_n$	°C	55,6	46,17	38,57	35,77	35,77	60
$\tau_{cm}$	°C	69,68	59,68	45,94	41,6	41,6	-
$\tau_2$	°C	51,62	40,56	34,22	32,09	32,09	-
$G_{\text{ГВП}}$	кг/с	0,4	1,35	3,25	5,33	5,33	2,39

1.3.2.27. Будуємо графіки залежності витрати мережної води на ГВП і температури мережної води після підігрівника ГВП 1-го і 2-го ступеня від температури зовнішнього повітря.

Графіки залежності витрати мережної води на ГВП і температури мережної води після підігрівників ГВП 1-го і 2-ступенів від температури зовнішнього повітря



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

23

### 1.3.3. Розрахунок витрат та температур мережної води на вентиляцію

За наявності "зрізки" температурного графіка виділяємо три характерних діапазони.

III. Діапазон температур зовнішнього повітря, менших ніж  $t_{звн\_вент}$ .

#### 1.3.3.1. Визначаємо температуру мережної води після калориферів:

температура мережної води у подавальному трубопроводі при  $t_{звн\_вент}$ :

$$\tau^{01} = 123,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

температура води після калориферів, при  $t_{звн\_вент}$ :  $\tau^{2в} = 61 \text{ } ^\circ\text{C}$

методом підбору знаходимо:  $\tau_{2в} = 42 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\frac{(\tau_{01} + \tau_{2в}) - (t_{вр} + t_{зо})}{(\tau^{01} + \tau^{2в}) - (t_{вр} + t_{вен})} \cdot \frac{(\tau^{01} - \tau^{2в})^{0,15}}{(\tau_{01} - \tau_{2в})} = 1$$
$$\frac{(150 + 42) - (18 + (-18))}{(123,3 + 61) - (18 + (-10))} \cdot \frac{(123,3 - 61)^{0,15}}{(150 - 42)} = 1$$

#### 1.3.3.2. Визначаємо витрату мережної води на вентиляцію:

$$G_{в} = \frac{Q_{в} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau_{01} - \tau_{2в})} \cdot \frac{0,38 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (150 - 42)} = 0,84 \text{ кг/с}$$

II. Діапазон температур зовнішнього повітря ( $t_{звн\_вент} < t_3 < t_{зз}$ ).

#### 1.3.3.3. Визначаємо температуру води після калориферів:

$$\tau_{2в} = \tau_{01} - (\tau^{01} - \tau^{2в}) \cdot \frac{t_{вр} - t_{зз}}{t_{вр} - t_{вен}} = 70 - (123,3 - 61) \cdot \frac{18 - 5,3}{18 - (-10)} = 41,74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 1.3.4. Визначаємо витрату мережної води на вентиляцію

$$G^{в} = \frac{Q_{в} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau^{01} - \tau_{2в})} \cdot \frac{0,3 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (123,3 - 41,74)} = 0,88 \text{ кг/с}$$

I. Діапазон температур зовнішнього повітря ( $t_{зз} < t_3 < t_{зпк}$ ).

#### 1.3.3.5. Визначаємо температуру води після калориферів:

методом підбору знаходимо:  $\tau_{2в} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\frac{(\tau^{01} + \tau_{2в}) - (t_{вр} + t_{зпк})}{(\tau^{01} + \tau^{2в}) - (t_{вр} + t_{вен})} \cdot \frac{(\tau^{01} - \tau^{2в})^{0,15}}{(\tau^{01} - \tau_{2в})} = 1$$
$$\frac{(t_{вр} + t_{зпк})^{0,85}}{(t_{вр} + t_{вен})}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{(70 + 26) - (18 + 8)}{(123,3 + 61) - (18 + (-10))} \cdot \frac{(123,3 - 61)^{0,15}}{(70 - 26)} = 1$$

$$\left( \frac{18 + 8}{18 + (-10)} \right)^{0,85}$$

1.3.3.6. Визначаю витрату мережної води на вентиляцію:

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau_{01} - \tau_{2\text{в}})} \cdot \frac{0,11 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 26)} = 0,6 \text{ кг/с}$$

с

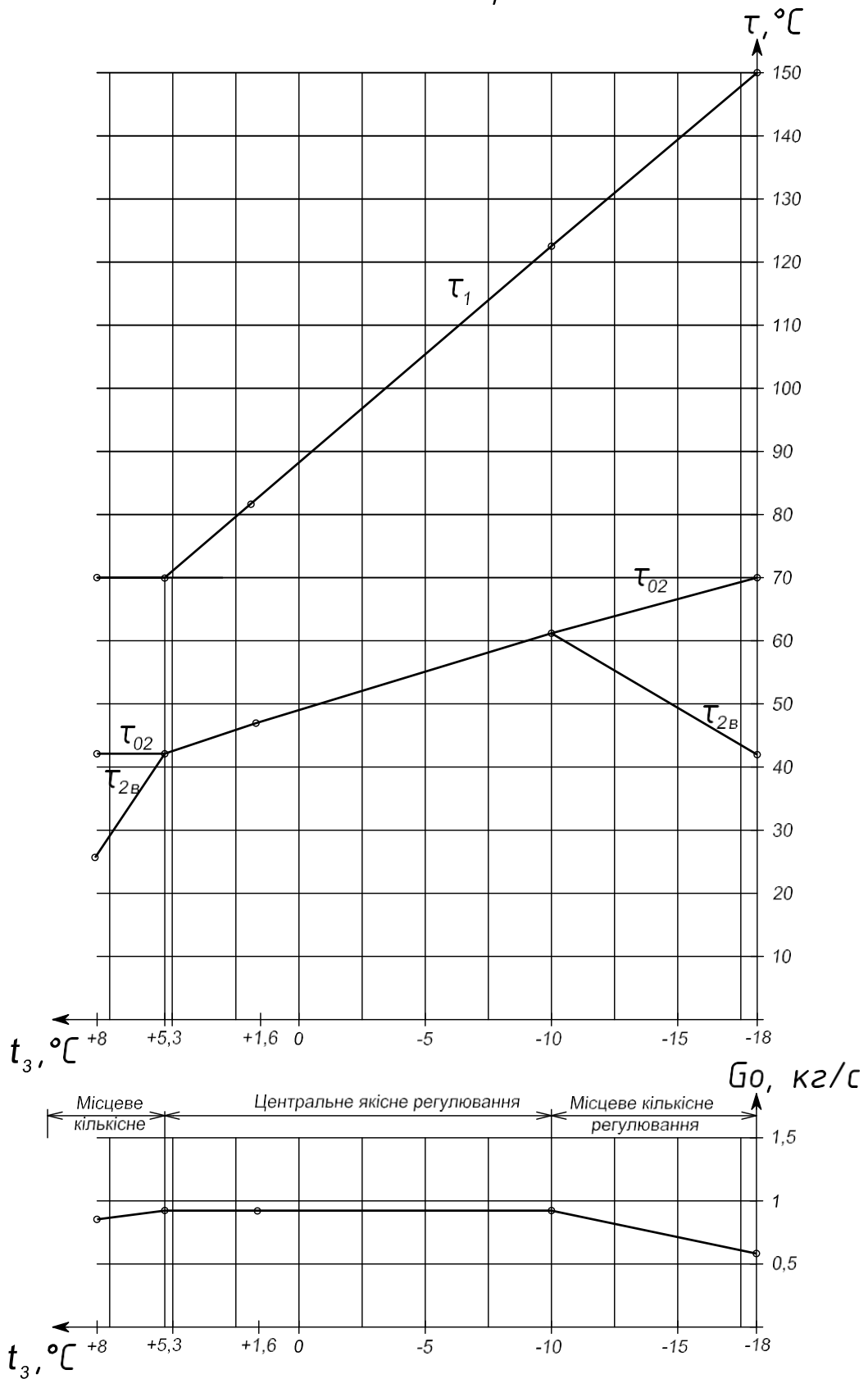
1.3.3.7. Зводимо результати розрахунків в таблицю 6.

Таблиця 6. Результати розрахунку витрат та температур мережної води на вентиляцію.

Позначення	Одиниця виміру	Температура і витрата мережної води				
		$t_{\text{з.о}}$ -18 °C	$t_{\text{з}}$ -10 °C	$t_{\text{сер.опал}}$ +1,6 °C	$t_{\text{з.з}}$ +5,3 °C	$t_{\text{зпк}}$ +8 °C
$\tau_1$	°C	150	123,3	83,1	70	70
$\tau_{02}$	°C	70	61	46,7	41,6	41,6
$\tau_{2\text{в}}$	°C	42	61	46,7	41,6	26
$G_{\text{в}}$	кг/с	0,84	0,88	0,88	0,88	0,6

1.3.3.8. Будуємо графіки залежності температур мережної води після калориферів і витрати мережної води на вентиляцію від температури зовнішнього повітря.

Графіки залежності витрати мережної води на вентиляцію і температури мережної води після калориферів від температури зовнішнього повітря



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

26

## 1.4. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКВАРТАЛЬНИХ РОЗРАХУНКОВИХ ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ

1.4.1. Визначаємо розрахункову витрату мережної води:

- на опалення:

$$G^o_{max} = \frac{Q^o_{max} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau^o_{01} - \tau^o_{02})} \cdot \frac{5,22 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 15,57 \text{ кг/с}$$

- на вентиляцію:

$$G^v_{max} = \frac{Q^v_{max} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau^v_{01} - \tau^v_{02})} \cdot \frac{0,38 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 1,13 \text{ кг/с}$$

- середня при двоступеневих схемах приєднання підігрівників води в системі:

температура водопровідної води після підігрівника ГВП першого (нижнього) ступеня:

$$t^o = \tau^o_{02} - 5 = 41,6 - 5 = 36,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$G_{ГВП\_сер} = \frac{Q_{ГВП} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau^o_{01} - \tau^o_{02})} \cdot \left( \frac{55 - t^o}{55 - t_{ХВ\_З}} + 0,2 \right) =$$
$$= \frac{0,62 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 41,6)} \cdot \left( \frac{55 - 36,6}{55 - 5} + 0,2 \right) = 2,96 \text{ кг/с}$$

- максимальна при двоступеневих схемах приєднання підігрівників води в системі ГВП:

$$G_{ГВП\_max} = \frac{0,55 \cdot Q_{ГВП\_max} \cdot 10^3}{c \cdot (\tau^o_{01} - \tau^o_{02})} \cdot \frac{0,55 \cdot 1,49 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 41,6)} = 6,89 \text{ кг/с}$$

1.4.2. Визначаємо сумарні розрахункові витрати мережної води:

коефіцієнт, що враховує частку середньої витрати води на ГВП при регулюванні по навантаженню опалення з додатку 13:  $K_3 = 1,2$

$$G^o = G^o_{max} + G^v_{max} + K_3 \cdot G_{ГВП\_сер} = 15,57 + 1,13 + 1,2 \cdot 2,96 = 20,25 \text{ кг/с}$$

1.4.3. Визначаємо розрахункову витрату води в двотрубних водяних теплових мережах для неопалювального (літнього) періоду:

$$G^l = \frac{Q_{ГВП\_сер\_л} \cdot 10^3}{(\tau^o_{01} - 30) \cdot c} \cdot \frac{0,4 \cdot 10^3}{(70 - 30) \cdot 4,19} = 2,39 \text{ кг/с}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4.4. Заносимо результати розрахунків витрат теплоносія для кожного кварталу в таблицю 7.

Таблиця 7. Значення розрахунків витрат теплоносія.

Номер кварталу	Розрахункова витрата теплоносія, кг/с					
	$G'_{o \max}$	$G'_{e \max}$	$G^{сеп}_{ГВП}$	$K_3 \cdot G^{сеп}_{ГВП}$	$G'_l$	$G'_l$
1	0,39	0,03	0,10	0,12	0,54	0,61
2	0,23	0,02	0,06	0,07	0,32	0,04
3	0,30	0,03	0,07	0,09	0,41	0,05
4	0,27	0,02	0,07	0,08	0,37	0,04
5	0,44	0,01	0,04	0,05	0,50	0,06
6	0,39	0,05	0,10	0,12	0,56	0,07
7	0,23	0,03	0,06	0,07	0,33	0,04
8	0,30	0,04	0,07	0,09	0,42	0,05
9	0,27	0,03	0,07	0,08	0,38	0,46
10	0,44	0,02	0,04	0,05	0,51	0,06
11	0,39	0,03	0,10	0,12	0,54	0,61
12	0,23	0,02	0,06	0,07	0,32	0,04
13	0,27	0,02	0,07	0,08	0,37	0,04
14	0,27	0,02	0,07	0,08	0,37	0,04
15	0,44	0,01	0,04	0,05	0,50	0,06
16	0,32	0,03	0,08	0,09	0,44	0,05
17	0,23	0,02	0,06	0,07	0,32	0,04
18	0,27	0,02	0,07	0,08	0,37	0,04
19	0,27	0,03	0,07	0,08	0,38	0,46
20	0,44	0,02	0,04	0,05	0,51	0,06
21	0,32	0,04	0,08	0,09	0,45	0,05
22	0,23	0,02	0,06	0,07	0,32	0,04
23	0,27	0,02	0,07	0,08	0,37	0,04
24	0,27	0,02	0,07	0,08	0,37	0,06
25	0,44	0,01	0,04	0,05	0,50	0,02
26	0,15	0,01	0,04	0,04	0,20	0,05
27	0,35	0,01	0,03	0,04	0,40	0,06
28	0,40	0,01	0,04	0,04	0,45	0,05
29	0,32	0,03	0,08	0,09	0,44	0,04
30	0,23	0,02	0,06	0,07	0,32	0,05
31	0,31	0,02	0,05	0,06	0,39	0,05
32	0,35	0,02	0,06	0,07	0,43	0,06
33	0,44	0,01	0,00	0,00	0,45	0,06
34	0,39	0,03	0,00	0,00	0,43	0,04
35	0,23	0,02	0,04	0,05	0,30	0,46
36	0,31	0,02	0,10	0,12	0,44	0,05
37	0,35	0,02	0,06	0,07	0,43	0,06
38	0,44	0,01	0,05	0,06	0,51	0,06
39	0,39	0,03	0,06	0,07	0,50	0,04
40	0,23	0,02	0,04	0,05	0,30	0,05
41	0,31	0,02	0,10	0,12	0,44	0,05
42	0,35	0,02	0,06	0,07	0,43	0,06
43	0,44	0,01	0,05	0,06	0,51	0,06
44	0,39	0,03	0,06	0,07	0,50	0,04
45	0,23	0,02	0,04	0,05	0,30	0,05
46	0,32	0,03	0,10	0,12	0,46	0,05
47	0,32	0,03	0,06	0,07	0,41	0,05
48	0,44	0,01	0,08	0,09	0,54	0,06
Всього	15,58	1,14	2,82	3,39	20,11	2,39

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

28

## 1.5. ВИХІДНІ ДАНІ ДО ЧАСТИНИ 2 ПРОЕКТА

1.5.1. Визначаємо температуру суміші зворотної води після системи ГВП та вентиляції, для максимальнозимового режиму:

$$G_{\text{ГВП}} = 0,4 \text{ кг/с}$$

$$G_o = 15,57 \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{В}} = 0,84 \text{ кг/с}$$

$$\tau_{02\text{ГВП}} = 51,62 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\tau_{02\text{В}} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \tau_2 &= \frac{G_o + G_{\text{ГВП}}}{G_o + G_{\text{ГВП}} + G_{\text{В}}} \cdot \tau_{02\text{ГВП}} + \frac{G_{\text{В}}}{G_o + G_{\text{ГВП}} + G_{\text{В}}} \cdot \tau_{02\text{В}} = \\ &= \frac{15,57 + 0,4}{15,57 + 0,4 + 0,84} \cdot 51,62 + \frac{0,84}{15,57 + 0,4 + 0,84} \cdot 42 = 51,11 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

1.5.2. Визначаємо температуру суміші зворотної води після системи ГВП та вентиляції, для режиму точки зламу температурного графіка:

$$G_{\text{ГВП}} = 5,33 \text{ кг/с}$$

$$G_o = 15,57 \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{В}} = 0,88 \text{ кг/с}$$

$$\tau_{02\text{ГВП}} = 32,09 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\tau_{02\text{В}} = 41,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \tau_2 &= \frac{G_o + G_{\text{ГВП}}}{G_o + G_{\text{ГВП}} + G_{\text{В}}} \cdot \tau_{02\text{ГВП}} + \frac{G_{\text{В}}}{G_o + G_{\text{ГВП}} + G_{\text{В}}} \cdot \tau_{02\text{В}} = \\ &= \frac{15,57 + 5,33}{15,57 + 5,33 + 0,88} \cdot 32,09 + \frac{0,88}{15,57 + 5,33 + 0,88} \cdot 41,6 = 32,8 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.3.Формуємо результати розрахунку теплової мережі, що необхідні для теплового розрахунку у джерелатеплопостачання (парової котельні) у вигляді таблиці 8.

