

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»

Директор інституту

_____ Сергій Блаженко
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2022 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Валентин Петренко
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності _____ 144 Теплоенергетика _____
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

_____ Теплоенергетика та енергоефективні технології _____

на тему: _____ Проект системи теплопостачання житлово-промислового району № 5 в місті Суми _____

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ТЕ-4-5

_____ Грищенко Владислав Сергійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ доц. Бойко Володимир Олександрович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент _____
(прізвище, ім'я та) (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.

_____ Грищенко В.С.
(підпис) (прізвище здобувача)

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 2022 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Грищенко Владислава Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект системи теплопостачання житлово-промислового району № 5 в місті Суми

керівник роботи к.т.н., доц. Бойко Володимир Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання здобувачем роботи 02.06.2022 року

3. Вихідні дані до роботи технологічне навантаження 12,0 МВт; температура теплоносія 95 °С; розрахункова температура (-24°С); середня температура зовнішнього повітря (-2,5 °С); температура для системи вентиляції (-10 °С); тривалість роботи промислового підприємства – 7000 год; тривалість опалювального періоду – 195 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 “ Тепловий комфорт та енергозбереження ”

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.Компановка обладнання.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 08.04.2022

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Визначення теплових навантажень в системі ТПЖР	14.04-21.04.2022	Виконано
2	Розрахунок витрати та температури мережної води 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 Частини 2 проекту	06.05-10.05.2022	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)

Грищенко В.С.
(прізвище та ініціали)

Бойко В.О.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	5
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. Розрахунок теплових навантажень житлово – промислового району міста	8
1.1. Вихідні дані до проекту	8
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	17
1.3.3. Розрахунок витрат та температур мережної води на вентиляцію	22
1.4. Визначення розрахункових витрат теплоносія	24
1.5. Вихідні дані до розділу 2	26
РОЗДІЛ 2. Розрахунок теплової схеми котельні з водогрійними котлами	28
2.1. Формування вихідних даних для теплового розрахунку котельні з водогрійними котлами	28
2.2. Формування принципової схеми водогрійної котельні	30
2.3. Розрахунок теплової схеми котельні з водогрійними котлами	31
2.4. Визначення енергетичних показників роботи водогрійної котельні	40
2.5. Вибір обладнання котельні з водогрійними котлами	43
РОЗДІЛ 3. Охорона праці	51
3.1. Виробнича санітарія	51
3.2. Техніка безпеки	54
3.3. Пожежна та вибухобезпека на виробництві	55
РОЗДІЛ 4. Тепловий комфорт та енергозбереження	57
4.1. Тепловий комфорт: головні чинники	57
4.2. Вплив теплової модернізації	59
4.3. Асиметрія теплового випромінювання	61
4.4. Ризик появи протягів	62
4.5. Формування теплового поля	63
4.6. Тепловий комфорт: вплив повітрообміну	66
4.7. Тепловий комфорт: вплив витяжної вентиляційної системи	69
4.8. Рекупераційні системи	72
4.9. Загальний тепловий комфорт	73
Список використаної літератури	75

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ			
Зм.	Ар-	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Грищенко В.С.			Проект системи теплопостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевірів		Бойко В.О.						
Н. Контр.						ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		
Затвердив		Петренко В.П.						

АНОТАЦІЯ

Грищенко В.С. Проект системи тепlopостачання житлово-промислового району № 5 в місті Суми - кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Даний проект містить розрахунок теплових навантажень в системі тепlopостачання житлового району на 20 кварталів, знайдені графіки залежності теплових навантажень опалення, вентиляції та гарячого водопостачання 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.

Четверта частина – Тепловий комфорт та енергозбереження.

Графічна частина виконана на 3 листах формату А1.

Пояснювальна записка містить 20 рисунків, 51 таблицю і оформлена на 77 сторінках.

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

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Ар-</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проект системи тепlopостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми</i>	<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>	Грищенко В.С.							
<i>Перевірів</i>	Бойко В.О.							
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затвердив</i>	Петренко В.П.							
						ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		

ABSTRACT

Grishchenko V.S. Project of heat supply system of residential-industrial district № 2 in the city of Sumy - qualification work on the rights of the manuscript.

This project contains the calculation of heat loads in the heating system of a residential area for 20 quarters, found graphs of dependence of heat loads of heating, ventilation and hot water supply of the area on the outside air temperature, graph of temperature and network water consumption from outside air temperature, schedule of annual total heat consumption.

The system of technical decisions on creation of a boiler-house is substantiated and formulated, the calculation of the thermal scheme of a boiler-house with a technical-economic indicator of efficiency of its work is executed, the choice of power equipment of a boiler-house is carried out, the expanded scheme of a boiler-house

The third part is the section on labor protection, which considers the issue of safe operation of boiler equipment.

The fourth section is Thermal comfort and energy saving.

The graphic part is made on 3 sheets of A1 format.

The explanatory note contains 20 figures, 51 tables and is designed on 77 pages.

Key words: thermal calculation, boiler house, load schedules, thermal equipment, subscriber connection scheme, water-heating boiler room, modern heat supply systems.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Ар-</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проект системи теплопостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми</i>	<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>	Грищенко В.С.							
<i>Перевірів</i>	Бойко В.О.							
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затвердив</i>	Петренко В.П.					ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		

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 000.144.008.006.2022.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Ар-</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проект системи тепlopостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми</i>	<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушіє</i>
<i>Розробив</i>		Грищенко В.С.						
<i>Перевіриє</i>		Бойко В.О.						
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затвердив</i>		Петренко В.П.						
						ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		