Таблиця 8. Загальні вихідні дані для Ч. 2 проекту

№ п.п.	Назва параметра	Ум. Позн.	Од. виміру	Характерні режими експлуатації теплофікаційної системи		
				Максимально-зимовий	Точки зламу температури ого графіка	Літній
1	Місто розташування котельні			Ужгород		
2	Тип системи теплопостачання			Закрита		
3	Температурна характеристика тепломережі району	$\tau_1 / \tau_2$	$^{\circ}\text{C} / ^{\circ}\text{C}$	150/70		
4	Температура зовнішнього повітря	$t_{\text{зовн}}$	$^{\circ}\text{C}$	-18	+ 5,3	15...30
5	Теплове навантаження системи опалення	$Q_{\text{оп}}$	МВт	5,22	1,98	-
6	Теплове навантаження системи ГВП	$Q_{\text{ГВП}}$	МВт	1,49	1,49	0,95
7	Теплове навантаження системи вентиляції	$Q_{\text{вент}}$	МВт	0,38	0,13	-
8	Річне теплове навантаження житлового району	$Q_{\text{ЖР}}^{\text{рік}}$	МВт/рік	12800		
9	Теплове навантаження промислового підприємства (Теплоносій – гаряча вода)	$Q_{\text{п.п}}$	МВт	12	12	12
10	Температура технологічної води для промислового підприємства на виході з котельні	$\tau''_2$	$^{\circ}\text{C}$	95,0		
11	Річне теплове навантаження промислового підприємства	$Q_{\text{п.п}}^{\text{рік}}$	МВт/рік	84000		
12	Температура “прямої” мережної води	$\tau_1$	$^{\circ}\text{C}$	150	70	70
13	Температура “зворотної” мережної води	$\tau_2$	$^{\circ}\text{C}$	51,1	32,8	30
14	Витрата “прямої” води в тепломережу	$G_1$	кг/с	16,81	21,78	2,39
			т/ год	60,52	78,41	8,6
15	Убуток води в тепломережі	$G_{\text{уб.тм}}$	т/ год	15	15	5
16	Витрата “зворотної” води в тепломережі	$G_2$	т/ год	45,52	63,41	3,6
17	Втрати тиску в тепломережі	$\Delta p_{\text{втр.тм}}$	МПа	0,3	0,3	0,3
18	Статичний напір в тепломережі	$H_{\text{стат. тм}}$	м.вд.ст.	40	40	40

## II. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ

### 2.1. ФОРМУВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ТЕПЛОАОГО РОЗРАХУНКУ КОТЕЛЬНОЇ З ВОДОГРІЙНИМИ КОТЛАМИ

2.1. Вихідні дані для частини 2 проекту, одержані в частині 1 проекту представляю в таблиці 1.

Таблиця 1. Загальні вихідні дані для частини 2 проекту, одержані в частині 1 проекту.

№ п.п.	Назва параметра	Ум. Позн.	Од. виміру	Характерні режими експлуатації теплофікаційної системи		
				Максимально-зимовий	Точки зламу температурного графіка	Літній
1	Місто розташування котельні			Ужгород		
2	Тип системи теплопостачання			Закрита		
3	Температурна характеристика теплотережі району	$\tau_1 / \tau_2$	°C/°C	150/70		
4	Температура зовнішнього повітря	$t_{\text{зовн}}$	°C	-18	+ 5,3	15...30
5	Теплове навантаження системи опалення	$Q_{\text{оп}}$	МВт	5,22	1,84	-
6	Теплове навантаження системи ГВП	$Q_{\text{ГВП}}$	МВт	1,49	1,49	0,95
7	Теплове навантаження системи вентиляції	$Q_{\text{вент}}$	МВт	0,38	0,13	-
8	Річне теплове навантаження житлового району	$Q_{\text{ЖР}}^{\text{рік}}$	МВт/рік	12800		
9	Теплове навантаження промислового підприємства (Теплоносій – гаряча вода)	$Q_{\text{ПП}}$	МВт	12	12	12
10	Температура технологічної води для промислового підприємства на виході з котельні	$\tau''_2$	°C	95,0		
11	Річне теплове навантаження промислового підприємства	$Q_{\text{ПП}}^{\text{рік}}$	МВт/рік	84000		
12	Температура “прямої” мережної води	$\tau_1$	°C	150	70	70
13	Температура “зворотної” мережної води	$\tau_2$	°C	51,1	32,4	30
14	Витрата “прямої” води в теплотережі	$G_1$	т/ год	60,52	78,41	8,6
15	Убуток води в теплотережі	$G_{\text{уб.тм}}$	т/ год	15	15	5
16	Витрата “зворотної” води в теплотережі	$G_2$	т/ год	45,52	63,41	3,6
17	Втрати тиску в теплотережі	$\Delta p_{\text{втр.тм}}$	МПа	0,3	0,3	0,3
18	Статичний напір в теплотережі	$H_{\text{стат. тм}}$	м.вд.ст.	40	40	40

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

31

Перед початком формування вихідних даних для котельні здійснюю балансову перевірку взаємо узгодженості по тепловій енергії одержаних в частині 1 проекту результатів для трьох режимів занаступним балансовим рівнянням:

$$Q_{оп} + Q_{гвп} + Q_{вент} = G1 \cdot 4,2 \cdot (\tau_1 - \tau_2)$$

МЗ:

$$5,22 + 1,49 + 0,38 = 7,09 \text{ МВт} = \frac{60,52 \cdot 4,2 \cdot (150 - 51,1)}{3600} = 6,98 \text{ МВт}$$

ТЗ:

$$1,84 + 1,49 + 0,11 = 3,44 \text{ МВт} = \frac{78,41 \cdot 4,2 \cdot (70 - 32,4)}{3600} = 3,44 \text{ МВт}$$

Л:

$$0,4 \text{ МВт} = \frac{8,6 \cdot 4,2 \cdot (70 - 30)}{3600} = 0,4 \text{ МВт}$$

Висновок: результати для режиму МЗ, ТЗ, Л - взаємоузгоджені.

2.1.1. Вихідні дані для частини 2 проекту, сформовані в частині 2 проекту, представлені в таблиці 2.

Інформація щодо проектно-експлуатаційних параметрів котельні визначено на базі експлуатаційних рекомендацій, регламентів (Е.Р.) та інших джерел інформації.

Вихідні дані для частини 2 проекту формую для МЗ, ТЗ і Л режиму роботи водогрійної котельні.

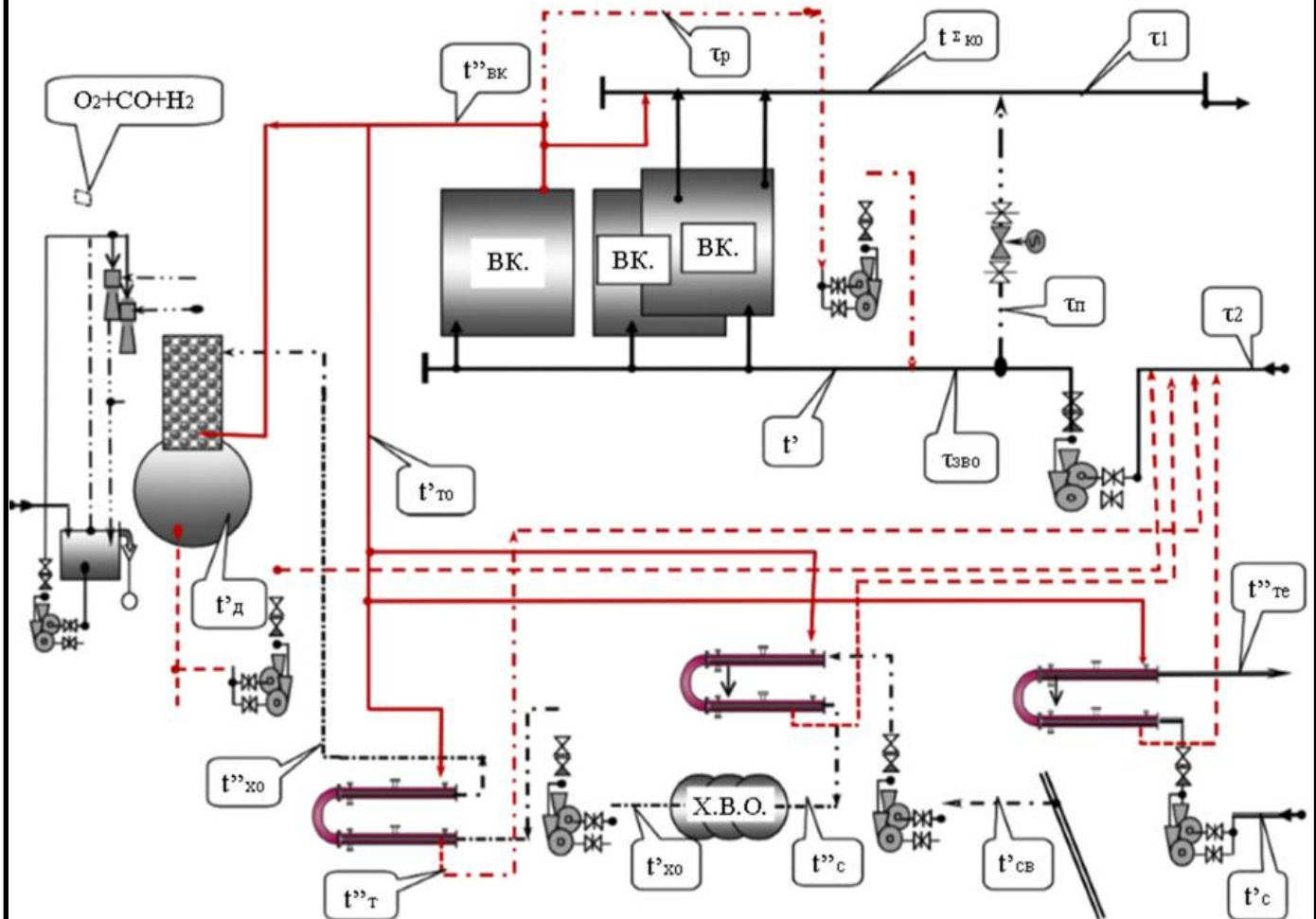
					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2. Вихідні дані для частини 2 проекту сформовані в частині 2 проекту

№ п.п	Назва параметра	Ум. позн.	Од. вим.	Характерні режими експлуатації			Джерело інформації
				МЗ	ТЗ	Л	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Вид палива для котельні	В	--	Природний газ			Засади паливостачання району міста
2	Теплота згорання палива	$Q_H^p$	кДж	33500			Сертифікат палива
3	Температура в деаераторі	$t_{ДА}$	°С	65	65	65	Е.Р: в межах 70 °С – 60 °С
4	Розрідження в деаераторі	$p_{ДА}$	бар	-0,75	-0,75	-0,75	Е.Р: в межах 0,7-0,8 бар
5	Номінальна температура води на вході в котел	$t''_{ВК.НОМ}$	°С	70	70	70	Е.Р: водогрійних котлів
6	Номінальна температура води на виході з котла	$t''_{ВК.НОМ}$	°С	150	150	150	Е.Р: водогрійних котлів
7	Температура сирої води	$t'_{с.в}$	°С	5	5	15	Е.Р: 5 °С – в МЗ та ТЗ режимах, 15 °С – в Л
8	Температура сирої води перед станцією ХВО	$t''_{с.в}$	°С	20	20	20	Е.Р: в межах 15 °С – 20 °С
9	Температура хімічищеної води на виході зі станції	$t'_{ХОВ}$	°С	20	20	20	Е.Р: в межах 15 °С – 20 °С
10	Температура хімічищеної води перед деаератором	$t''_{ХОВ}$	°С	55	55	55	Е.Р: в межах 50 °С – 65 °С
11	Температура технологічної води на вході в котельню	$t'_{ТЕХН.В}$	°С	5	5	15	Е.Р: 8 °С – в МЗ та ТЗ режимах, 15 °С – в Л
12	Температура технологічної води на виході з котельні	$t''_{ТЕХН.В}$	°С	95	95	95	Технологічний регламент промислового
13	Температура грійної води на вході у внутрішньокотельні підігрівники і деаератор	$t'_{ТОА}$	°С	150	150	150	Е.Р: $t'_{тоа}=t''_{вк.ном}$
14	Температура грійної води на виході з внутрішньокотельних підігрівників	$t''_{ТОА}$	°С	65	65	65	Е.Р: $t''_{тоа}=65$ С
15	Коефіцієнт випару з деаератора	$a_{вип}$	од	0,01	0,01	0,01	Е.Р: 0,005 - 0,01
16	Коефіцієнт власних потреб станції хімводоочищення	$K_{ХВО}$	од	1,1	1,1	1,1	Е.Р: 1,05 - 1,1

## 2.2. ФОРМУВАННЯ ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ВОДОГРІЙНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

Викреслюємо на аркуші згідно Додатка 2 принципову тепло технологічну схему котельні з водогрійними котлами у відповідності до встановлених технічних рішень, щодо направлення потоків енергоносіїв.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

34

## 2.3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ З ВОДОГРІЙНИМИ КОТЛАМИ

2.3.1. Визначаємо сумарне теплове навантаження житлового району для котельні з урахуванням втрат теплоти в тепломережі:

$$\Sigma Q_{\text{жр}} = 1,05 \cdot (Q_{\text{оп}} + Q_{\text{гвп}} + Q_{\text{вент}}) \quad (2.1)$$

$$\text{МЗ: } \Sigma Q_{\text{жр}} = 1,05 \cdot (5,22 + 0,62 + 0,38) = 6,53 \text{ МВт}$$

$$\text{ТЗ: } \Sigma Q_{\text{жр}} = 1,05 \cdot (1,84 + 0,62 + 0,13) = 2,72 \text{ МВт}$$

$$\text{Л: } \Sigma Q_{\text{жр}} = 1,05 \cdot (0 + 0,4 + 0) = 0,4 \text{ МВт}$$

2.3.2. Визначаємо режим роботи котельні - з одним "базовим" котлом.

2.3.3. Визначаємо експлуатаційну температуру води на вході у встановлені котли:

$$\text{МЗ: } t_{\text{зк}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ТЗ: } t_{\text{зк}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Л: } t_{\text{зк}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2.3.4. Визначаємо експлуатаційну температуру води на виході з базового котла:

$$\text{МЗ: } t_{\text{вк}_б} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ТЗ: } t_{\text{вк}_б} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Л: } t_{\text{вк}_б} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2.3.5. Визначаємо експлуатаційну температуру грієної води на вході в теплообмінники технологічної, сирії, хімічищеної води та на вході в деаератор:

$$\text{МЗ: } t_{\text{тоа}} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ТЗ: } t_{\text{тоа}} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Л: } t_{\text{тоа}} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2.3.6. Визначаємо експлуатаційну температуру води на виході з теплообмінників технологічної, сирії, хімічищеної води:

$$\text{МЗ: } t_{\text{тоа}} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ТЗ: } t_{\text{тоа}} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Л: } t_{\text{тоа}} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2.3.7. Визначаємо витрату води з деаератора на компенсацію втрат в тепломережі:

$$G_{\text{да}_{\text{підж}}} = G_{\text{убут}} \quad (2.2)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{да}_{\text{підж}}} = 15 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{да}_{\text{підж}}} = 15 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{да}_{\text{підж}}} = 5 \text{ т/год}$$

									Арк.
									35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

2.3.8. Визначаємо витрату грійної води з базового водогрійного котла на деаератор та його теплове навантаження:

$$G_{\text{дагрв}} = (1 + \alpha_{\text{вип}}) \cdot G_{\text{дапідж}} \cdot \frac{(t_{\text{да}} - t_{\text{хов}})}{(t_{\text{тоа}} - t_{\text{да}})} \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{да}} = \frac{G_{\text{дагрв}}}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (t_{\text{тоа}} - t_{\text{да}}) \cdot 10^{-3} \quad (2.4)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{дагрв}} = (1 + 0,01) \cdot 15 \cdot \frac{(65-55)}{(150-65)} = 1,78 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{дагрн}} = (1 + 0,01) \cdot 15 \cdot \frac{(65-55)}{(150-65)} = 1,78 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{дагрн}} = (1 + 0,01) \cdot 5 \cdot \frac{(65-55)}{(150-65)} = 0,59 \text{ т/год}$$

$$\text{МЗ: } Q_{\text{да}} = \frac{1,78}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (150 - 65) \cdot 10^{-3} = 0,18 \text{ МВт}$$

$$\text{ТЗ: } Q_{\text{да}} = \frac{1,78}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (150 - 65) \cdot 10^{-3} = 0,18 \text{ МВт}$$

$$\text{Л: } Q_{\text{да}} = \frac{0,59}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (150 - 65) \cdot 10^{-3} = 0,06 \text{ МВт}$$

2.3.9. Визначаємо витрату води з деаератора:

$$G_{\text{да}} = (1 - \alpha_{\text{вип}}) \cdot G_{\text{дапідж}} + G_{\text{дагрн}} \quad (2.5)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{да}} = (1 - 0,01) \cdot 15 + 1,78 = 16,63 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{да}} = (1 - 0,01) \cdot 15 + 1,78 = 16,63 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{да}} = (1 - 0,01) \cdot 5 + 0,59 = 5,54 \text{ т/год}$$

2.3.10. Визначаємо витрату хімічищеної води, що надходить в деаератор:

$$G_{\text{хов}} = (1 + \alpha_{\text{вип}}) \cdot G_{\text{дапідж}} \quad (2.6)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{хов}} = (1 + 0,01) \cdot 15 = 15,15 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{хов}} = (1 + 0,01) \cdot 15 = 15,15 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{хов}} = (1 + 0,01) \cdot 5 = 5,05 \text{ т/год}$$