РОЗДІЛ 1. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЖИТЛОВО-ПРОМИСЛОВОГО РАЙОНУ МІСТА

1.1. ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРОЕКТУ

- 1.1.1. Географічний пункт розміщення житлово-промислового району – м. Суми.
- 1.1.2. Генплан мікрорайону з розміщенням джерела теплоти – варіант №5 (20 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 12 МВт (літній режим 10 МВт);
(Теплоносій – гаряча вода $t_2'' = 95 \text{ }^\circ\text{C}$, степінь повернення води 1,0).
- 1.1.4. Розрахункова температура (максимально зимова) для проектування системи опалення $t_{з.о.} = (-24) \text{ }^\circ\text{C}$.
- 1.1.5. Середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період – $t_{3,сер.оп} = -2,5 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 1.1.6. Розрахункова температура для проектування системи вентиляції – $-10 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 1.1.7. Температура початку опалювального періоду, $t_{зпк} = +8 \text{ }^\circ\text{C}$
- 1.1.8. Температура точки “зламу”, $t_{з.з}$ (розраховуються після побудови графіка зміни температури і витрати мережної води на опалення в залежності від температури зовнішнього повітря)
- 1.1.9. В дипломному проекті розрахунки всіх видів теплових навантажень здійснюються для трьох характерних режимів:
- максимально зимового;
 - точки “зламу” температурного графіка опалення;
 - літнього.
- 1.1.10. Тривалість роботи промислового підприємства – 7000 год.
- 1.1.11. Тривалість опалювального періоду – $\tau_n = 195$ діб.
- 1.1.12. Тривалість періоду стояння температур зовнішнього повітря, діб

Таблиця 1.1

Температура	Інтервали середньодобових температур зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$							
	-30... ...-25	-25... ...-20	-20... ...-15	-15... ...-10	-10... ...-5	-5... ...0	0... ...+5	+5... ...+8
У вказаному інтервалі	0,0	0,9	4,2	12,5	25,9	48,0	60,4	43,1
Нижче даної	0,0	0,9	5,1	17,6	43,5	91,5	151,9	195,0

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ					
Зм.	Ар-	№ докум.	Підпис	Дата						
Розробив	Грищенко В.С.				Проект системи теплопостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми			Літера	Аркуш	Аркушів
Перевіриє	Бойко В.О.									
Н. Контр.										
Затвердив	Петренко В.П.							ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		

1.1.13. Розрахункові температури мережної води τ'_{01}/τ'_{02} : 140/70

1.1.14. Система тепlopостачання – закрита

1.1.15. Метод регулювання теплового навантаження на опалення - централь-
неякісне регулювання спільно з місцевим кількісним регулюванням.

1.1.16. Схема підключення підігрівників гарячого водопостачання до систе-
ми опалення - двоступенева змішана.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В СИСТЕМІ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВОГО РАЙОНУ

1.2.1. Викреслюємо план району, у відповідності із завданням у масштабі 1:6400 .

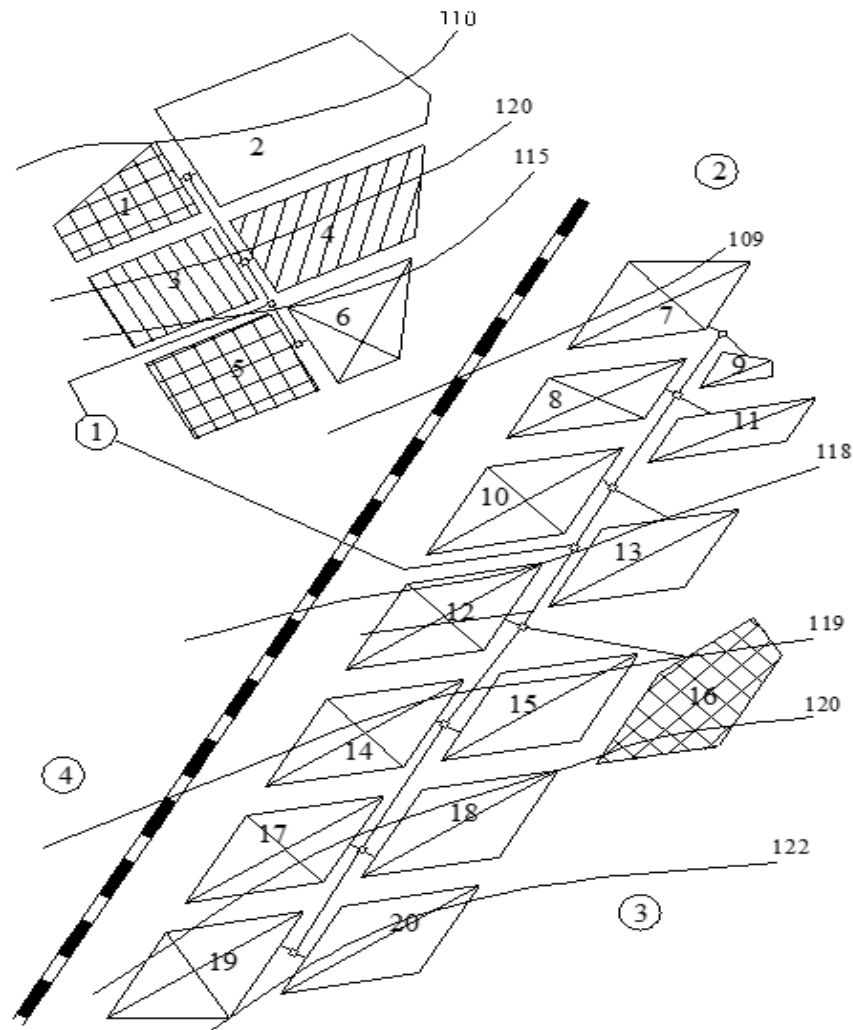


Рис.1.1. План району

1.2.2. Нумеруємо на плані району квартали району тепlopостачання.

1.2.3. Визначаємо загальну площу житлових споруд району:

$$F_{\text{ж}} = F_i \cdot f_i = 0.95 \cdot 7700 = 7285.56 \text{ m}^2$$

де f_i - густина (щільність) житлового фонду, $\text{m}^2/\text{га}$, приймається в залежності від поверховості забудови (Додаток 8 [1]).

1.2.4. Визначаємо максимальне теплове навантаження системи опалення житлових і громадських будівель:

$$Q'_{o \text{ max}} = q_o F_{\text{ж}} (1 + K_{\text{гр}}) 10^{-6} = 79,4 \cdot 7285,56 (1 + 0,25) \cdot 10^{-6} = 0,72 \text{ МВт}$$

де q_o - укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення 1m^2 загальної площі житлових споруд, $\text{Вт}/\text{m}^2$ (Додаток 9 [1]); $K_{\text{гр}}$ - коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських споруд, $K_{\text{гр}}=0,25$.

1.2.5. Визначаємо максимальне теплове навантаження системи вентиляції громадських споруд:

$$Q'_{\text{в max}} = K_{\text{гр}} K_{\text{в}} q_o F_{\text{ж}} 10^{-6} = 0.25 \cdot 0.6 \cdot 79.40 \cdot 7285.56 \cdot 10^{-6} = 0.09 \text{ МВт}$$

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де K_B - коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських споруд; $K_B=0,4$ - для споруд, збудованих до 1985 року, $K_B=0,6$ - для споруд, збудованих після 1985 року.

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

$$m = \frac{F_{ж}}{f_3} = \frac{7285,6}{20} = 364$$

де f_3 - норма загальної площі на одного мешканця (людину), приймається $f_3=18,25$ м²/люд.

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

$$Q'_{ГВП} = q_r m 10^{-6} = 376 \cdot 364 \cdot 10^{-6} = 0.14 \text{ МВт}$$

де q_r - укрупнений показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину, Вт/люд., (Додаток 10[1]); m - кількість людей.

1.2.8. Зводимо результати розрахунку по кожному кварталу в таблицю 1.2

Таблиця 1.2

Розрахунок теплових навантажень

Номер кварталу	Площа кварталу, га	Густина житлового фонду м ² /га	Житлова площа кварталу, м ²	Кількість мешканців, чол.	Теплові потоки			
					Опалення $Q_{оп}$, МВт	Вентиляція $Q_{вент}$, МВт	ГВП $Q_{ГВП}$, МВт	Всього 6+7+8, МВт
1	0,95	7700	7285,56	364	0,72	0,09	0,14	0,95
2	2,90	4000	11616,26	581	2,49	0,30	0,22	3,01
3	1,26	5900	7443,25	372	0,89	0,11	0,14	1,14
4	1,68	5500	9236,48	462	1,11	0,13	0,17	1,41
5	1,35	7700	10407,94	520	1,03	0,12	0,20	1,35
6	1,01	8500	8599,55	430	0,85	0,10	0,16	1,12
7	1,08	8500	9156,61	458	0,91	0,11	0,17	1,19
8	0,84	8500	7172,10	359	0,71	0,09	0,13	0,93
9	0,18	8100	1492,99	75	0,15	0,02	0,03	0,19
10	1,22	8500	10375,17	519	1,03	0,12	0,20	1,35
11	0,62	8100	5009,82	250	0,50	0,06	0,09	0,65
12	1,22	7500	9154,56	458	0,91	0,11	0,17	1,19
13	1,10	7200	7933,13	397	0,79	0,09	0,15	1,03
14	1,22	7500	9154,56	458	0,91	0,11	0,17	1,19
15	1,22	7200	8788,38	439	0,87	0,10	0,17	1,14
16	1,42	6800	9664,92	483	0,96	0,12	0,18	1,26
17	1,22	7800	9520,74	476	0,94	0,11	0,18	1,24
18	1,22	7500	9154,56	458	0,91	0,11	0,17	1,19
19	1,36	7800	10607,00	530	1,05	0,13	0,20	1,38
20	1,22	7500	9154,56	458	0,91	0,11	0,17	1,19
Всього	24,31		170928,13	8546	18,65	2,24	3,21	24,10

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

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q'_{\text{ГВП max}} = 2.4Q'_{\text{ГВП}} = 2.4 \cdot 3.21 = 7.71 \text{ МВт}$$

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

$$Q_{\text{ГВП л}}^{\text{сер}} = Q'_{\text{ГВП}} \frac{55 - t_{\text{х.в. л}}}{55 - t_{\text{х.в. з}}} \beta = 3,21 \frac{55 - 15}{55 - 5} 0,8 = 2,24 \text{ МВт}$$

де $t_{\text{х.в. л}}$ - температура холодної водопровідної води для літнього періоду, $t_{\text{х.в. л}} = 15^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{х.в. з}}$ - температура холодної водопровідної води для опалювального (зимового) періоду, $t_{\text{х.в. з}} = 5^{\circ}\text{C}$;

β - коефіцієнт, що враховує зміну витрати мережної води на гаряче водопостачання в неопалювальний період по відношенню до опалювального; для житлово-комунального сектора $\beta=0,8$; для курортних і південних міст $\beta=1,5$; для підприємств $\beta=1$.

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

$$Q_{\text{ГВП max л}}^{\text{сер}} = Q'_{\text{ГВП max}} \frac{55 - t_{\text{х.в. л}}}{55 - t_{\text{х.в. з}}} \beta = 7,71 \frac{55 - 15}{55 - 5} 0,8 = 4,94 \text{ МВт}$$

1.2.12. Визначаємо теплові навантаження на опалення Q_0 та вентиляцію $Q_{\text{в}}$ для 5-ти характерних температур зовнішнього повітря $t_{\text{з.о}}$, $t_{\text{з}}$, $t_{\text{з}}^{\text{серпона}}$, $t_{\text{з.з}}$, $t_{\text{зПК}}$:

$$Q_0 = Q'_{0\text{max}} \bar{Q}_0 = Q'_{0\text{max}} \frac{t_{\text{в.р}} - t_{\text{з}}}{t_{\text{в.р}} - t_{\text{з.о}}} = 18,65 \frac{+18 - (-24)}{+18 - (-24)} = 18,65 \cdot 1 = 18,65 \text{ МВт}$$

$$Q_{\text{в}} = Q'_{\text{вmax}} \bar{Q}_0 = Q'_{\text{вmax}} \frac{t_{\text{в.р}} - t_{\text{з}}}{t_{\text{в.р}} - t_{\text{з.о}}} = 2,24 \frac{+18 - (-24)}{+18 - (-24)} = 2,24 \cdot 1 = 2,24 \text{ МВт}$$

де $t_{\text{в.р}}$ - температура повітрі всередині приміщення, $+18^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{з.о}}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, $^{\circ}\text{C}$.