2.3.11. Визначаємо витрату сирії води для підживлення:

$$G_{\text{св}} = K_{\text{хво}} \cdot G_{\text{хов}} \quad (2.7)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{св}} = 1,1 \cdot 15,15 = 16,67 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{св}} = 1,1 \cdot 15,15 = 16,67 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{св}} = 1,1 \cdot 5,05 = 5,56 \text{ т/год}$$

2.3.12. Визначаємо теплову потужність підігрівника сирії води (ПСВ) та витрату грійної води на ПСВ:

$$Q_{\text{ПСВ}} = \frac{G_{\text{св}}}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (t_{\text{св}} - t_{\text{св}}) \cdot 10^{-3} \quad (2.8)$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$G_{\text{ПВСВ}}_{\text{грн}} = \frac{Q_{\text{ПВСВ}} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (t^{\text{тоа}} - t^{\text{тоа}})} \quad (\text{формула 2.9})$$

$$\text{МЗ: } Q_{\text{ПВСВ}} = \frac{16,67}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (20 - 5) \cdot 10^{-3} = 0,29 \text{ МВт}$$

$$\text{ТЗ: } Q_{\text{ПВСВ}} = \frac{16,67}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (20 - 5) \cdot 10^{-3} = 0,29 \text{ МВт}$$

$$\text{Л: } Q_{\text{ПВСВ}} = \frac{5,56}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (20 - 15) \cdot 10^{-3} = 0,03 \text{ МВт}$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{ПВСВ}}_{\text{грн}} = \frac{0,29 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 2,92 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{ПВСВ}}_{\text{грн}} = \frac{0,29 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 2,92 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{ПВСВ}}_{\text{грн}} = \frac{0,03 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 0,3 \text{ т/год}$$

2.3.13. Визначаємо теплову потужність підігрівника хімоочищеної води (ПХВ) та витрату грійної води на ПХВ:

$$Q_{\text{ПХВ}} = \frac{G_{\text{ХОВ}}}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (t^{\text{ХОВ}} - t^{\text{ХОВ}}) \cdot 10^{-3} \quad (2.10)$$

$$G_{\text{ПХВ}}_{\text{грн}} = \frac{Q_{\text{ПХВ}} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (t^{\text{тоа}} - t^{\text{тоа}})} \quad (2.11)$$

$$\text{МЗ: } Q_{\text{ПХВ}} = \frac{15,15}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (55 - 20) \cdot 10^{-3} = 0,62 \text{ МВт}$$

$$\text{ТЗ: } Q_{\text{ПХВ}} = \frac{15,15}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (55 - 20) \cdot 10^{-3} = 0,62 \text{ МВт}$$

$$\text{Л: } Q_{\text{ПХВ}} = \frac{5,05}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (55 - 20) \cdot 10^{-3} = 0,21 \text{ МВт}$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{ПХВ}}_{\text{грн}} = \frac{0,62 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 6,25 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{ПХВ}}_{\text{грн}} = \frac{0,62 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 6,25 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{ПХВ}}_{\text{грн}} = \frac{0,21 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 2,12 \text{ т/год}$$

2.3.14. Визначаємо витрату технологічної води на ПТВ, теплову потужність ПТВ та витрату грійної води на ПТВ:

$$G_{\text{техн}_в} = \frac{Q_{\text{пп}} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot t^{\text{техн}_в}} \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{ПТВ}} = \frac{G_{\text{техн}_в}}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (t^{\text{техн}_в} - t^{\text{техн}_в}) \cdot 10^{-3} \quad (2.13)$$

$$G_{\text{ПТВ}}_{\text{грн}} = \frac{Q_{\text{ПТВ}} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (t^{\text{тоа}} - t^{\text{тоа}})} \quad (2.14)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{техн}_в} = \frac{12 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot 95} = 108,27 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{техн}_в} = \frac{12 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot 95} = 108,27 \text{ т/год}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Л: G_{\text{техн}_B} = \frac{12 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot 95} = 108,27 \text{ т/год}$$

$$МЗ: Q_{\text{ПТВ}} = \frac{108,27}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (95 - 5) \cdot 10^{-3} = 11,37 \text{ МВт}$$

$$ТЗ: Q_{\text{ПТВ}} = \frac{108,27}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (95 - 5) \cdot 10^{-3} = 11,37 \text{ МВт}$$

$$Л: Q_{\text{ПТВ}} = \frac{108,27}{3,6} \cdot 4,2 \cdot (95 - 15) \cdot 10^{-3} = 10,11 \text{ МВт}$$

$$МЗ: G_{\text{ПТВ}_{\text{грн}}} = \frac{11,37 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 114,66 \text{ т/год}$$

$$ТЗ: G_{\text{ПТВ}_{\text{грн}}} = \frac{11,37 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 114,66 \text{ т/год}$$

$$Л: G_{\text{ПТВ}_{\text{грн}}} = \frac{10,11 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 65)} = 101,95 \text{ т/год}$$

2.3.15. Визначаємо сумарну витрату грійної води з базового котла на внутрішнє споживання котельні:

$$\Sigma G_{\text{ВН}_{\text{грв}}} = G_{\text{ПТВ}_{\text{грн}}} + G_{\text{ПХВ}_{\text{грн}}} + G_{\text{ПСВ}_{\text{грн}}} + G_{\text{да}_{\text{грн}}} \quad (2.15)$$

$$МЗ: \Sigma G_{\text{ВН}_{\text{грв}}} = 114,66 + 6,25 + 2,92 + 1,78 = 125,61 \text{ т/год}$$

$$ТЗ: \Sigma G_{\text{ВН}_{\text{грв}}} = 114,66 + 6,25 + 2,92 + 1,78 = 125,61 \text{ т/год}$$

$$Л: \Sigma G_{\text{ВН}_{\text{грв}}} = 101,95 + 2,12 + 0,3 + 0,59 = 104,96 \text{ т/год}$$

2.3.16. Визначаємо температуру зворотної води на вході мережних насосів (після змішування всіх потоків води):

$$t_{\text{звор}} = \frac{(G_2 \cdot t_2 + G_{\text{ПТВ}_{\text{грн}}} \cdot t_{\text{тоа}} + G_{\text{ПХВ}_{\text{грн}}} \cdot t_{\text{тоа}} + G_{\text{ПСВ}_{\text{грн}}} \cdot t_{\text{тоа}} + G_{\text{да}} \cdot t_{\text{да}})}{(G_2 + G_{\text{ПТВ}_{\text{грн}}} + G_{\text{ПХВ}_{\text{грн}}} + G_{\text{ПСВ}_{\text{грн}}} + G_{\text{да}})} \quad (2.16)$$

$$МЗ: t_{\text{звор}} = \frac{(45,52 \cdot 51,1 + 114,66 \cdot 65 + 6,25 \cdot 65 + 2,92 \cdot 65 + 16,63 \cdot 65)}{(45,52 + 114,66 + 6,25 + 2,92 + 16,63)} = 61,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$ТЗ: t_{\text{звор}} = \frac{(63,41 \cdot 32,8 + 114,66 \cdot 65 + 6,25 \cdot 65 + 2,92 \cdot 65 + 16,63 \cdot 65)}{(63,41 + 114,66 + 6,25 + 2,92 + 16,63)} = 54,86 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Л: t_{\text{звор}} = \frac{(3,6 \cdot 30 + 101,95 \cdot 65 + 2,12 \cdot 65 + 0,3 \cdot 65 + 5,54 \cdot 65)}{(3,6 + 101,95 + 2,12 + 0,3 + 5,54)} = 63,89 \text{ }^\circ\text{C}$$

2.3.17. Визначаємо загальну теплову потужність котельні з виробленої теплоти з урахуванням теплоти, внесеної водою підживлення:

$$\Sigma Q_{\text{кот}} = \Sigma Q_{\text{жр}} + Q_{\text{ПТВ}} + Q_{\text{ПХВ}} + Q_{\text{ПСВ}} + Q_{\text{да}} - \left( \frac{G_{\text{да}_{\text{підж}}}}{3,6} \right) \cdot 4,2 \cdot t_{\text{св}} \cdot 10^{-3} \quad (2.17)$$

$$МЗ: \Sigma Q_{\text{кот}} = 6,53 + 11,37 + 0,62 + 0,29 + 0,18 - \left( \frac{15}{3,6} \right) \cdot 4,2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 18,9 \text{ МВт}$$

$$ТЗ: \Sigma Q_{\text{кот}} = 2,72 + 11,37 + 0,62 + 0,29 + 0,18 - \left( \frac{15}{3,6} \right) \cdot 4,2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 15,09 \text{ МВт}$$

$$Л: \Sigma Q_{\text{кот}} = 0,42 + 10,11 + 0,21 + 0,03 + 0,06 - \left( \frac{15}{3,6} \right) \cdot 4,2 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 10,74 \text{ МВт}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.18. Встановлюємо типорозмір встановлюваних в котельні водогрійних котлів:

ТИП: КВ-ГМ- 10

номінальна теплова потужність:  $Q_{ВК_{НОМ}} = 11,6$  МВт

номінальна витрата води:  $G_{ВК_{НОМ}} = 123,5$  т/ГОД

ККД котла:  $\eta_{ВК_{НОМ}} = 92$  %

температура води на виході:  $t''_{ВК_{НОМ}} = 150$  °С

температура води на вході:  $t'_{ВК_{НОМ}} = 70$  °С

2.3.19. Визначаємо число встановлених в котельні водогрійних котлів:

$$N_{ВК_{ВСТ}} = \frac{\Sigma Q_{КОТ}}{Q_{ВК_{НОМ}}} \quad (2.18)$$

МЗ:  $N_{ВК_{ВСТ}} = \frac{18,9}{11,6} = 1,63$  шт      приймаємо 2 котли

ТЗ:  $N_{ВК_{ВСТ}} = \frac{15,09}{11,6} = 1,3$  шт      приймаємо 2 котли

Л:  $N_{ВК_{ВСТ}} = \frac{10,74}{11,6} = 0,93$  шт      приймаємо 1 котел

2.3.20. Визначаємо кількість котлів, що будуть в експлуатації протягом року в базовому режимі:

МЗ:  $N_{ВК_{Б}} = 1$  шт      (2.19)

ТЗ:  $N_{ВК_{Б}} = 1$  шт

Л:  $N_{ВК_{Б}} = 1$  шт

2.3.21. Визначаємо число котлів, що працюють в змінному режимі:

$$N_{ВК_{З}} = N_{ВК_{ВСТ}} - N_{ВК_{Б}} \quad (2.20)$$

МЗ:  $N_{ВК_{З}} = 2 - 1 = 1$  шт

ТЗ:  $N_{ВК_{З}} = 2 - 1 = 1$  шт

Л:  $N_{ВК_{З}} = 1 - 1 = 0$  шт

2.3.22. Визначаємо число котлів, що знаходяться в експлуатації в кожному з трьох розрахункових режимів:

$$N_{ВК_{Р}} = N_{ВК_{Б}} + N_{ВК_{З}} \quad (2.21)$$

МЗ:  $N_{ВК_{Р}} = 1 + 1 = 2$  шт

ТЗ:  $N_{ВК_{Р}} = 1 + 1 = 2$  шт

Л:  $N_{ВК_{Р}} = 1 + 0 = 1$  шт

2.3.23. Визначаємо експлуатаційні параметри роботи базового водогрійного котла для всіх режимів:

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у разі експлуатації в котельні двох і більше котлоагрегатів:

$$\begin{aligned}Q_{ВК_6} &= Q_{ВК_{НОМ}} \\t''_{ВК_6} &= t''_{ВК_{НОМ}} \\t'_{ВК_6} &= t'_{ВК_{НОМ}} \\G_{ВК_6} &= G_{ВК_{НОМ}}\end{aligned}$$

у разі експлуатації в котельні одного котлоагрегату:

$$\begin{aligned}Q_{ВК_6} &= \Sigma Q_{КОТ} \\t''_{ВК_6} &= t''_{ВК_{НОМ}} \\t'_{ВК_6} &= t'_{ВК_{НОМ}} \\G_{ВК_6} &= \frac{\Sigma Q_{КОТ} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (t''_{ВК_6} - t'_{ВК_6})}\end{aligned}$$

МЗ: (2 котла):

$$\begin{aligned}Q_{ВК_6} &= 11,6 \text{ МВт} \\t''_{ВК_6} &= 150 \text{ }^\circ\text{C} \\t'_{ВК_6} &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \\G_{ВК_6} &= 123,5 \text{ т/год}\end{aligned}$$

ТЗ: (2 котла):

$$\begin{aligned}Q_{ВК_6} &= 11,6 \text{ МВт} \\t''_{ВК_6} &= 150 \text{ }^\circ\text{C} \\t'_{ВК_6} &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \\G_{ВК_6} &= 123,5 \text{ т/год}\end{aligned}$$

Л: (1 котел):

$$\begin{aligned}Q_{ВК_6} &= 10,74 \text{ МВт} \\t''_{ВК_6} &= 150 \text{ }^\circ\text{C} \\t'_{ВК_6} &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \\G_{ВК_6} &= \frac{10,74 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 70)} = 115,07 \text{ т/год}\end{aligned}$$

2.3.24. Визначаємо теплове навантаження водогрійних котлів, що несуть змінну складову теплового навантаження котельні:

$$\Sigma Q_{ВК_3} = \Sigma Q_{КОТ} - Q_{ВК_6} \quad (2.22)$$

$$\text{МЗ: } \Sigma Q_{ВК_3} = 18,9 - 11,6 = 7,3 \text{ МВт}$$

$$\text{ТЗ: } \Sigma Q_{ВК_3} = 15,09 - 11,6 = 3,49 \text{ МВт}$$

$$\text{Л: } \Sigma Q_{ВК_3} = 10,74 - 10,74 = 0 \text{ МВт}$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.25. Визначаємо теплове навантаження кожного котла, що несе змінну складову теплового навантаження:

$$Q_{ВК_3} = \frac{\Sigma Q_{ВК_3}}{N_{ВК_3}} \quad (2.24)$$

МЗ:  $Q_{ВК_3} = \frac{7,3}{1} = 7,3$  МВт

ТЗ:  $Q_{ВК_3} = \frac{3,49}{1} = 3,49$  МВт

Л:  $Q_{ВК_3} = 0$  МВт (за відсутності такого котла)

2.3.26. Визначаємо витрату води через кожний котел, що експлуатується зі "змінним" тепловим навантаженням та температурним режимом:

для МЗ режиму (зменшений проти номінального, враховуючи номінальний температурний режимі зменшене теплове навантаження):

$$G_{ВК_3} = \frac{Q_{ВК_3} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (t_{ВК_{НОМ}} - t_{ВК_{НОМ}})} \quad (2.25)$$

для ТЗ режиму (враховуючи доцільність номінального пропуску води через котли):

$$G_{ВК_3} = G_{ВК_{НОМ}} \quad (2.26)$$

але, згідно рекомендації в п.2.1.8. допускається зменшення пропуску води через котли у разі необхідності вироблення менше за номінальне теплове навантаження за умови роботи в номінальному температурному режимі

для Л режиму (за відсутності такого котла):

$$G_{ВК_3} = 0$$

МЗ:  $G_{ВК_3} = \frac{7,3 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 70)} = 78,21$  т/год

ТЗ:  $G_{ВК_3} = 90$  т/год

Л:  $G_{ВК_3} = 0$  т/год

2.3.27. Визначаємо сумарну подачу води на котли, що знаходяться в експлуатації:

$$\Sigma G_{ВК} = G_{ВК_0} + N_{ВК_3} \cdot G_{ВК_3} \quad (2.27)$$

МЗ:  $\Sigma G_{ВК} = 123,5 + 1 \cdot 78,21 = 201,71$  т/год

ТЗ:  $\Sigma G_{ВК} = 123,5 + 1 \cdot 90 = 213,5$  т/год

Л:  $\Sigma G_{ВК} = 115,5 + 0 \cdot 0 = 115,5$  т/год

2.3.28. Визначаємо температуру води на виході з котлів, що несуть змінну складову теплового навантаження котельні:

$$t_{ВК_3} = t_{ВК} + \frac{Q_{ВК_3} \cdot 10^3 \cdot 3,6}{4,2 \cdot G_{ВК_3}} \quad (2.28)$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{МЗ: } t''_{\text{ВК}_3} = 70 + \frac{7,3 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{4,2 \cdot 78,21} = 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{ТЗ: } t''_{\text{ВК}_3} = 70 + \frac{3,49 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{4,2 \cdot 90} = 103,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Л: } t''_{\text{ВК}_3} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.3.29. Визначаємо витрату води в рециркуляційному трубопроводі:

$$G_{\text{рец}} = \Sigma G_{\text{ВК}} \cdot \frac{(t''_{\text{ВК}} - t_{\text{звор}})}{(t''_{\text{ВК}_6} - t_{\text{звор}})} \quad (2.29)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{рец}} = 201,71 \cdot \frac{(70 - 61,6)}{(150 - 61,6)} = 19,17 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{рец}} = 213,5 \cdot \frac{(70 - 54,86)}{(150 - 54,86)} = 33,98 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{рец}} = 115,5 \cdot \frac{(70 - 63,89)}{(150 - 63,89)} = 8,2 \text{ т/год}$$