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

1.2.14. Зводимо результати розрахунків теплових навантажень в таблицю 1.3.

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					

**Значення максимальних і середніх теплових навантажень
в залежності від температури зовнішнього повітря**

№ п/п	Позна- чення	Одиниця виміру	Тепловий потік при t_3					літо
			$t_{3,0}$ -24 °C	t_3 -10 °C	$t_3^{серпна}$ -2,5 °C	$t_{3,3}$ +1,9 °C	$t_{3ПК}$ +8 °C	
1	\bar{Q}_o		1,00	0,67	0,49	0,38	0,24	
2	Q_o	МВт	18,65	12,43	9,10	7,15	4,44	
3	Q_s	МВт	2,24	1,49	1,09	0,86	0,53	
4	$Q_{ГВП}$	МВт	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	2,06
5	$Q_{ГВПmax}$	МВт	7,71	7,71	7,71	7,71	7,71	4,94
6	Всього: 2+3+4	МВт	24,10	17,14	13,41	11,22	8,19	2,06
7	Всього: 2+3+5	МВт	28,60	21,63	17,91	15,72	12,68	4,94

1.2.15. Визначаємо річну витрату теплоти (1 квартал):

- на опалення, ГДж/рік:

$$Q_o^{річн} = Q_o' n_o \frac{t_{с.р} - t_3^{серпнал}}{t_{с.р} - t_{3,0}} 3,6 =$$

$$= 18,65 \cdot 195 \cdot 24 \cdot \frac{+18 - (-2,5)}{+18 - (-24)} \cdot 3,6 = 153328,50$$

- на вентиляцію, ГДж/рік:

$$Q_s^{річн} = Q_s' n_o \frac{z}{24} \frac{t_{с.р} - t_3^{серпнал}}{t_{с.р} - t_{3,0}} 3,6 = 2,24 \cdot 195 \cdot 24 \cdot \frac{16}{24} \cdot \frac{+18 - (-2,5)}{+18 - (-24)} \cdot 3,6 = 12266,28$$

- на гаряче водопостачання, ГДж/рік:

$$Q_{ГВП}^{річн} = (Q_{ГВП}' n_o + Q_{ГВП}^{серп} (n - n_o)) 3,6 =$$

$$= (3,21 \cdot 195 \cdot 24 + 2,06 \cdot (840 - 195 \cdot 24)) \cdot 3,6 = 81682,27$$

де n_i - тривалість опалювального періоду, діб; n - тривалість роботи системи гарячого водопостачання (ГВП) протягом року, $n=840$ год; Z - тривалість роботи вентиляційної системи протягом доби, $Z=16$ год/добу; $t_3^{серпнал}$ - середня температура зовнішнього повітря протягом опалювального періоду, °C.

1.2.16. Визначаємо сумарну річну витрату теплоти на опалення, на вентиляцію та на ГВП(1 квартал):

$$\sum Q^{річн} = Q_o^{річн} + Q_s^{річн} + Q_{ГВП}^{річн} = 153328,5 + 12266,28 + 81682,27 = 247277 \text{ ГДж/рік}$$

$$\sum Q^{річне} = 68688,07 \text{ МВт*год/рік}$$

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

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				

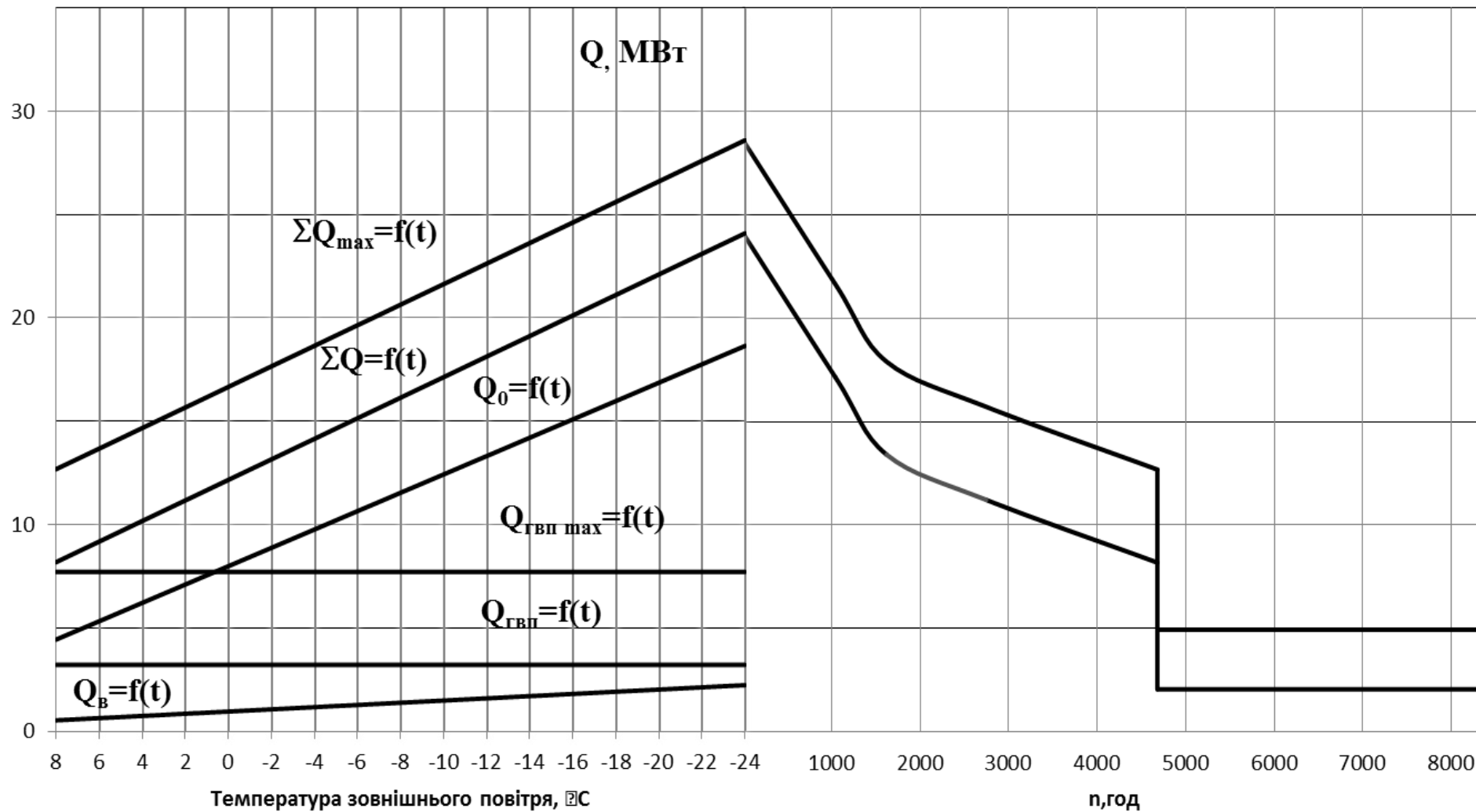


Рис 1.2 Графік зміни теплових навантажень опалення, вентиляції та ГВП на протязі опалювального періоду та року

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 $t_{3,0}$, t_3 , $t_3^{серпна}$, $t_{3,3}$, $t_{3ПК}$:

- в подавальному трубопроводі:

$$\begin{aligned} \tau_{o1} &= t_{\epsilon,p} + \Delta t_o' \bar{Q}_o'^{0,8} + \bar{Q}_o' (\delta \tau_o' - 0,5 \theta') = \\ &= 18 + \left(\frac{95+70}{2} - 18 \right) \cdot \left(\frac{18 - (-24)}{18 - (-24)} \right)^{0,8} + \frac{18 - (-24)}{18 - (-24)} (70 - 0,5 \cdot 25) = 140 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- після вузла змішування:

$$\begin{aligned} \tau_{o3} &= t_{\epsilon,p} + \Delta t_o' \bar{Q}_o'^{0,8} + 0,5 \theta' \bar{Q}_o' = \\ &= 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-24)}{18 - (-24)} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot \frac{18 - (-24)}{18 - (-24)} = 95 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

після системи опалення (опалювальних приладів):

$$\begin{aligned} \tau_{o2} &= t_{\epsilon,p} + \Delta t_o' \bar{Q}_o'^{0,8} - 0,5 \theta' \bar{Q}_o' = \\ &= 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-24)}{18 - (-24)} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot \frac{18 - (-24)}{18 - (-24)} = 70 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

де $\Delta t_o' = \tau_{np}' - t_{\epsilon,p} = 82,5 - 18 = 64,5 \text{ }^\circ\text{C}$; $\tau_{np}' = \frac{\tau_{o3}' + \tau_{o2}'}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$\bar{Q}_o' = \frac{t_{\text{в.р.}} - t_3}{t_{\text{в.р.}} - t_{3,0}} = \frac{+18 - (-24)}{+18 - (-24)} = 1; \delta \tau_o' = \tau_{o1}' - \tau_{o2}' = 140 - 70 = 70^\circ\text{C}$$

$$\theta' = \tau_{o3}' - \tau_{o2}' = 95 - 70 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

τ_{o3}' - розрахункова температура мережної води перед системою опалення (на вході в опалювальні прилади), приймається в межах 95...105 $^\circ\text{C}$.

1.3.1.2. Визначаємо витрату мережної води на опалення у першому діапазоні ($t_{3ПК}$ - $t_{3,3}$):

$$G_o = \frac{Q_o 10^3}{c(\tau_{o1}' - \tau_{o2}')} = \frac{4,44 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 43,16)} = 39,48 \text{ кг/с}$$

1.3.1.3. Визначаємо витрату мережної води на опалення у другому діапазоні ($t_{3,3}$ - $t_{3,0}$), витрата є постійною і дорівнює розрахунковій, за формулою (4.5):

$$G_{o\text{max}}' = \frac{Q_{o\text{max}}' 10^3}{c(\tau_{o1}' - \tau_{o2}')} = \frac{18,65 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (140 - 70)} = 63,57 \text{ кг/с}$$