2.3.30. Визначаємо середню вагову температуру води на виході з усіх водогрійних котлів, що знаходяться в експлуатації:

$$t_{\text{ВК}\Sigma} = \frac{(G_{\text{ВК}_6} - \Sigma G_{\text{ВНГРВ}} - G_{\text{рец}}) \cdot t''_{\text{ВК}_6} + N_{\text{ВК}_3} \cdot G_{\text{ВК}_3} \cdot t''_{\text{ВК}_3}}{(G_{\text{ВК}_6} - \Sigma G_{\text{ВНГРВ}} - G_{\text{рец}} + N_{\text{ВК}_3} \cdot G_{\text{ВК}_3})} \quad (2.30)$$

$$\text{МЗ: } t_{\text{ВК}\Sigma} = \frac{(123,5 - 125,61 - 19,17) \cdot 150 + 1 \cdot 75,86 \cdot 150}{(123,5 - 125,61 - 19,17 + 1 \cdot 75,86)} = 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{ТЗ: } t_{\text{ВК}\Sigma} = \frac{(123,5 - 125,61 - 33,98) \cdot 150 + 1 \cdot 90 \cdot 103,24}{(123,5 - 125,61 - 33,98 + 1 \cdot 90)} = 71,94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Л: } t_{\text{ВК}\Sigma} = 150 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{за регламентом})$$

2.3.31. Визначаємо витрату зворотної води через регулюючий клапан в трубопроводі перепуску зворотної води в пряму магістраль (так званий перепуск):

$$G_{\text{пер}} = G_1 \cdot \frac{(t_{\text{ВК}\Sigma} - t_1)}{(t_{\text{ВК}\Sigma} - t_{\text{звор}})} \quad (2.31)$$

$$\text{МЗ: } G_{\text{пер}} = 60,52 \cdot \frac{(150 - 150)}{(150 - 61,6)} = 0 \text{ т/год}$$

$$\text{ТЗ: } G_{\text{пер}} = 78,41 \cdot \frac{(71,94 - 70)}{(71,94 - 54,86)} = 8,91 \text{ т/год}$$

$$\text{Л: } G_{\text{пер}} = 8,6 \cdot \frac{(150 - 70)}{(150 - 63,89)} = 7,99 \text{ т/год}$$

2.3.32. Визначаємо похибку балансових розрахунків водогрійної котельні:

$$\Delta G = \frac{(\Sigma G_{\text{ВК}} - G_2 - \Sigma G_{\text{ВНГРВ}} + G_{\text{пер}} - G_{\text{рец}}) \cdot 100}{\Sigma G_{\text{ВК}}} \quad (2.32)$$

$$\text{МЗ: } \Delta G = \frac{(201,71 - 45,52 - 125,61 + 0 - 19,17) \cdot 100}{201,71} = 5,66 \text{ } \%$$

$$\text{ТЗ: } \Delta G = \frac{(213,5 - 63,41 - 125,61 + 8,91 - 33,98) \cdot 100}{213,5} = -0,28 \text{ } \%$$

$$\text{Л: } \Delta G = \frac{(115,5 - 3,6 - 104,96 + 7,99 - 8,2) \cdot 100}{115,5} = 5,83 \text{ } \%$$

Висновок: Результати розрахунку теплової схеми котельні з водогрійними котлами виконані з прийнятною точністю (похибка не повинна більше 8 % по кожному режиму).

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

## 2.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ КОТЕЛЬНІ З ВОДОГРІЙНИМИ КОТЛАМИ

2.4.1. Визначаємо годинну витрату природного газу в котельні:

- нижча теплота згоряння палива:  $Q_{н\text{роб}} = 3,35 \cdot 10^4 \text{ кДж/нм}^3$
- експлуатаційний ККД котельні:  $\eta_{\text{кот}} = 0,91 \%$

$$V_{\text{кот}} = \frac{1,01 \cdot \Sigma Q_{\text{кот}} \cdot 10^3 \cdot 3,6}{\eta_{\text{кот}} \cdot Q_{н\text{роб}}} \quad (2.33)$$

МЗ:  $V_{\text{кот}} = \frac{1,01 \cdot 18,9 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{0,91 \cdot 33500} = 2,25 \text{ тисм}^3/\text{год}$

ТЗ:  $V_{\text{кот}} = \frac{1,01 \cdot 15,09 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{0,91 \cdot 33500} = 1,8 \text{ тисм}^3/\text{год}$

Л:  $V_{\text{кот}} = \frac{1,01 \cdot 10,74 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{0,91 \cdot 33500} = 1,28 \text{ тисм}^3/\text{год}$

2.4.2. Визначаємо сумарну паспортну електричну потужність, що споживає електричне обладнання власних потреб котельні:

- встановлена потужність робочих насосів рециркуляції:  $W_{\text{рец}} = 8 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих мережних насосів:  $W_{\text{тм}} = 18,5 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих насосів підживлення тепломережі:  $W_{\text{підж}} = 2,2 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих насосів сирі води:  $W_{\text{св}} = 2,2 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих насосів хімочищеної води:  $W_{\text{хв}} = 2,2 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих вакуумних насосів:  $W_{\text{вак}} = 2,2 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих насосів технологічної води:  $W_{\text{тв}} = 27 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих дутьових вентиляторів:  $\Sigma W_{\text{вд}} = 28 \text{ кВт}$
- встановлена потужність робочих димососів:  $\Sigma W_{\text{д}} = 40 \text{ кВт}$
- встановлена електрична потужність приладів освітлення:  $\Sigma W_{\text{осв}} = 7,7 \text{ кВт}$

$$\Sigma W_{\text{кот}_{\text{влл}}} = W_{\text{рец}} + W_{\text{тм}} + W_{\text{підж}} + W_{\text{св}} + W_{\text{хв}} + W_{\text{вак}} + W_{\text{тв}} + \Sigma W_{\text{вд}} + \Sigma W_{\text{д}} + \Sigma W_{\text{осв}} \quad (2.34)$$

$$\Sigma W_{\text{кот}_{\text{влл}}} = 8 + 18,5 + 2,2 + 2,2 + 2,2 + 2,2 + 27 + 28 + 40 + 7,7 = 138 \text{ кВт}$$

2.4.3. Визначаємо годинну, добову та річну потребу електричної енергії для власних потреб котельні:

середньо годинний експлуатаційний коефіцієнт завантаження споживачів електроенергії котельні (0,8-0,9):  $K_{\text{т}_{\text{год}}} = 0,9$

$$W_{\text{влл}_{\text{год}}} = \Sigma W_{\text{кот}_{\text{влл}}} \cdot 1 \cdot K_{\text{т}_{\text{год}}} = 138 \cdot 1 \cdot 0,9 = 124,2 \text{ кВт} \cdot \text{год}/\text{год} \quad (2.35)$$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

середньодобовий експлуатаційний коефіцієнт завантаження споживачів електроенергії котельні (0,7-0,8):  $K_{T\_доб} = 0,8$

$$W_{ВЛП\_доб} = \Sigma W_{кот\_ВЛП} \cdot 24 \cdot K_{T\_доб} = 138 \cdot 24 \cdot 0,8 = 2650 \text{ кВт} \cdot \text{год/год} \quad (2.36)$$

середньорічний експлуатаційний коефіцієнт завантаження споживачів електроенергії котельні (0,6-0,7):  $K_{T\_рік} = 0,7$

$$W_{ВЛП\_рік} = \Sigma W_{кот\_ВЛП} \cdot 8760 \cdot K_{T\_рік} = 138 \cdot 8760 \cdot 0,7 = 846000 \text{ кВт} \cdot \text{год/год} \quad (2.36)$$

2.4.4. Визначаємо для МЗ режиму середньо годинні питомі витрати природного газу та умовного палива в котельній з відпущеної теплової енергії:

$$b_{T\_відпгаз} = \frac{W_{кот} \cdot 10^3}{\Sigma Q_{жр} + Q_{пп}} = \frac{2,25 \cdot 10^3}{6,53 + 12} = 121,42 \text{ м}^3/\text{МВт} \quad (2.38)$$

$$b_{T\_відпуп} = \frac{1,15 \cdot W_{кот} \cdot 10^3}{\Sigma Q_{жр} + Q_{пп}} = \frac{1,15 \cdot 2,25 \cdot 10^3}{6,53 + 12} = 139,64 \text{ кгуп/МВт} \quad (2.39)$$

2.4.5. Визначаємо для МЗ режиму проектну середньодобову витрату електричної енергії на відпущеної від котельні теплової енергії:

$$e_{ее\_доб} = \frac{W_{ВЛП\_доб}}{\Sigma Q_{жр} \cdot 24} = \frac{2650}{18,53 \cdot 24} = 5,96 \text{ кВт/МВт} \quad (2.40)$$

2.4.6. Визначаємо середньодобову собівартість теплової енергії, відпущеної від котельні:

закупівельна ціна природного газу з урахуванням ПДВ та витрат на транспортування:

$$Ц_{пал} = 43764 \text{ грн/1000нм}^3$$

закупівельна ціна електричної енергії з урахуванням ПДВ та витрат на транспортування:

$$Ц_{ее} = 3,92 \text{ грн/кВт} \cdot \text{год}$$

експлуатаційна складова собівартості теплоти, що відпускається (20...50):

$$C_{q\_експл} = 20 \text{ грн/МВт}$$

$$C_{q\_доб} = \frac{b_{T\_відпуп}}{1,15} \cdot Ц_{пал} \cdot 10^{-3} + e_{ее\_доб} \cdot Ц_{ее} + C_{q\_експл} \quad (2.41)$$

$$C_{q\_доб} = \frac{139,64}{1,15} \cdot 43764 \cdot 10^{-3} + 5,96 \cdot 3,92 + 20 = 5360 \text{ грн/МВт}$$

2.4.7. Формуємо висновок щодо енергоефективності проектної котельні:

Проект водогрійної котельні за своїми показниками енергетичної та економічної ефективності, відповідає середньогалузевому рівню українських котельнь комунальної енергетики і може бути прийнятим до реалізації.

2.4.8. Основні результати розрахунків наводимо в таблиці 3.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3. Результати розрахунку теплової схеми котельні з водогрійними котлами.

№ п.п	Назва параметра	Ум. позн.	Од. вим.	Характерні режими експлуатації			Джерело інформації
				МЗ	ТЗ	Л	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Температура зовнішнього повітря	tзовн	°С	-18	+5,3	15...30	Табл. 1
2	Сумарне теплове навантаження житлового району	$\Sigma Q_{жр}$	МВт	6,53	2,72	0,42	Форм. 2.1
3	Теплове навантаження промислового підприємства	Qпп	МВт	12	12	12	Табл. 1
4	Сумарне теплове навантаження житлово промислового району	$\Sigma Q_{жпр}$	МВт	18,53	14,72	12,42	
5	Сумарне теплове навантаження	$\Sigma Q_{кот}$	МВт	18,9	15,09	10,74	Форм. 2.17
6	Температура води в прямій магістралі на виході з котельні	$\tau_1$	°С	150	70	70	Табл. 1
7	Температура води в зворотній магістралі на вході в котельні	$\tau_2$	°С	51,1	32,4	30	Табл. 1
8	Температура води в зворотній магістралі на вході в мережні насоси	tзвор	°С	61,6	54,86	63,89	Форм. 2.12
9	Витрата води в прямій магістралі на виході з котельні	G1	т/ год	60,52	78,41	8,6	Табл. 1
10	Убуток води в тепломережі	Gубут	т/ год	15	15	5	Табл. 1
11	Витрата води в зворотній магістралі на вході в котельню	G2	т/ год	45,52	63,41	3,60	Табл. 1
12	Витрата води в напірному трубопроводі мережних насосів	$\Sigma G_{вк}$	т/ год	201,71	213,5	115,5	Форм. 2.27
13	Витрата води в трубопроводі рециркуляції котлів	Gрец	т/ год	19,17	33,98	8,2	Форм. 2.29
14	Витрата води в трубопроводі	Gпер	т/ год	0	8,91	7,99	Форм. 2.31
15	Число встановлених водогрійних	Nвк вст	од	2	2	2	Форм. 2.18
16	Число котлів, що знаходяться в	Nвк р	од	2	2	1	Форм. 2.21
17	Число котлів, що експлуатуються в базовому номінальному режимі	Nвк_б	од	1	1	1	Форм. 2.19
18	Число котлів, що експлуатуються в режимі змінного навантаження	Nвк_з	од	1	1	0	Форм. 2.20
19	Годинна витрата природного газу в к	Vкот	тис.м3/год	2,25	1,8	1,28	Форм. 2.33
20	Питома витрата природного газу на відпущену від котельні тепл. енергію	bt_відп_газ	м3/МВт	121,42			Форм. 2.38
21	Питома витрата умовного палива на відпущену від котельні тепл. енергію	bt_відп_уп	кг уп/МВт	140,06			Форм. 2.39
22	Сумарна встановлена потужність споживачів електроенергії котельні	$\Sigma W_{кот\_влп}$	кВт	138			Форм. 2.34
23	Добова питома витрата е/е на з відпущеної теплоти від котельні	e_ee_доб	кВт/МВт	5,96			Форм. 2.40
24	Вартість природного газу	Цпал	грн/тис.м3	43764	43764	43764	Ринок пал.
25	Вартість електроенергії	Цее	грн/кВтгод	3,92	3,92	3,92	Ринок пал.
26	Собівартість теплоти, що відпущена	Cq_доб	грн/МВт	5360			Форм. 2.41

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.144.004.005.2022. ПЗ

Арк.

45

## 2.5. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ КОТЕЛЬНОЇ З ВОДОГРІЙНИМИ КОТЛАМИ

### 2.5.1. Вибір водогрійних котлів:

сумарне теплове навантаження котельні:  $\Sigma Q_{\text{кот}} = 18,9 \text{ МВт}$

ТИП: КВ-ГМ - 10 2 шт.

номінальна теплова потужність:  $Q_{\text{ВК}_{\text{НОМ}}} = 11,6 \text{ МВт}$

номінальна витрата води:  $G_{\text{ВК}_{\text{НОМ}}} = 123,5 \text{ т/год}$

ККД котла:  $\eta_{\text{ВК}_{\text{НОМ}}} = 92 \%$

температура води на виході:  $t''_{\text{ВК}_{\text{НОМ}}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

температура води на вході:  $t'_{\text{ВК}_{\text{НОМ}}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

гідрравлічний опір котла:  $\Delta P_{\text{ВК}_{\text{НОМ}}} = 0,15 \text{ МПа}$

номінальна витрата палива:  $V_{\text{ВК}_{\text{НОМ}}} = 1,26 \text{ тисм}^3/\text{год}$

### 2.5.2. Вибір рециркуляційних насосів:

витрата води в прямій магістралі на виході з котельні:  $G_{\text{рец}} = 33,98 \text{ т/год}$

ТИП: НКУ-45 2 шт. 1 робочий і 1 резервний

номінальна подача насоса:  $Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$

номінальний напір насоса:  $H = 38 \text{ мм в ст}$

номінальна потужність насоса:  $P = 8 \text{ кВт}$

### 2.5.3. Вибір мережних насосів:

витрата води в трубопроводі рециркуляції:  $G_1 = 78,41 \text{ т/год}$

ТИП: К-90-55 2 шт. 1 робочий і 1 резервний

номінальна подача насоса:  $Q = 90 \text{ м}^3/\text{год}$

номінальний напір насоса:  $H = 55 \text{ мм в ст}$

номінальна потужність насоса:  $P = 18,5 \text{ кВт}$

### 2.5.4. Вибір насосів підживлення тепломережі:

витрата води на підживлення тепломережі:  $G_{\text{убут}} = 15 \text{ т/год}$

ТИП: К-20-30 2 шт. 1 робочий і 1 резервний

номінальна подача насоса:  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$

номінальний напір насоса:  $H = 30 \text{ мм в ст}$

номінальна потужність насоса:  $P = 2,2 \text{ кВт}$

### 2.5.5. Вибір насосів сирої води:

витрата води на підживлення тепломережі:  $G_{\text{убут}} = 15 \text{ т/год}$

ТИП: К-20-30 2 шт. 1 робочий і 1 резервний

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

номінальна подача насоса:  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$   
номінальний напір насоса:  $H = 30 \text{ мм в ст}$   
номінальна потужність насоса:  $P = 2,2 \text{ кВт}$

2.5.6. Вибір насосів хімоочищеної води:

витрата води на підживлення тепломережі:  $G_{\text{убут}} = 15 \text{ т/год}$   
ТИП: К-20-30 2 шт. 1 робочий і 1 резервний  
номінальна подача насоса:  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$   
номінальний напір насоса:  $H = 30 \text{ мм в ст}$   
номінальна потужність насоса:  $P = 2,2 \text{ кВт}$

2.5.7. Вибір вакуумних насосів:

ТИП: ВВН-1-0,75 2 шт. 1 робочий і 1 резервний  
номінальна потужність насоса:  $P = 2,2 \text{ кВт}$

2.5.8. Вибір насосів технологічної води:

витрата технологічної води на підприємство:  $G_{\text{тхнв}} = 108,27 \text{ т/год}$   
ТИП: К-160-30 2 шт. 1 робочий і 1 резервний  
номінальна подача насоса:  $Q = 160 \text{ м}^3/\text{год}$   
номінальний напір насоса:  $H = 30 \text{ мм в ст}$   
номінальна потужність насоса:  $P = 27 \text{ кВт}$

2.5.9. Вибір вентиляторів та димососів для водогрійних котлів:

Вентилятор: ВДН-9 - 2 шт.,  $P=14 \text{ кВт}$   
Димосос: Д-11,2 - 2 шт.,  $P=20 \text{ кВт}$

2.5.10. Вибір деаераторів водогрійної котельні:

ТИП: деаератор вакуумний ДВ-25 2 шт. 1 робочий і 1 резервний

2.5.11. Вибір підігрівників:

підігрівник ПСВ: ВВП 07-114х2000 1 шт.  
довжина секції:  $l = 2000 \text{ мм}$   
діаметр корпусу:  $D = 114 \text{ мм}$   
число трубок:  $n = 19 \text{ шт.}$   
поверхня нагріву:  $F = 1,79 \text{ м}^2$   
витрата води:  $G = 21,05 \text{ т/год}$

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

підігрівник ПХВ: ВВП 07-114х2000 1 шт.  
довжина секції:  $l = 2000$  мм  
діаметр корпусу:  $D = 114$  мм  
число трубок:  $n = 19$  шт.  
поверхня нагріву:  $F = 1,79$  м<sup>2</sup>  
витрата води:  $G = 21,05$  т/год

підігрівник ПТВ: ВВП 13-273х2000 1 шт.  
довжина секції:  $l = 2000$  мм  
діаметр корпусу:  $D = 273$  мм  
число трубок:  $n = 109$  шт.  
поверхня нагріву:  $F = 10,28$  м<sup>2</sup>  
витрата води:  $G = 120,9$  т/год

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Розділ III. Охорона праці

В даному дипломному проєкті розглядається розрахунок та проектування обладнання водогрійної котельні.