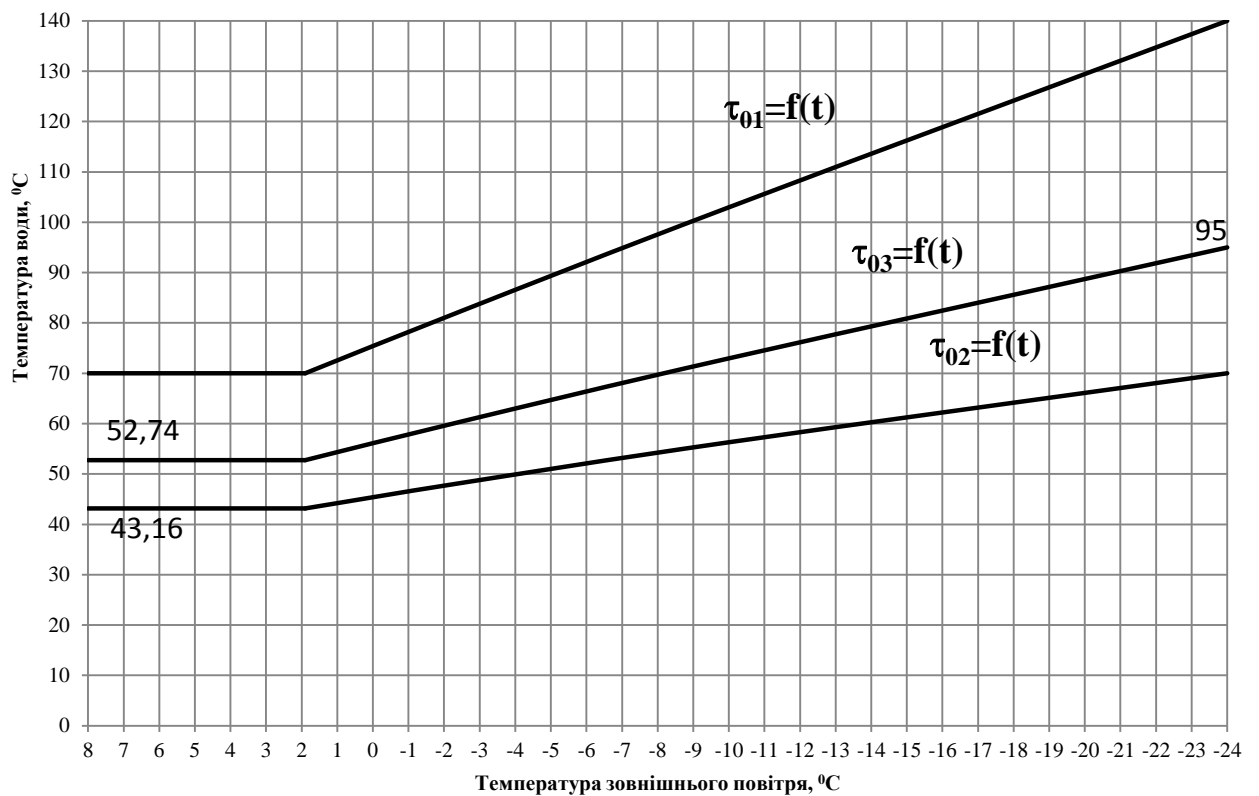
1.3.1.4 Зводимо результати визначення температур і витрат в таблицю 1.4.

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

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

Позначення	Одиниця виміру	Температура і витрата мережної води при				
		$t_{3,0}$ -24 °C	t_3 -10 °C	$t_{серпна}$ -2,5 °C	$t_{3,3}$ 1,9 °C	$t_{ЗПК}$ +8 °C
τ_{01}	°C	140	102,97	82,40	70	70
τ_{02}	°C	70	56,30	48,24	43,16	43,16
τ_{03}	°C	95	72,97	60,44	52,74	52,74
G_0	кг/с	63,57	63,57	63,57	63,57	39,48

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



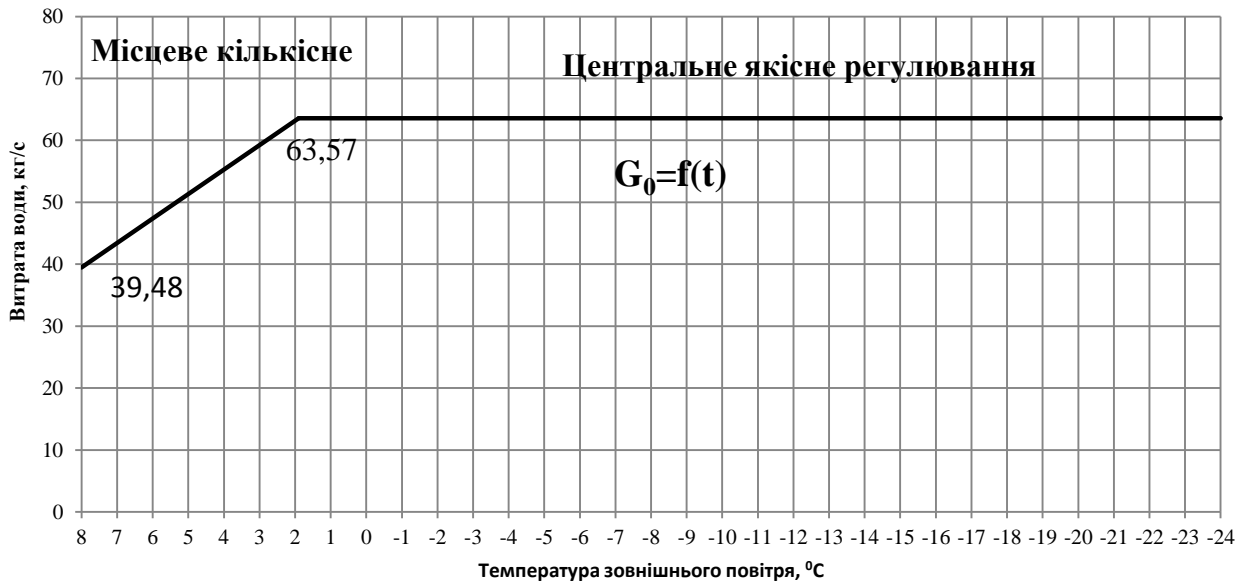


Рис 1.3. Графік зміни температури і витрати мережної води на опалення в залежності від температури зовнішнього повітря

1.3.2. Розрахунок витрат та температур мережної води на гаряче водопостачання

1.3.2.1. Визначаємо витрату мережної води на гаряче водопостачання:

$$G_{\text{ГВПmax}} = \frac{Q_{\text{ГВПmax}} \cdot 10^3}{c(\tau_{o1} - \tau_{o2})} \cdot \frac{t_r - t_n}{t_r - t_{x.з.}} = \frac{7,71 \cdot 10^3}{4,19(70 - 43,16)} \cdot \frac{60 - (43,16 - 5)}{60 - 5} = 27,23 \text{ кг/с}$$

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

$$\tau_2 = \tau_{o2} - Q_{\text{ГВП}} \frac{t_n - t_{x.з.}}{t_r - t_{x.з.}} \cdot \frac{1}{(G_{o\text{max}} + G_{\text{ГВП}})} = 43,16 - 7,71 \cdot 10^3 \cdot \frac{(43,16 - 5) - 5}{60 - 5} \cdot \frac{1}{4,19 \cdot (63,57 + 39,48)} = 30,94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

де t_n - температура водопровідної води після підігрівника ГВП 1-го ступеня, $^\circ\text{C}$,
 $t_n = \tau_{o2}''' - (5 \cdot 1^\circ\text{C})$.