Впровадження нового більш вдосконаленого обладнання, з сучасною системою автоматизації та управління дозволить знизити рівень впливу шкідливих та небезпечних факторів на людину, підвищить ступінь безпеки експлуатація і обслуговування, що значно покращить умови праці в котельному залі.

При здійсненні проектування враховані вимогою охорони праці до організації та забезпечення здорових і безпечних умов праці на робочому місці оператора котельні.

#### 3.1. Виробнича санітарія

При плануванні приміщення враховуються:

- санітарна характеристика обладнання та технологічних процесів;
- норма корисного простору на одного працівника ( $15\text{м}^3$ );
- нормативи площі розміщення обладнання ( $4,5\text{м}^2$ );
- висота виробничого приміщення не менше (4,8) м.

Протяжність санітарно-гігієнічної зони даного підприємства (IV класу) складає – 50 м.

Для зручності обслуговування котлових апаратів змонтовані багатоярусні технологічні площадки, які починаються з висоти 2,5 м.

#### 3.1.1. Мікроклімат та чистота повітря виробничого середовища

Показниками мікроклімату є температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря та атмосферний тиск.

Нормативний документ передбачає оптимальні і допустимі значення параметрів мікроклімату в залежності від періоду року (. Наприклад, у теплий період року (середньодобова температура зовнішнього середовища становить  $>10\text{ }^\circ\text{C}$ ), холодний (середньодобова температура зовнішнього середовища становить  $<10\text{ }^\circ\text{C}$ ) та категорії важкості виконуваних робіт.

Контроль та вимірювання параметрів мікроклімату виконується спеціальними приладами – термометрами (температура), психрометрами (вологість повітря). Швидкість руху повітря вимірюється анемометром (крильчатий), межі вимірювання від 0,3 – 5 м/с, чашковий (індукційний) анемометр – межі вимірювання 1 – 20 м/с та кататермометрами – межі вимірювання 0 – 0,5 м/с.

Вміст шкідливих речовин в повітрі визначається гранично допустимими концентраціями (ГДК).

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

CH<sub>4</sub> (300 мг/м<sup>3</sup>, клас небезпечності IV), CO (20 мг/м<sup>3</sup>, клас небезпечності IV), CO<sub>2</sub> (ГДК 9000 мг/м<sup>3</sup>, клас небезпечності IV), сполуки азота (ГДК 5 мг/м<sup>3</sup>, клас небезпечності II).

Концентрація шкідливих речовин у повітрі, газів і парів повинна визначатися для 1-го класу безпеки безперервно, для 2-го, 3-го, 4-го класу – періодично.

Періодичність контролю вмісту шкідливих речовин складає:

- для 1-го класу безпеки – 1 раз/10 днів;
- для 2-го класу безпеки – 1 раз/місяць;
- для 3-го та 4-го класу безпеки – 1 раз/квартал.

Методи визначення шкідливих речовин у повітрі:

1. Лабораторний (колориметричні, спектрофотометричні, хроматографічні).
2. Експрес (хімічні індикатори, універсальний газоаналізатор, УГ-1, УГ-2).
3. Автоматичні (стаціонарний газоаналізатор, газосигналізатор).

Для видалення надлишків теплоти та шкідливих газів в котельні застосовується загально-обмінна змішана припливно-витяжна вентиляція. Забирання забрудненого повітря здійснюється за допомогою аераційного ліхтаря, а подача свіжого – механічним вентилятором.

Оператор котлоагрегату, у разі необхідності, повинен бути забезпечений засобами індивідуального захисту (костюм бавовняний, рукавиці комбіновані, навушники протишумові, окуляри захисні із світлофільтрами, та протигазами.

### 3.1.2. Виробниче випромінювання

Джерелами теплового випромінювання є водогрійний котел, трубопроводи з гарячою водою. Ознаками перегрівання організму є підвищення температури, спрага, збільшення частоти дихань та пульсу, задишка, головний біль, запаморочення, сильне потовиділення.

Зниження інтенсивності теплового випромінювання досягається застосуванням екранів, теплоізоляції устаткування та гарячих поверхонь, а також індивідуальними засобами; збільшенням відстані між джерелом випромінювання та робочим місцем.

Нормальними умовами, що відповідають санітарно-гігієнічним нормам, вважають такі, за яких інтенсивність опромінення працівників інфрачервоними променями не перевищує: 35 Вт/м<sup>2</sup> при опромінюванні більше 50 % тіла.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інтенсивність інфрачервоного випромінювання вимірюється актинометрами, а спектральна інтенсивність випромінювання – інфрачервоними спектографами типу ИКС-10, ИКС-12, ИКС-14.

### 3.1.3. Шум на виробництві

Робота котлових установок супроводжується шумом.

Класифікація шумів за походженням:

- механічні;
- аерогідродинамічні (вентилятори, насоси, компресори, системи транспортування);
- електричні (трансформатори тощо).

Класифікація шумів за частотою:

- низькочастотний (до 300 Гц);
- середньочастотний (300-800 Гц);
- високочастотний (більше 800 Гц).

Основними фізичними характеристиками звуку є: частота  $f$  (Гц), звуковий тиск  $P$  (Па), інтенсивність або сила звуку  $I$  (Вт/м<sup>2</sup>).

Порогові значення шуму при  $f=1000$  Гц складають: нижній поріг чутності ( $I_0 = 10^{-12}$  Вт/м<sup>2</sup>;  $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Па), больовий поріг ( $I_6 = 10^2$  Вт/м<sup>2</sup>;  $P_6 = 60$  Па).

Рівень шуму у виробничому цеху не повинен перевищувати 80 дБ.

*Технічні* засоби захисту від шкідливої дії шуму чутного діапазону передбачають використання трьох головних напрямків: боротьба з шумом в джерелі його утворення, шумо-поглинання, та шумо ізоляцією.

До заходів боротьби з аеродинамічним шумом відносяться зменшення швидкостей транспортування середовища, використання плавних заокруглень, глушників шуму в місцях забору і вихлопу повітря.

Для вимірювання рівня шуму використовують шумоміри Ш-71, ПИ-14 в комплекті з активними фільтрами. Рівень вимірювання шуму даними приладами становить 10-130 дБ в діапазоні 20 Гц – 16 кГц.

### 3.1.4. Виробнича вібрація

Під впливом інтенсивної вібрації в організмі людини відбуваються функціональні зміни у серцево-судинній системі та регуляторної функції центральної нервової системи. Вібрація викликає появу вібраційної хвороби, що може призвести до втрати працездатності.

Вібрацію поділяють на загальну (передається через опорні поверхні тіла людини) та локальну (передається через руки).

Основними характеристиками (параметрами) вібрації є частота гармонічного коливального руху (Гц), віброшвидкість (м/с) та віброприскорення (м/с<sup>2</sup>), рівень вібрації (дБ).

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Порогові значення віброшвидкості становить  $v_0=5 \times 10^{-8}$  м/с, а віброприскорення становить  $a_0=3 \times 10^{-4}$  м/с<sup>2</sup>.

Загальна та локальна вібрації обмежуються допустимими значеннями віброшвидкості або логарифмічними рівнів віброшвидкості в октавних смугах із частотою 2-1000 Гц.

Для захисту від впливу виробничої вібрації застосовують наступні колективні методи: послаблення вібрації у джерелі утворення, вібропоглинання та віброізоляція.

Вібрація вимірюється віброметрами ВИП-4 та ВИП-2М та вібрографами ВР-1, ВР-2, в діапазоні 10 Гц – 1кГц, шкала приладів проградуєвана в дБ.

### 3.1.5. Освітлення виробничих приміщень

Основними вимогами охорони праці до освітленості виробничих приміщень є:

- 1) освітлення на робочому місці має відповідати санітарно-гігієнічним нормам і бути рівномірним;
- 2) між об'єктом, що розглядається, і навколишнім фоном повинен бути певний контраст;
- 3) на робочій поверхні не повинно бути різких тіней;
- 4) не допускається освітлення (пряме чи відбите) у полі зору.

На виробництві використовується природне комбіноване освітлення(двостороннє бічне та аераційний ліхтар).

В темні години доби використовується штучне освітлення.

За призначенням **штучне освітлення** поділяється на робоче, чергове, аварійне, евакуаційне, охоронне. За виконанням (розміщенням джерел світла) штучне освітлення поділяється на:

- загальне – призначене для рівномірного освітлення приміщення або його частин;
- місцеве – для освітлення тільки робочих поверхонь;
- комбіноване (поєднання загального та місцевого освітлення).

Джерелами штучного світла є лампи розжарювання та газозарядні лампи.

Виробниче приміщення обладнане світильниками прямого світла з лампами розжарювання у герметичному виконанні із захисним кутом 20-25°(типу ВЗГ200, потужністю 200 Вт), які розташовуються у шаховому порядку.

Контроль освітленості здійснюється люксметрами Ю-16, Ю-17, Ю-116, Ю-117.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## **3.2. Техніка безпеки**

### **3.2.1. Безпечна експлуатація технологічного устаткування**

Для безпечної експлуатації технологічного устаткування та запобігання виникненню небезпечних або аварійних ситуацій застосовуються в першу чергу засоби колективного захисту. За принципом дії та залежно від впливу небезпечного фактора засоби колективного захисту поділяються на огорожувальні, запобіжні пристрої, блокування, сигналізаційне обладнання, профілактичні випробування.

Роботи всередині котлів проводяться тільки після повної зупинки роботи, продувки і охолодження, якщо таке необхідно.

Огороджувальні пристрої (кожухи, щити, екрани, бар'єри) застосовуються для ізоляції зон з безпекою механічних дій, для огорожі зон випромінювань і зон з хімічними речовинами, а також робочих майданчиків, розташованих на висоті. Вони поділяються на стаціонарні, які демонтуються для виконання допоміжних операцій (заміна інструмента, змазка обладнання тощо), та переносні, що використовуються для огорожі нестационарних робочих місць (зварювальні пости), а також при виконанні ремонтних чи налагоджувальних робіт.

Запобіжні пристрої застосовуються для автоматичного виключення обладнання при виникненні аварійних ситуацій (наприклад, при виході одного з параметрів — температури, електричної напруги тощо за межі допустимих значень).

Блокування дозволяє виключити можливість проникнення людини в небезпечну зону чи ліквідувати небезпечний фактор при проникненні людини в небезпечну зону. Блокувальні пристрої поділяються на механічні, електричні, фотоелементні, радіаційні, пневматичні, гідравлічні та комбіновані.

Сигналізаційне обладнання призначено для повідомлення персоналу про режим роботи устаткування і можливості аварійних ситуацій. За засобами інформації сигналізація поділяється на кольорову, звукову, кольорово-звукову, одоризаційну (за запахом).

На виробництві використовується світлова та звукова аварійна сигналізація, яка відключається за допомогою комп'ютерного інтерфейсу, світлова і звукова передпускова сигналізація (відключення за допомогою кнопки квітування).

Нормативно-технічна документація з безпечної експлуатації основного технологічного обладнання, що працюють під тиском (водогрійні котли): «Правила будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів», трубопроводів пари та гарячої води «Правила будови і безпечної експлуатації трубопроводів пари та гарячої води».

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.2.2.Безпечна експлуатація електроустаткування

Види електричних травм на виробництві:

- 1) механічне (при проходженні через тіло людини струму великої сили; падіння людини з висоти);
- 2) місцеві зовнішні електротравми:
  - електричні опіки;
  - електричні знаки (плями сірого чи блідо-жовтого кольору на поверхні шкіри);
  - захворювання зовнішніх оболонок очей під дією ультрафіолетових променів електричної дуги;
- 3) електричний удар (призводить до паралічу серця, легень, до фібриляції серця).

Факторами, що зумовлюють небезпечне ураження електричним струмом, є:

- фактори електричного характеру (напруга, сила, рід і частота струму). Сюди ж відноситься і електричний опір людини;
- фактори неелектричного характеру (індивідуальні властивості людини, тривалість дії струму, шлях проходження струму через тіло людини);
- стан навколишнього середовища.

Згідно «ПУЕ. Правила улаштування електроустановок» за ступенем небезпеки ураження існує три класи приміщень:

- 1) приміщення без підвищеної небезпеки;
- 2) приміщення з підвищеною небезпекою
- 3) особливо небезпечні

Котельня відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою(наявність струмо провідних підлог).

Для забезпечення електробезпеки на виробництві передбачено спеціальні заходи і засоби захисту. До них належать, наприклад, недоступність струмопровідних частин обладнання; ізоляція струмоведучих частин з опором силового устаткування та освітлюючої апаратури  $R_{i3} \geq 0,5$  МОм, заземлення опором  $R_3 \leq 4$  Ом, швидкодіюче автоматичне захисне відключення; застосування низьких напруг ( $U < 42$ В), використання засобів індивідуального захисту, проведення планово-попереджувальних ремонтів та профілактичних робіт устаткування, а також виробничих інструктажів з техніки безпеки.

Небезпечними є також розряди атмосферної електрики (блискавки), що утворюється і концентрується в хмарах. Сила струму блискавки досягає до 200 кА, а напруга до 150 МВ. Котельня відповідає вимогам нормативних документів по захисту від атмосферної електрики будівель і споруд II-категорії із застосуванням стержньових блискавковідводів.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

### 3.2.3. Пожежна та вибухобезпека на виробництві

Основними причинами пожежі та вибуху в котельні є:

1. організаційні (порушення вимог проектування промислових та допоміжних будівель та споруд, вибору будівельних матеріалів та конструкцій, планування приміщень, розміщення технологічного обладнання та комунікацій; відхилення від правил експлуатації та ремонту обладнання, споживачів електроенергії та електромереж, порушення посадових інструкцій щодо пожежної безпеки; необережне поводження з вогнем та матеріалами, що легко запалюються).
2. технологічні (відносять роботу за несправним технологічним обладнанням чи при порушенні режимів технологічних процесів; використання горючих речовин, що не відповідають технологічним характеристикам обладнання, що використовується, та порушення режиму його експлуатації та зупинки, використання невідповідних ГОСТу змащувальних матеріалів).
3. причини пов'язані із застосуванням електрики (відносять використання електричного обладнання, що не відповідає категорії вибухо- та пожежобезпеки, перевантаження мереж та електроустаткування, пошкодження ізоляції, поганий електричний контакт в місцях з'єднання контактів, відсутність захисту від статичної та атмосферної електрики).

За спалімістю речовини і матеріали поділяються на три групи:

Спалімі,важко спалімі,неспалімі.

Пожежна безпека виробництва забезпечується системою запобігання пожеж та системою пожежного захисту.

Усі будівлі та споруди за вогнестійкістю класифікуються за V ступенями.

Заходи пожежної безпеки поділяються на 4 групи:

1. заходи у виробничих процесах;
2. будівельно-технічні заходи (підвищення стійкості огорожувальних конструкцій будівель, обмеження поширення пожежі);
3. організаційні та агітаційні заходи (навчання обслуговуючого персоналу заходам поширення пожеж та поводження із пожежним інвентарем);
4. заходи із забезпеченням швидкого гасіння пожеж (вибір найбільш ефективних способів та засобів гасіння, налагодження протипожежного водопостачання та сигналізації).

Категорія відділення котельні з вибухопожежної та пожежної безпеки – «Г» .

Будівля відділення котельні – відноситься до III класу пожежонебезпечної зони.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система пожежного захисту виробничого приміщення включає також наявність системи оповіщення (ручні кнопочні пости), сигналізацію та схеми евакуації працюючих, які розташовані на видних місцях.

Основними вогнегасними речовинами і матеріалами є: вода, повітряно-механічна піна, негорючі гази та пісок.