1.3.2.3 Визначаємо витрату теплоносія і температури мережної води при $t_3 \neq t_3'''$. Розрахунок виконується в два етапи: попередній і кінцевий.

Попередній розрахунок ($t_3 = -2,5 \text{ } ^\circ\text{C}$):

1.3.2.4. Визначаємо температурні напори 1-го і 2-го ступенів підігрівників при розрахунковому режимі ($t_3 = t_3'''$):

$$\Delta t_I = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} = \frac{(\tau_2 - t_{x.з.}) - (\tau_{o2}''' - t_n)}{\ln((\tau_2 - t_{x.з.})/(\tau_{o2}''' - t_n))} = \frac{(30,94 - 5) - (43,16 - 38,16)}{\ln((30,94 - 5)/(43,15 - 38,16))} = 12,72 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{II} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} = \frac{(\tau_{o1}''' - t_r) - (\tau_{2r} - t_n)}{\ln((\tau_{o1}''' - t_r)/(\tau_{2r} - t_n))} = \frac{(70 - 60) - (43,16 - 38,16)}{\ln((70 - 60)/(43,16 - 38,16))} = 7,21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.3.2.5. Визначаємо витрату водопровідної води на ГВП:

$$q_{\text{г.м}} = \frac{Q_{\text{ГВПmax}} \cdot 10^3}{c(t_r - t_{x.з.})} = \frac{7,71 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (60 - 5)} = 33,47 \text{ кг/с}$$

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

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

$$Q_I = c q_{Г.М} (t_{II} - t_{х.з.}) = 4,19 \cdot 33,47(38,16 - 5) = 4,65 \text{ МВт}$$

$$Q_{II} = c q_{Г.М} (t_{Г} - t_{II}) = 4,19 \cdot 33,47(60 - 38,16) = 3,06 \text{ МВт}$$

Умова $Q_I + Q_{II} = Q_{ГВП max}$ виконується.

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

$$G_I = G_{II} + G'_{o max} = 37,72 + 63,57 = 101,29 \text{ кг/с}$$

$$G_{II} = \frac{0,55 Q_{ГВП max} 10^3}{c(\tau_{o1} - \tau_{o2})} = \frac{0,55 \cdot 7,71 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 43,16)} = 37,72 \text{ кг/с}$$

1.3.2.8. Визначаємо параметр підігрівників 1-го та 2-го ступенів:

$$\Phi_I = \frac{Q_I 10^3}{\Delta t_I c \sqrt{G_{M_I} G_{б_I}}} = \frac{4,65 \cdot 10^3}{12,72 \cdot 4,19 \cdot \sqrt{33,47 \cdot 101,29}} = 1,50$$

$$\Phi_{II} = \frac{Q_{II} 10^3}{\Delta t_{II} c \sqrt{G_{M_{II}} G_{б_{II}}}} = \frac{3,06 \cdot 10^3}{7,21 \cdot 4,19 \cdot \sqrt{33,47 \cdot 37,72}} = 2,85$$

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 $\tau_{сМ} = \tau_{o2}$:

$$Q_I = c \varepsilon_I G_M (\tau_{сМ} - t_{х.з.}) = 4,19 \cdot 0,76 \cdot 33,47(48,24 - 5) = 4,6 \text{ МВт}$$

де ε_I визначаю за формулою:

$$\varepsilon_I = \left(0,35 \frac{G_{M_I}}{G_{б_I}} + 0,65 + \frac{1}{\Phi_I} \sqrt{\left[\frac{G_{M_I}}{G_{б_I}} \right]} \right)^{-1} = \left(0,35 \frac{33,47}{63,57} + 0,65 + \frac{1}{1,5} \sqrt{\left[\frac{33,47}{63,57} \right]} \right)^{-1} = 0,76$$

1.3.2.10. Визначаємо температуру водопровідної води після підігрівника 1-го ступеню, °С, за формулою:

$$t_{II} = t_{х.з.} + \frac{Q_I 10^3}{c q_{Г.М}} = 5 + \frac{4,6 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 33,47} = 37,80$$

1.3.2.11. Визначаємо теплопродуктивність підігрівника 2-го ступеню, за формулою:

$$Q_{II} = Q_{ГВП max} - Q_I = 7,71 - 4,6 = 3,11 \text{ МВт}$$

1.3.2.12. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 2-го ступеню, кг/с, за формулою:

$$G_{II} = \frac{Q_{II} 10^3}{c(\tau_{o1} - \tau_{2Г})} = \frac{3,11 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (82,40 - 37,80)} = 16,66$$

Для попереднього розрахунку нехтую величиною недогріву підігрівнику 2-го ступеню, тобто приймаю

$$\tau_{2Г} = t_{II}$$

1.3.2.13. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 1-го ступеню, за формулою (4.24) [1]:

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

$$G_I = G_{II} + G_{\text{max}}^i = 16,66 + 63,57 = 80,23 \text{ кг/с}$$

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

$$\tau_{\text{см}} = \frac{G_{\text{max}}^i}{G_I} \tau_{o2} + \frac{G_{II}}{G_I} \tau_{2r} = \frac{63,57}{80,23} \cdot 48,24 + \frac{16,66}{80,23} \cdot 37,80 = 46,07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

На цьому попередній розрахунок закінчуємо.