До первинних засобів гасіння пожежі відносять:

- внутрішнє пожежне водопостачання (подача води до робочих місць здійснюється пожежними кранами з рукавами, що закінчується металевим соплом обладнаним розбризкувачем);

- пожежний інвентар:

– відра, кошма, лопати;

– вогнегасники(ВВП-10-2 шт; ВВ-2шт);

– ящики з піском.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

## Розділ IV. РЕГЕНЕРАЦІЯ В КЕС

Термодинамічний цикл С. Карно має найвищий ККД в діапазоні реально досягнутих температур парового циклу.

$$\eta_t^{\text{Карно}} = (T_1 - T_2) / T_1$$

де  $T_1$ ,  $T_2$ , відповідно, температура за якою теплота підводиться до циклу і відводиться з циклу, К;

Для одержання максимального значення термічного ККД циклу за наведеної формули форма термодинамічного циклу Карно мала б мати прямокутну форму. Відповідний цикл в системі координат "TS" мав би вигляд прямокутника з межах граничних ліній.

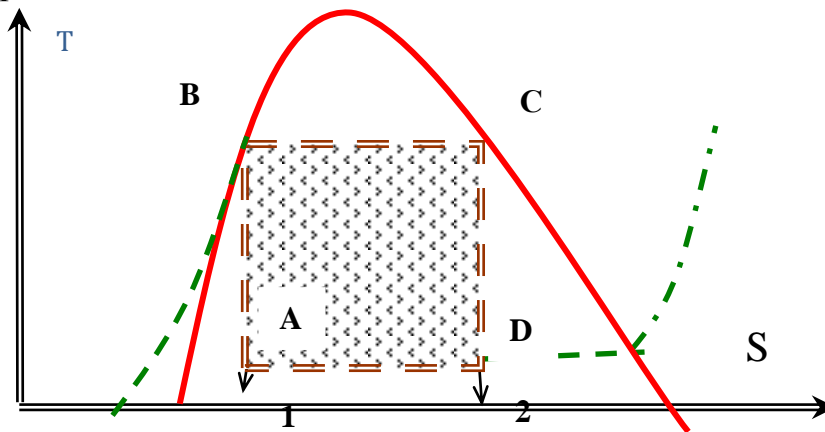


рис.4.1. Термодинамічний цикл Карно з паросиловою установкою і робочим тілом вода (водяна пара).

З чотирьох процесів, що формують цикл Карно, три процеси, а саме: В-С (підведення теплоти в цикл без підвищення температури робочого), С-Д (одержання роботи), Д-А (відведення теплоти з циклу) можуть бути практично реалізовані, відповідно, у паровому котлі, що генерує насичену пару, у паровій турбіні та у конденсаторі.

Однак, четвертий процес А-В (стиснення) робочого тіла від стану вологої пари до стану насиченої води практично реалізувати не вдалося з причини відсутності потрібної установки.

У середині ХІХ сторіччя шотландський інженер і фізик У. Ренкін запропонував здійснити термодинамічний цикл з робочим тілом "вода/водяна пара", який був технічно забезпечений необхідним енергетичним обладнанням і мав перспективу практичної реалізації. Ключова пропозиція Ренкіна полягала у заміні часткової конденсації пари повною її конденсацією з наступним підви

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

щенням тиску робочого тіла насосом.

Термодинамічний цикл У. Ренкіна наведено

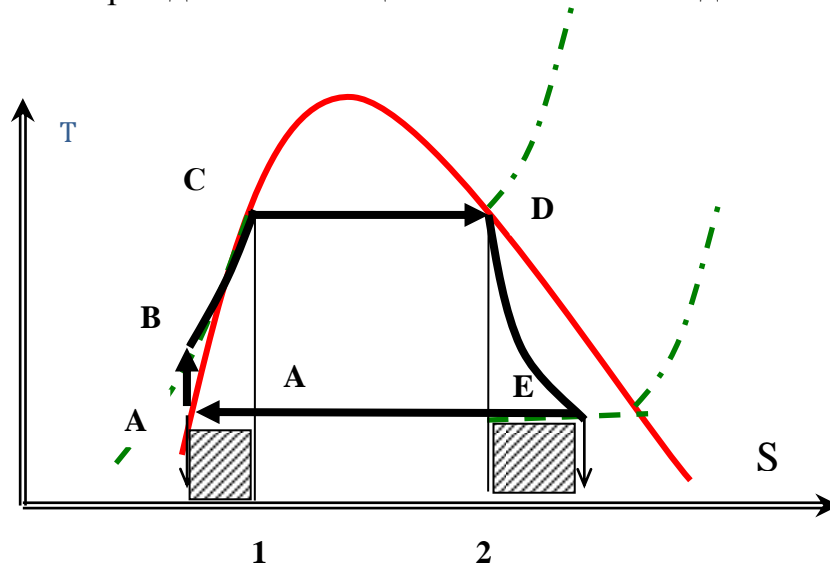


рис.4.2. Термодинамічний цикл У. Ренкіна

У. Ренкін запропонував відійти від частини постулатів Саді Карно і реалізувати цикл, що включав би в себе:

- стиснення води (а не вологої водяної пари) у насосі до тиску в барабані парогенератора (процес А-В);
- підведення теплоти в цикл спочатку з підвищенням (процес В-С) в економайзері парогенератора, а потім без підвищення температури робочого тіла в екранах та кип'ятильних пучках парогенератора шляхом утворення з води насиченої водяної пари (процес С-Д);
- одержання роботи в циклі шляхом розширення насиченої пари до мінімально досяжного тиску в паровій турбіні (процес D-E);
- відведення теплоти з циклу без зміни температури робочого тіла в конденсаторі – E-A.

Термодинамічний цикл У. Ренкіна отримав суттєво більші втрати в навколишнє середовище (два заштрихованих прямокутника) і тому має термічний ККД, нижчий за цикл Карно в рамках тих самих граничних температур.

Тобто,  $\eta_t^{\text{Ренкіна}} < \eta_t^{\text{Карно}}$ . Однак, можливість практичної реалізації дали цьому циклу подальше життя і розвиток.

З геометрії відомо, що паралелограм, побудований на стороні прямокутника буде мати площину, яка дорівнює площині прямокутника.

Якщо уважно придивитися до форми циклу Карно (прямокутника) і форми граничних ліній води і водяної пари, то можна сформувати гіпотетичний цикл, який би мав форму паралелограма. Такий цикл одержав назву граничного регенеративного циклу. У відповідності до цього циклу частина теплоти, що отримується циклом під час розширення робочого тіла (трикутник DFE) мала бути передана воді (трикутник ACI) .

										Арк.
										58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Термодинамічна ілюстрація регенеративного циклу наведена

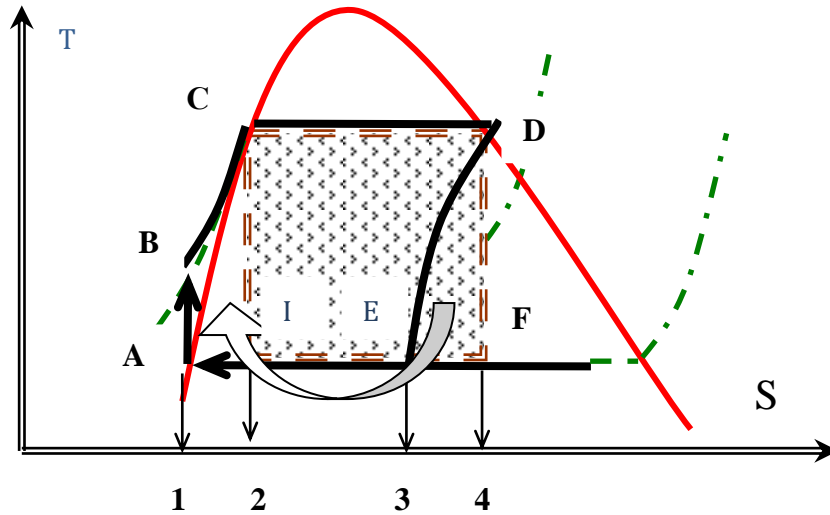


рис.4.3. Термодинаміка граничного регенеративного в циклу паросилової установки.

За умови здійснення процесу розширення пари в турбіні у відповідності до лінії D-E буде реалізовано цикл A-B-C-D-E-A, термічний ККД якого практично буде рівний ККД циклу Карно I-C-D-F-I.

Тобто,  $\eta_t^{\text{гран.рег}} = \eta_t^{\text{Карно}}$ .

### Технічна реалізація регенеративного підігріву живильної води в КЕС

Практично, в реальних циклах КЕС регенерація здійснюється шляхом використання для нагрівання живильної води теплоти частково відпрацьованої в паровій турбіні пари. В технічному плані це рішення виглядає як подача відпрацьованої пари в грійній камері теплообмінників, в яких пропускається конденсат з конденсатора. Термодинамічний цикл ПСУ з регенерацією на базі трьох регенеративних відборів пари з турбіни наведена на рис. 12.4. А на рис. 12.5 наведено принципову схему КЕС з п'ятьма регенеративними підігрівниками.

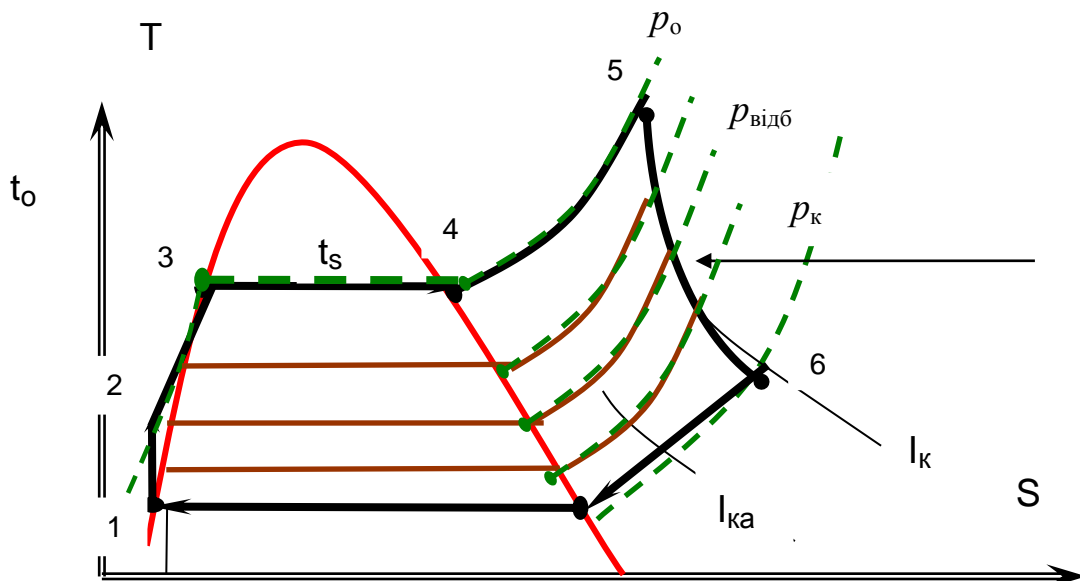


рис.4.4. Термодинамічний цикл КЕС в регенерацією на базі трьох регенеративних відборів пари.

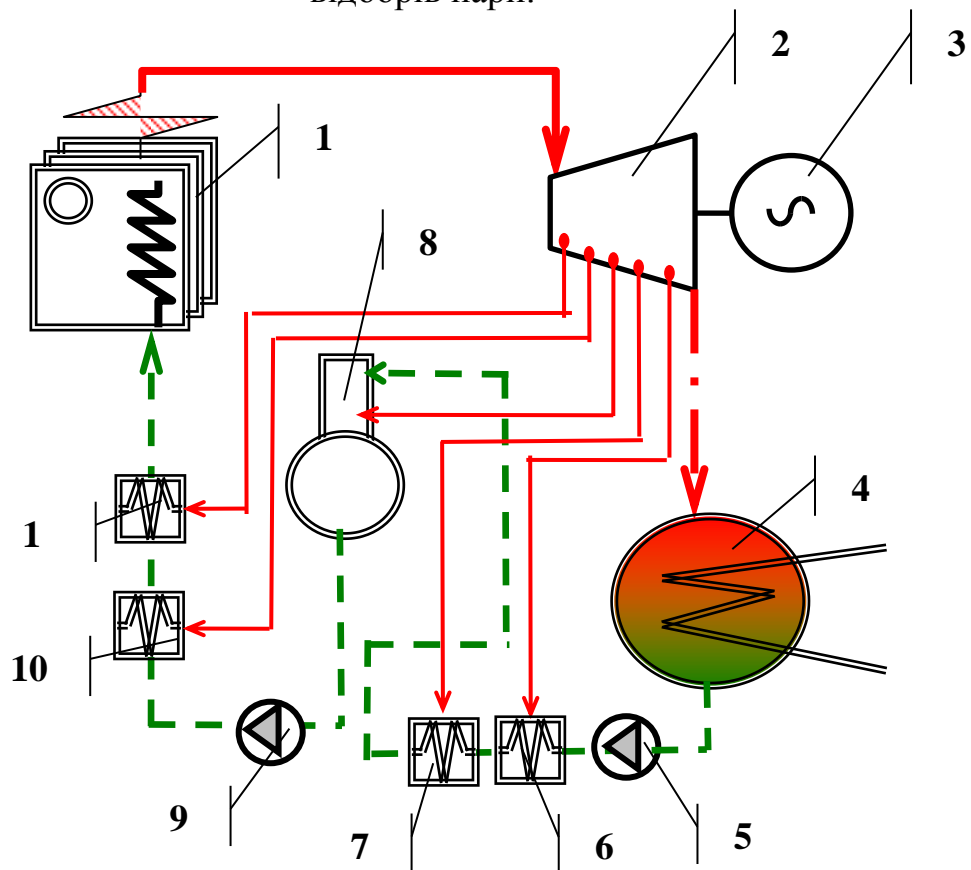


рис.4.5. Принципова схема КЕС з 5-ма регенеративними підігрівниками:  
 1 – парогенератор; 2 – парова турбіна; 3 – турбогенератор; 4 – конденсатор;  
 5– конденсатний насос; 6 – підігрівник низького тиску № 1;

Технічна реалізація ідеї здійснення регенеративного циклу в рамках циклу У. Ренкіна здійснюється на базі наступних технічних рішень:

- створюється конструкція конденсаційної парової турбіни типу з 8-9 відборами пари;
- створюється система підігрівників (поверхневого типу), т. зв. ПНТ і ПВТ, конструкція яких відповідає тиску конденсату, що прокачується через підігрівник;
- система ПНТ та ПВТ під'єднується до системи паровідборів.

#### Система ПНТ та ПВТ.

ПНТ – це підігрівники, які змонтовані до деаератора і через які прокачується вода з відносно низьким (до 10 бар) тиском.

ПВТ – це підігрівники, які змонтовані після деаератора і через які прокачується вода з високим (60...300 бар) тиском.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## Вибір конструкції ПВТ і ПНТ.

З позиції термодинамічної ефективності регенеративного циклу ефективніше використовувати регенеративні підігрівники змішувального типу. Їх використання дозволяє досягти температури води на виході практично рівної температурі конденсації грійної пари. А це означає, що можна використати пару з відбору з меншим тиском.

В реальності система регенеративних підігрівників базується на поверхневих трубчастих конструкціях:

ПНТ – на базі кожухотрубних конструкцій;

ПВТ – на базі трубчастих конструкцій колекторного типу.

### ККД регенеративного циклу

Оскільки регенеративний цикл має відмінну від циклу Карно і Ренкіна конфігурацію, то природно, має змінитися і вигляд розрахункової формули для термічного ККД циклу.

Слід зауважити, що під час формування формули для визначення термічного ККД регенеративного циклу залишається незмінним принцип формування термічного ККД циклу, саме – “термічний ККД циклу є результатом відношення корисного ефекту (тобто роботи), одержаного в циклі, до затраченої теплоти в циклі для його реалізації”. Розрахункова формула для визначення термічного ККД паросилового циклу з регенерацією  $\eta_p$  має вигляд:

$$\eta_p = (\alpha_k \cdot h_{ka} + \sum \alpha_{\text{відб}} \cdot h_{\text{відб.а}}) / [(\alpha_k \cdot q_k + \sum \alpha_{\text{відб}} \cdot h_{\text{відб.а}})]$$

де:

$\alpha_k$  – частка пари, що іде в конденсатор по відношенню до загальної витрати пари на турбіну, кг/с;

$\alpha_{\text{відб}}$  – частка пари, що іде у відбір з турбіни на “свій” підігрівник регенеративному підігріву конденсату по відношенню до загальної витрати пари на турбіну, кг/с,

$h_{ka}$  – ізоентропний перепад ентальпій (теплоперепад) між початковим та кінцевим тиском пари в турбіні, кДж/кг;

$h_{\text{відб.а}}$  – ізоентропний перепад ентальпій (теплоперепад) між початковим тиском та тиском пари у відборі пари з турбіни, кДж/кг;

$\Sigma$  – знак суми, що формує суму відборів пари з турбіни

$q_k$  – величина під'йому ентальпії робочого тіла (конденсату-пари) в циклі від ентальпії конденсату до ентальпії гострої пари, кДж/кг.

Термодинаміка процесу в конденсаційній паровій турбіні з одним паровідбором на регенерацію з тиском –  $p_{\text{рег1}}$  ”в системі “h-S” координат водяної пари представлена

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

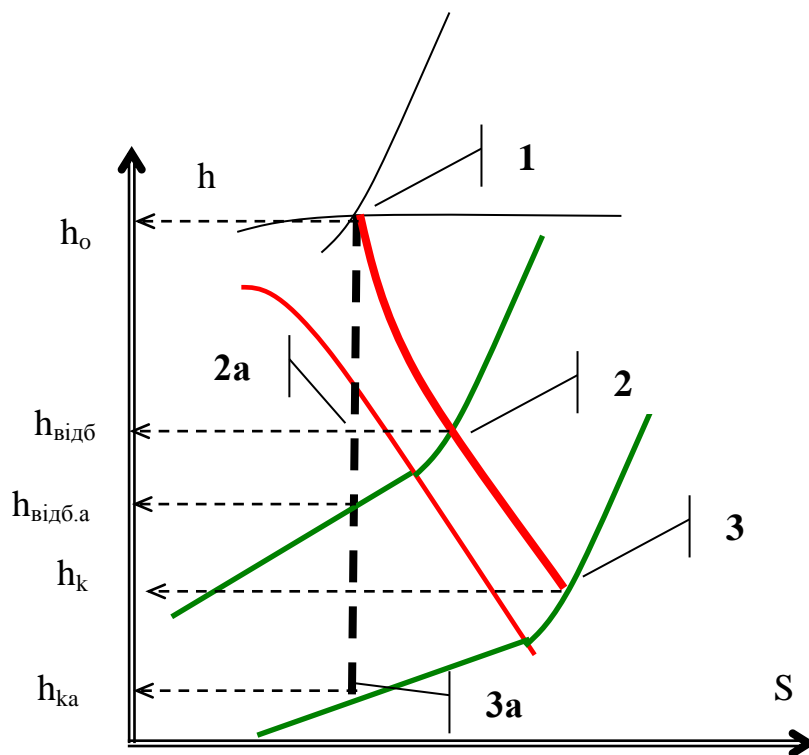


РИС.4.6. Термодинамічний процес у паровій турбіні типу «К-...» з одним регенеративним відбором

Локальні формули, що визначають числові значення параметрів– наступні:

$$\alpha_k = D_k / D_o$$

де:

$D_k$  – витрата пари в конденсатор турбіни, визначається з енергетичного рівняння парової турбіни з відборами, кг/с;

$D_o$  – витрата пари на парову турбіну, визначається з енергетичного рівняння парової турбіни з відборами, кг/с;

$$h_{ka} = (i_o - i_{ka})$$

де:

$i_o$  – ентальпія пари на вході в турбіну (на виході з парогенератора), кДж/кг;

$i_{ka}$  – ізоентропна ентальпія пари на виході з турбіни (на вході в конденсатор), кДж/кг;

$$\Sigma \alpha_{\text{вiдб}} = \Sigma (D^{\text{i вiдб}} / D_o)$$

де:

$D_{\text{вiдб}}$  – витрата пари з відбору турбіни на окремий регенеративний підігрівник, визначається з теплового розрахунку підігрівника, кг/с;

$$h_{\text{квiдб.а}} = (i_o - i_{\text{вiдб.а}})$$

де:

$i_{\text{відб.а}}$  – ізоентропна ентальпія пари на виході з відбору турбіни (на вході в регенеративний підігрівник), визначається з теплового розрахунку підігрівника, кДж/кг;

$$q_k = (i_o - i_{\text{конд}})$$

де:

$i_{\text{конд}}$  – ентальпія конденсату з конденсатора, визначається з теплового розрахунку ВКУ, кДж/кг.

У відповідності до технологічної схеми турбіни з відборами пари формула для визначення загальної витрати пари на турбіну з регенеративними відборами виглядає таким чином (див. курс “Нагнітачі та теплові двигуни”):

$$D_o^{\text{TY}} = D_k^* + \sum u_{\text{відб}} \cdot D_{\text{відб}}$$

де:

$D_o^{\text{TY}}$  – загальна витрата пари на парову турбіну з регенеративними відборами, кг/с;

$D_k^*$  – умовна витрата пари на парову турбіну з регенеративними відборами за умови, що вона працює без цих відборів на весь наявний ізоентропний теплоперепад і виробляє ту саму потужність, що і турбіна з регенеративними відборами, кг/с; Розраховується за формулою:

$$D_k^* = W / [(h_o - h_{\text{конд}}) \cdot \eta_{\text{др}} \cdot \eta_e \cdot \eta_m]$$

$u_{\text{відб}}$  – коефіцієнт недовироблення електричної потужності відбором пари, кДж/кг. Визначається за формулою:

$$u_{\text{відб}} = (h_{\text{відб.а}} - h_{\text{ка}}) / (h_o - h_{\text{ка}})$$

### Техніко-економічні аспекти вибору температури живильної води та числа регенеративних підігрівників

У разі виникнення потреби в реалізації регенеративного циклу в КЕС постає задача надати відповідь на **шість** технічних запитань, а саме:

- До якої температури нагрівати живильну воду (конденсат з конденсатора), для забезпечення якомога вищого ККД термодинамічного циклу ?
- Скільки потрібно встановити регенеративних підігрівників живильної води, один або десять ?
- Чи залежать температура живильної води та число регенеративних підігрівників від початкових параметрів термодинамічного циклу ?
- У який спосіб відводити конденсат з грійних камер регенеративних підігрівників ?
- Як ефективно використовувати теплоту перегріву пари з відборів турбіни для нагрівання живильної води ?
- Яка термодинамічно ефективніша конструкція регенеративних підігрівників: змішувального або поверхневого типу ?

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Всі вищенаведені запитання на сьогодні мають однозначні відповіді.

Число підігрівників в системі регенеративного підігрівання живильної води та кінцева температура нагрівання живильної води перед парогенератором визначаються за висновками техніко-економічного обґрунтування та варіантних теплоенергетичних розрахунків теплової схеми КЕС, оскільки обидва ці параметри термодинамічно взаємопов'язані.

Відповідні розрахунки засвідчили, що в системі регенеративного підігрівання живильну воду перед парогенераторами не потрібно нагрівати до температури кипіння в барабані.

Оптимальна температура нагрівання живильної води –  $t_{ж.в}^{опт}$  визначається взаємодією двох факторів:

- початкових параметрів циклу, тиску та температурою гострої пари – відповідно,  $p_0$  та  $t_0$ ;
- числа регенеративних підігрівників –  $n$ .

На рис. 9.5. наведено графічний взаємозв'язок між термічним ККД регенеративного циклу ( $\eta_p$ ) та двома визначальними аргументами – числом регенеративних підігрівників ( $n$ ) та кінцевою температурою нагрівання живильної води в регенеративному циклі ( $t_{ж.в}$ ) для одного початкового тиску гострої пари ( $p_0$ ).

Відповідні розрахунки засвідчують, що:

- регенерація дозволяє досягти збільшення термічного ККД регенеративного циклу на 8 % – 12 % відносно термічного ККД циклу Ренкіна;
- кінцева температура нагрівання живильної води суттєво залежить від початкового тиску та температури гострої пари, збільшуючись у разі підвищення початкових параметрів;
- підвищення числа регенеративних підігрівників “вимагає” підвищення температура нагрівання живильної води (лінія АБ).

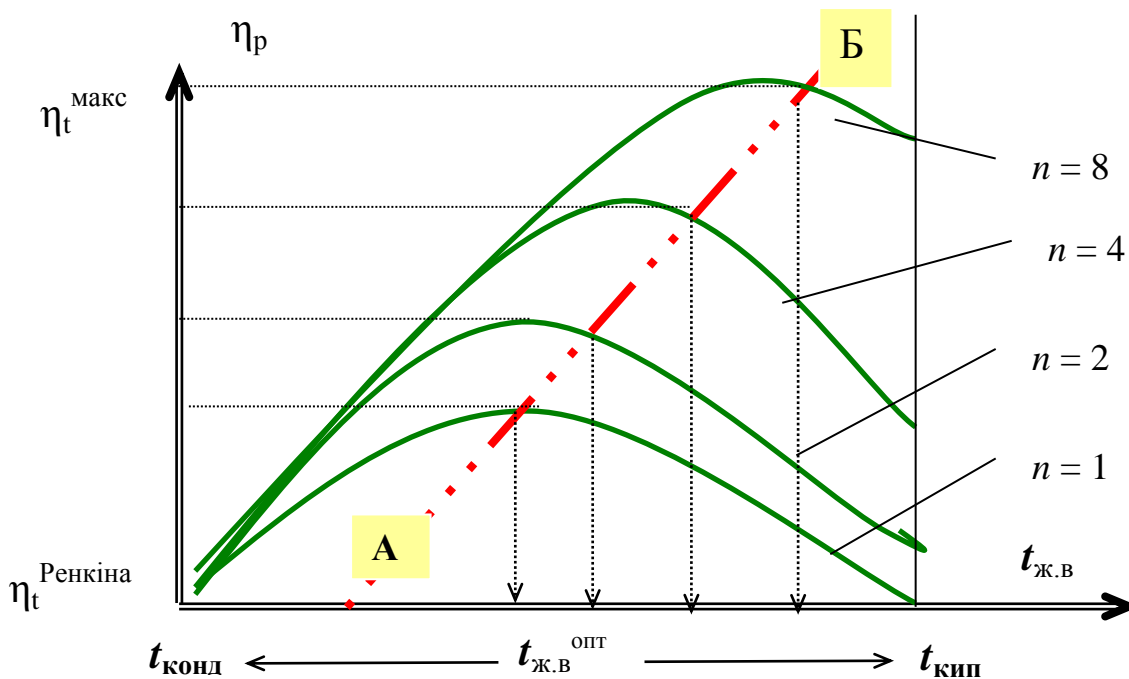


рис.4.7. Температурний діапазон нагрівання

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

### Приріст термічного ККД циклу з регенерацією

Причина такої залежності полягає в тому, що для збільшення температури живильної води потрібно використовувати відбір з більшим тиском і температурою конденсації. При цьому  $D_{\text{відб}}$  – буде зростати, оскільки зростатиме теплове навантаження підігрівника, відповідно, у формулі для визначення термічного ККД регенеративного циклу, ф-ла (9.2),  $\alpha_{\text{відб}}$  – зростатиме, а ентальпія (ізоетропна) пари у відбої  $h_{\text{в.а}}$  – збільшується.

Взаємодія цих тенденцій і призводить до вказаної зміни  $\eta_{\text{р}}$ . Як результат – з'являється оптимальна температура живильної води  $t_{\text{ж.в}}^{\text{опт}}$ , досягнення якої гарантує максимальне зростання ККД регенеративного циклу.

Теорія і практика енергетики сформувала оптимальні взаємо відповідні кількості регенеративних підігрівників і оптимальні температури живильної води сучасних КЕС для стандартних параметрів гострої пари.

### Аналіз схем відводу конденсатів з ПНТ та ПВТ

В практиці експлуатації систем регенерації ТЕС існує **п'ять** схем відведення конденсату із грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників.

Характерною їх особливістю є те, що всі вони мають різний вплив на термічний ККД регенеративного циклу.

### Схема з “каскадним зливом” конденсату.

Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “каскадне зливання”

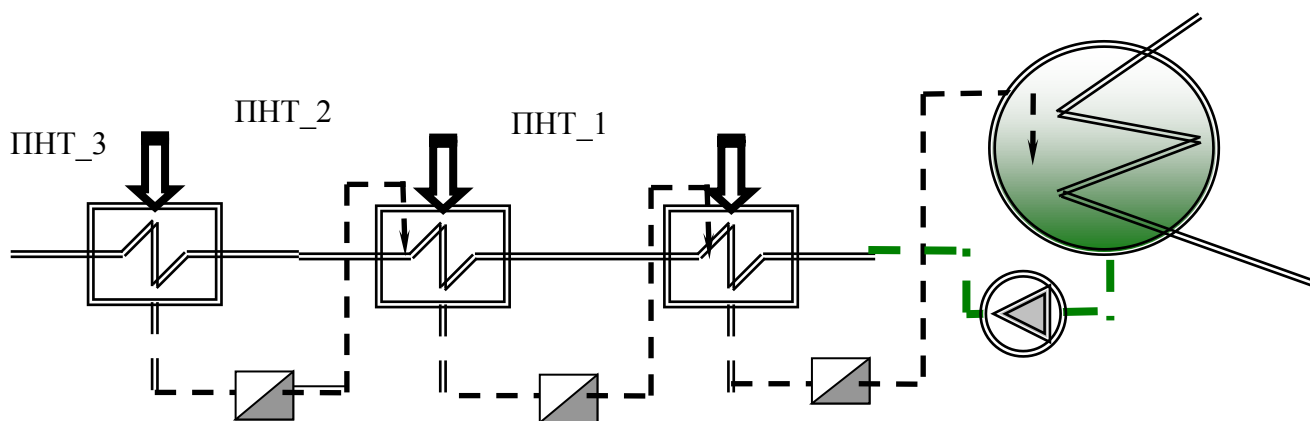


рис.4.8. Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “каскадне зливання”

Переваги:

- відсутні затрати електроенергії на перекачування конденсатів;
- простота і дешевизна конденсатовідвідників.

Недолік – конденсат перетікаючи з грійної камери “вищого” в грійну камеру “нижчого” підігрівника само-випаровується, створює певну кількість пари само випаровування в грійній камері “нижнього” підігрівника, що зменшує потребу “нижнього” підігрівника в парі з відбору турбіни, тобто “підрізає” паровідбір з турбіни на “нижній” підігрівник. Це призводить, у відповідності до зменшення  $\alpha_{\text{відб}}$  і, як наслідок, до зменшення термічного ККД регенеративного циклу.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

### Система з “каскадним підйомом” конденсату.

Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “каскадний підйом”

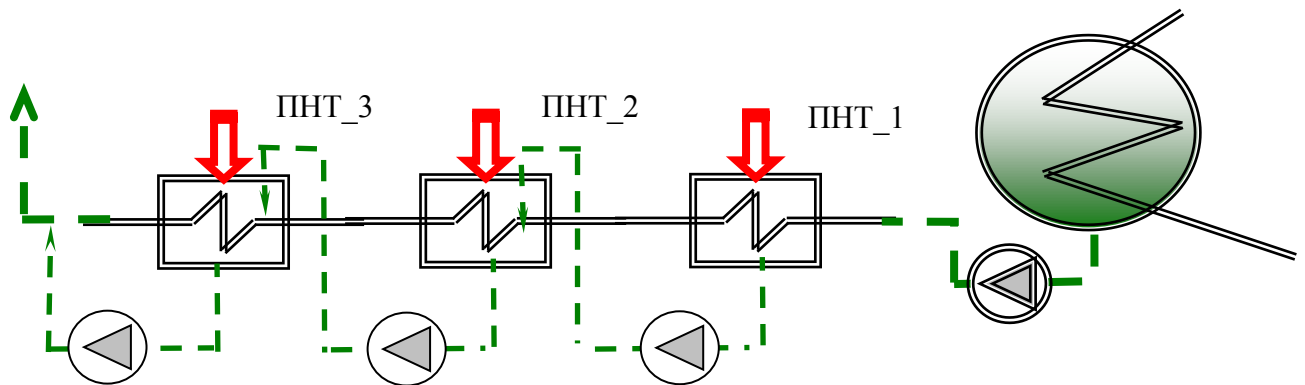


рис.4.9. Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “каскадне зливання”

Перевага – система не впливає на величину термічного ККД регенеративного циклу.

Недолік – наявність дренажних насосів і конденсатопроводів для кожного підігрівника.

### Схема з дренажними насосами працюючими по системі “після себе”

Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “дренажні насоси після себе” наведена на рис. 9.7.

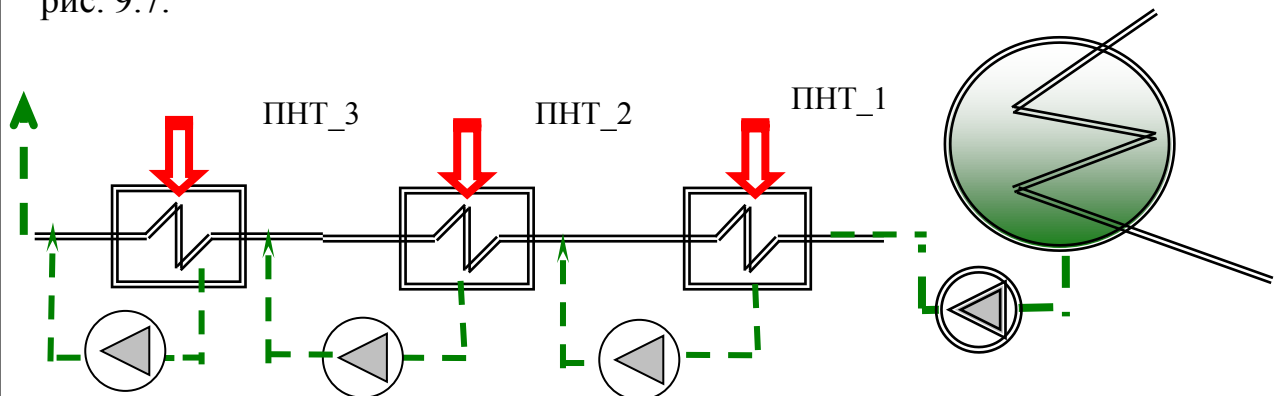


рис.4.10. Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “дренажні насоси після себе”.

Переваги – система в меншій ступені впливає на зменшення термічного ККД циклу.

Недоліки – наявність дренажних насосів біля кожного підігрівника.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## Схема з дренажними насосами працюючими по системі “дренажні насоси до себе”

Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “дренажних насоси до себе” наведена на рис. 12.8.

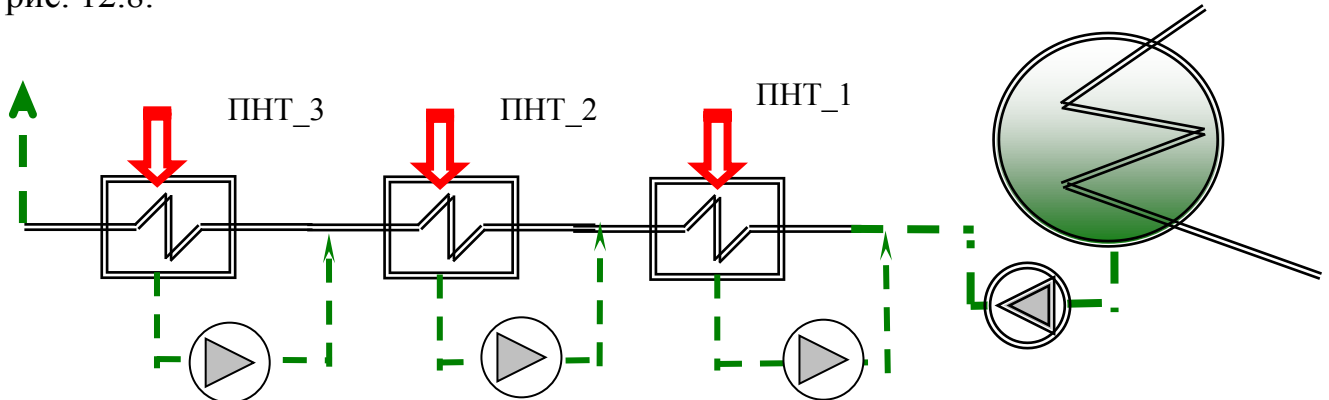


рис.4.11. Принципова схема відведення конденсату з грійних камер поверхневих регенеративних підігрівників за системою “дренажних насоси до себе”.

Перевага – система в меншій ступені впливає на зменшення термічного ККД циклу.

Недолік – наявність дренажних насосів біля кожного підігрівника.

В реальних КЕС системи регенеративного підігрівання води базуються на всіх чотирьох розглянутих системах.

### Співставлення поверхневих та змішувальних підігрівників ПНТ та ПВТ

Система регенеративних підігрівників ПНТ та ПВТ може бути сформована як із поверхневих так і з підігрівників змішування (т.зв. пароконтактних).

Термодинамічною перевагою системи з підігрівників змішування є можливість нагрівання води в кожному підігрівнику до вищої температури. Внаслідок цього зростатиме кількість пари з кожного відбору парової турбіни. А це, як відомо обумовлює зростання термічного ККД циклу і, як наслідок, приводить до т.зв “термодинамічної” економії палива.

Але, на жаль, застосування підігрівників змішування змушує встановлювати перед кожним підігрівником індивідуальний насос, для перекачування живильної води від одного підігрівника до наступного. Застосування 5- 6 насосів на тракті подачі води від конденсатора до парогенератора суттєво зменшує експлуатаційну надійність тракту подачі живильної води і, як засвідчили розрахунки, витрата палива на вироблення електроенергії, потрібної для приводу системи насосів, перевищує термодинамічну економію палива.

З цих причин система ПВТ та ПНТ на базі підігрівників змішування не знайшла застосування у структурі КЕС.

В реальних схемах регенеративного підігрівання живильної води отримала реалізацію схемі з одним (двома) регенеративними підігрівниками змішування (деаераторами). Решта підігрівників – поверхневі (кожухотрубні ПНТ та спіральні ПВТ).

										Арк.
										67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

## Технічне рішення з використання температури перегріву пари з відборів турбіни в ПНТ та ПВТ.

Це рішення належить до одного з термодинамічних досягнень промислової енергетики.

З відбору турбіни завжди надходить в ПНТ та ПВТ перегріта пара, тобто температура її вище температури конденсації (насичення).

Конструкції поверхневих підігрівників передбачають тільки плівкову конденсацію грійної пари, що означає обмеження та ще й з  $\Delta t_{\min}$  кінцевої температури конденсату на виході із підігрівника, тому що плівка конденсату на поверхні “блокує” поверхню нагрівання від високої температури перегрітої пари і не дозволяє нагріти конденсат до температури вище температури насичення пари.

Існує **три** способи нагріву води вище температури насичення при використанні перегрітої пари:

- Схема з вмонтованим в підігрівник охолоджувачем пари (в ньому пара не конденсується).
- Схема використання перегрітої пари “Віолен”
- Схема використання перегрітої пари “Вікор”.

Технічна сутність двох останніх рішень полягає в тому, що частина конденсатного потоку іде на парохолоджувач, а потім вливається в основний потік живильної води безпосередньо перед парогенератором.

Використання температури перегрітої пари дозволяє:

- підвищити кінцеву температуру нагрівання конденсату;
- збільшити кількість пари, що “втягує” в себе підігрівник;
- збільшити кількість пари, що відбирається у вигляді відповідного відбору пари з турбіни –  $\alpha_{\text{відб}}$ ;
- підвищити значення термічного ККД циклу з регенерацією –  $\eta_p$ .
- зменшити споживання палива в ТЕС.

Технічне рішення щодо використання високої температури пари в регенеративних підігрівниках для підвищення температури конденсату на їх виході.

Діаграма температурних напорів в регенеративному підігрівнику, що використовує технічне рішення з використання температури перегріву грійної пари наведена.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

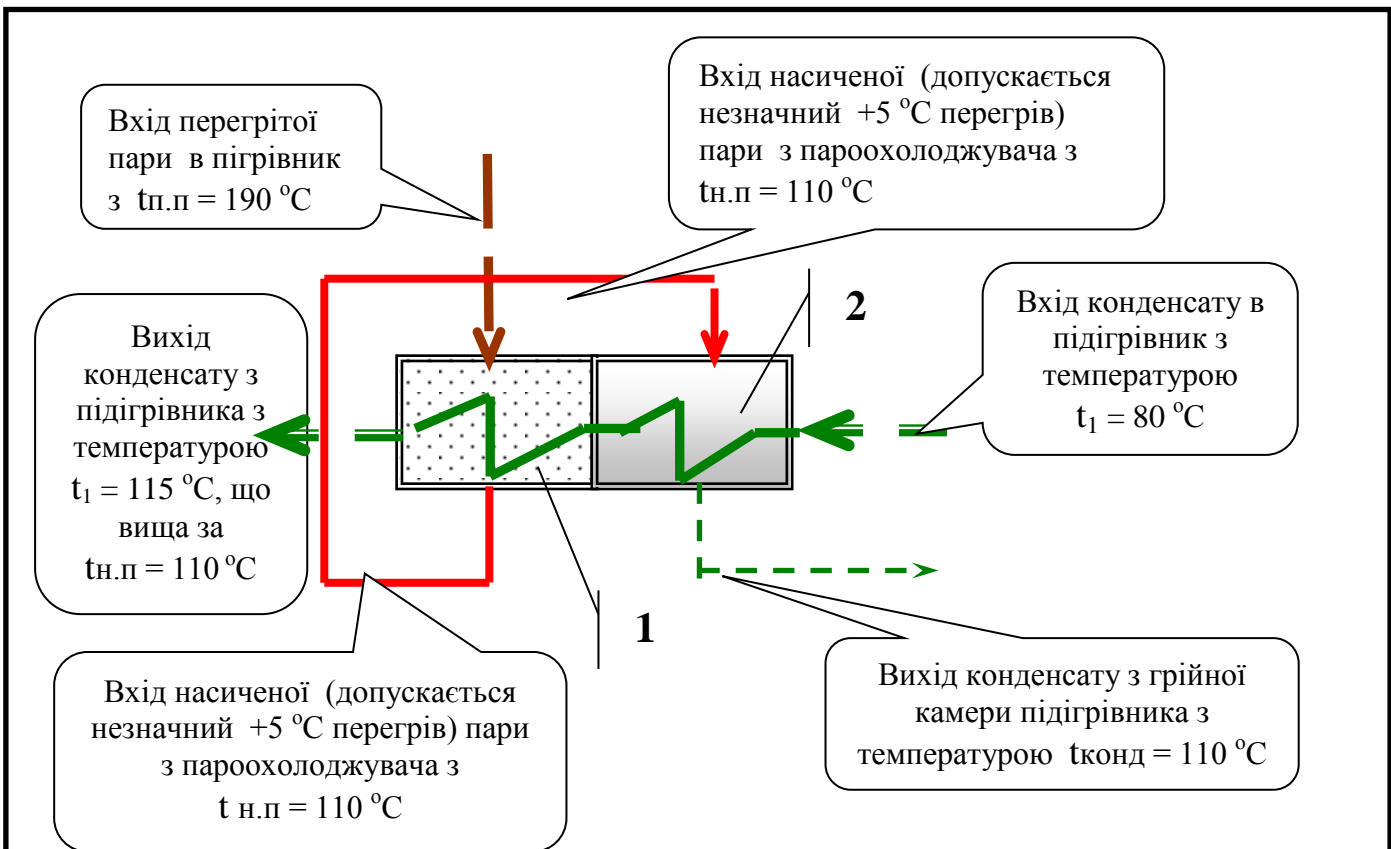


рис.4.12. Принципова схема технічного рішення з використання високої температури пари в регенеративних підігрівниках: 1 – пароохолодна; 2 – конденсаційна частини регенеративного підігрівника.

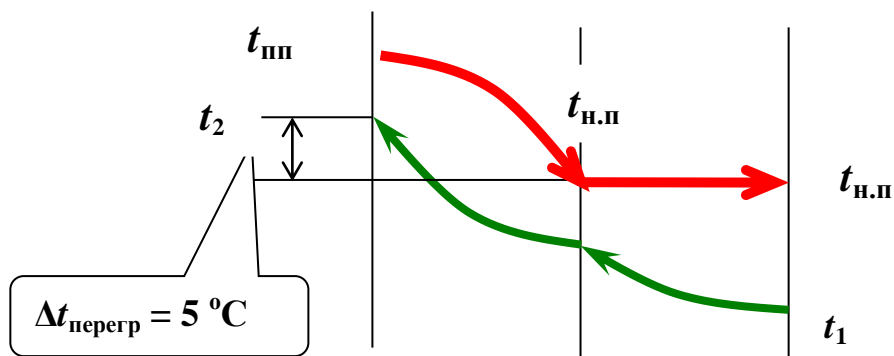


рис.4.13. Діаграма температурних напорів в регенеративному підігрівнику, що використовує технічне рішення з використання температури перегріву грійної пари

Гранично досягне перевищення температури (т.зв. перегрів) основного потоку конденсату на виході із підігрівника, що використовує вказану систему, над температурою насичення грійної пари –  $\Delta t_{перегр}$ , °C, можна розрахувати за формулою:

$$\Delta t_{перегр} = (t_{н.п} - t_1) [(i_{п.п} - i_{н.п})] / r$$

Гранично досягну температуру нагрівання потоку конденсату на виході із підігрівника –  $t_{2\max}$ , що використовує вказану систему можна розрахувати за балансовою формулою:

$$t_{2\max} = t_{н.п} + (t_{н.п} - t_1) [(i_{п.п} - i_{н.п})] / r$$

де:

$t_{н.п}$  – температура насиченої пари на вході в основний підігрівник, °С;

$t_1$  – температура потоку конденсату на вході в підігрівник, °С;

$i_{п.п}$  – ентальпія перегрітої пари на вході в підігрівник, °С;

$i_{н.п}$  – ентальпія насиченої пари на вході в підігрівник, °С;

$r$  – питома теплота конденсації (пароутворення) при тиску грійної пари, що конденсується в грійній камері підігрівника, кДж/кг.

### Системи використання температури перегріву конденсатів в ПНТ та ПВТ

Для суттєвого зменшення негативного впливу на ККД систему пропонується створити охолоджувач конденсату замість конденсатовідвідника. І вже охолоджений конденсат каскадно перепустити з “верхнього” в “нижній” регенеративний підігрівник.

Ця система дозволяє охолодити конденсат і не допустити його самозакипання, ліквідувавши негативний вплив на ККД циклу пари самовипаровування.

На рис. рис. 12.11, наведено принципову схему використання перегріву конденсату в ПНТ та ПВТ.

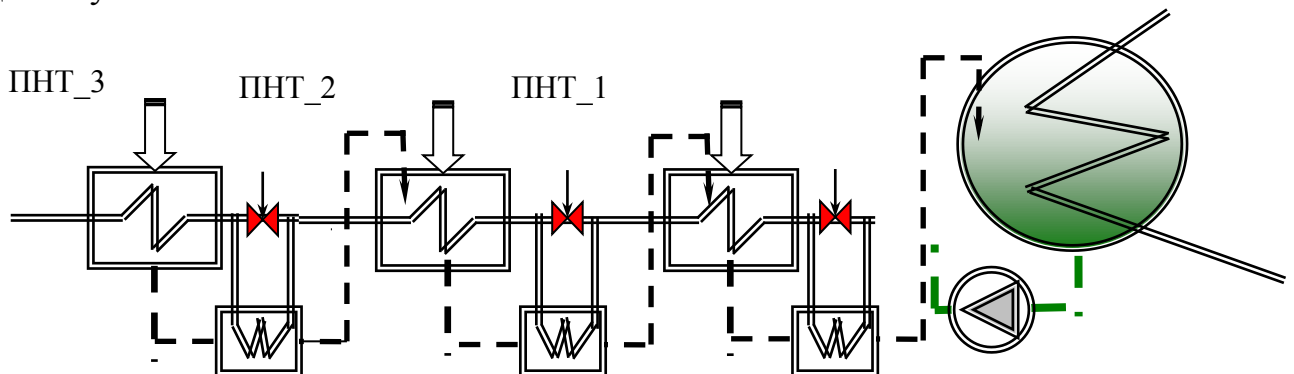


рис.4.14 Принципова схема використання теплоти перегрітого конденсату з грійних камер в ПНТ та ПВТ.

						КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			70

## Список використаної літератури

1. Прядко М.О., Павелко В.І., Рябчук О.М. Проектування системи теплопостачання житлово-промислового району міста. Мет. вказ. до виконання кваліфікаційного проекту “Система теплопостачання житлово-промислового району міста” рівня підготовки бакалавра, напряму 6.050601 “Теплоенергетика” для студентів денної та заочної форм навчання. Частина 1. – К.: НУХТ, 2011. – 57 с.
2. Бузников Е.Ф. и др.. Производственные и отопительные котельные.– М.:– Энергоатомиздат.– 1984.– 248 с.
3. Роддатис К.Ф., Соколовский Я.Б. – Справочник по котельным установкам малой производительности. М.: Энергия. – 1979. – 368 с.
4. Філоненко В.М., Масліков М.М. Джерела енергопостачання промислових підприємств. – Мет. вказ. до вивчення дисципліни для студентів спеціальності “Промислова теплоенергетики” ден. та заочн. форм навчання. – К.: НУХТ. – 2002.– 34с.
5. Торчинский Я.М. Нормирование расхода газа для отопительных котельных. – Л.: Недра. – 1991. – 163 с.
6. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов ДНАОПО.00-1.08-94. –Х.: Форт, 2000. – 184 с.
7. СНиП II-35-76. Котельные установки/ЦИТП Госстроя СССР.- М.,1977. – 47 с.
8. Лившиц О. В. Справочник по водоподготовке котельных установок. – М. : Энергия, 1976. – 287 с.
9. Шилов Е.Й., Гойко А.Ф., Измайлова Е.В. Складання кошторисної документації за допомогою укрупнених показників: Навч. посібник. –К.:КНУБА, 2001. – 127 с.

					КР 000.144.004.005.2022. ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток

Позиція	Найменування та технічні характеристики	Тип, марка, позначення документа, опитувального листа	Одиниця виміру	Кількість
1	2	3	6	7
	<b>Обладнання котельні</b>			
1	Котел	КВ-ГМ-10	шт.	2
2	Димохід		шт.	2
3	Димосос	Д-11,2	шт.	2
4	Вентилятор	ВДН-9/1500	шт.	2
5	Підігрівник сирої води	ВВП 07-114x2000	шт.	1
6	Підігрівник хімоочищеної води	ВВП 07-114x2000	шт.	1
7	Підігрівник технологічної води	ВВП 13-273x2000	шт.	1
8	Даераційна колона	ДВ-25	шт.	2
9	Бак даераційний		шт.	2
10	Бак газовідділювач		шт.	1
11	Ежекторна установка		шт.	1
12	Насос рециркуляційний	НКУ-45	шт.	2
13	Насос мережний	К-90-55	шт.	2
14	Насос підживлення тепломережі	К-20/30	шт.	2
15	Насос сирої води	К-20/30	шт.	2
16	Насос хімоочищеної води	К-20/30	шт.	2
17	Насос вакуумний	ВВН-1-0,75	шт.	2
18	Насос технологічної води	К-160/30	шт.	2
19	Насос промивка натрійкатіонових фільтрів	К 8/18	шт.	2
20	Фільтр натрій-катіоновий 1 ст.	ФИПа 1-1,0-0,6-НА	шт.	1
21	Фільтр натрій-катіоновий 1+2 ст.	ФИПа 1-1,0-0,6-НА	шт.	1
22	Фільтр натрій-катіоновий 2 ст.	ФИПа 1-1,0-0,6-НА	шт.	1
23	Мішалка гідравлічна	МГК-2	шт.	1
24	Солерозчинник	С-0,4-0,7	шт.	1
25	Витратний бак концентрованого розчину солі		шт.	1
26	Охолодник випару		шт.	1