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_{EM} .

$$Q_I = c \varepsilon_I G_M (\tau_{\text{см}} - t_{\text{x.з}}) = 4,19 \cdot 0,82 \cdot 33,47 (46,07 - 5) = 4,69 \text{ МВт}$$

$$\varepsilon_I = \left(0,35 \frac{G_{M_I}}{G_I} + 0,65 + \frac{1}{\Phi_I} \sqrt{\frac{G_{M_I}}{G_I}} \right)^{-1} = \left(0,35 \frac{33,47}{80,23} + 0,65 + \frac{1}{1,5} \sqrt{\frac{33,47}{80,23}} \right)^{-1} = 0,82$$

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

$$t_{\text{п}} = t_{\text{x.з}} + \frac{Q_I 10^3}{c q_{\text{гм}}} = 5 + \frac{4,69 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 33,47} = 38,47 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.3.2.17. Визначаємо теплопродуктивність підігрівника 2-го ступеню, за формулою (4.22) [1]:

$$Q_{II} = Q_{\text{ГВП max}} - Q_I = 7,71 - 4,69 = 3,02 \text{ МВт}$$

1.3.2.18. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 2-го ступеню за формулою (4.26) [1]:

$$G_{II} = \frac{1,7 \Phi_{II}^2 q_{\text{EM}}}{\left[-1 + \sqrt{1 + 2,6 \Phi_{II}^2 \left(\frac{(\tau_{o1} - t_{\text{п}}) c q_{\text{EM}}}{Q_{II} 10^3} - 0,35 \right)} \right]^2} = \frac{1,7 \cdot 2,85^2 \cdot 33,47}{\left[-1 + \sqrt{1 + 2,6 \cdot 2,85^2 \cdot \left(\frac{(82,40 - 38,47) \cdot 4,19 \cdot 33,47}{3,02 \cdot 10^3} - 0,35 \right)} \right]^2} = 14,66 \text{ кг/с}$$

1.3.2.19. Визначаємо температуру мережної води на виході із підігрівника 2-го ступеню, за формулою (4.28) [1]:

$$\tau_{2r} = \tau_{o1} - \frac{Q_{II} 10^3}{G_{II} c} = 82,40 - \frac{3,02 \cdot 10^3}{14,66 \cdot 4,19} = 33,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.3.2.20. Визначаємо витрату мережної води через підігрівник 1-го ступеню, за формулою (4.24) [1]:

$$G_I = G_{II} + G_{\text{max}}^i = 14,66 + 63,57 = 78,23 \text{ кг/с}$$

1.3.2.21. Визначаю температуру мережної води на вході в підігрівник 1-го ступеню, за формулою (4.25) [1]:

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					

- Визначаємо теплопродуктивність 1-го ступеню:

$$Q_I = c \varepsilon_I G_M (\tau_{cm} - t_{x.з}) = 4,19 \cdot 0,82 \cdot 33,47(46,22 - 5) = 4,72 \text{ МВт}$$

$$\varepsilon_I = \left(0,35 \frac{G_{M_I}}{G_{\delta_I}} + 0,65 + \frac{1}{\Phi_I} \sqrt{\left[\frac{G_{M_I}}{G_{\delta_I}} \right]} \right)^{-1} = \left(0,35 \cdot \frac{33,47}{80,64} + 0,65 + \frac{1}{1,5} \cdot \sqrt{\left[\frac{33,47}{80,64} \right]} \right)^{-1} = 0,82$$

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

$$t_{II} = t_{x.з} + \frac{Q_I \cdot 10^3}{c \cdot G_{ГВП}} = 5 + \frac{4,72 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 33,74} = 38,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Визначаємо теплопродуктивність підігрівника 2-го ступеню:

$$Q_{II} = Q_{ГВП \text{ max}} - Q_I = 7,71 - 4,72 = 2,99 \text{ МВт}$$

1.3.2.23. Визначаємо температуру мережної води на виході з підігрівника 1-го ступеню, за формулою (4.29) [1]:

$$\tau_2 = \tau_{cm} - \frac{Q_I \cdot 10^3}{G_{ГВП}} = 46,22 - \frac{4,72 \cdot 10^3}{80,64 \cdot 4,19} = 32,26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.3.2.24. Здійснюємо перевірку, за формулою (4.30) [1] $^\circ\text{C}$

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 $t_3 = t_3^{\text{н}}$.

1.3.2.25. Визначаємо витрату мережної води в літньому режимі:

$$G_{ГВП} = \frac{Q_{ГВП \text{ л}}^{\text{сер}} \cdot 10^3}{(\tau_{01} - 30) \cdot c} = \frac{2,06 \cdot 10^3}{(70 - 30) \cdot 4,19} = 12,27 \text{ кг/с.}$$

1.3.2.26. Зводимо результати розрахунків у таблицю 1.5.

Таблиця 1.5

Результати розрахунку витрат та температур мережної води на гаряче водопостачання

Позначення	Одиниця виміру	Температура мережної води при					
		$t_{3.0}$ -24 $^\circ\text{C}$	t_3 -10 $^\circ\text{C}$	$t_3^{\text{серона}}$ -2,5 $^\circ\text{C}$	$t_{3.3}$ 1,9 $^\circ\text{C}$	$t_{3\text{ПК}}$ +8 $^\circ\text{C}$	літо
τ_{02}	$^\circ\text{C}$	70,00	56,30	48,24	43,16	43,16	70
τ_{22}	$^\circ\text{C}$	54,82	44,78	38,71	43,16	43,16	30
t_n	$^\circ\text{C}$	54,27	44,47	38,65	38,16	38,16	60
τ_{cm}	$^\circ\text{C}$	69,44	54,79	46,22	43,16	43,16	-
τ_2	$^\circ\text{C}$	44,46	36,74	32,26	30,94	30,94	-
$G_{ГВП}$	кг/с	2,25	8,93	16,35	27,23	27,23	12,27

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

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

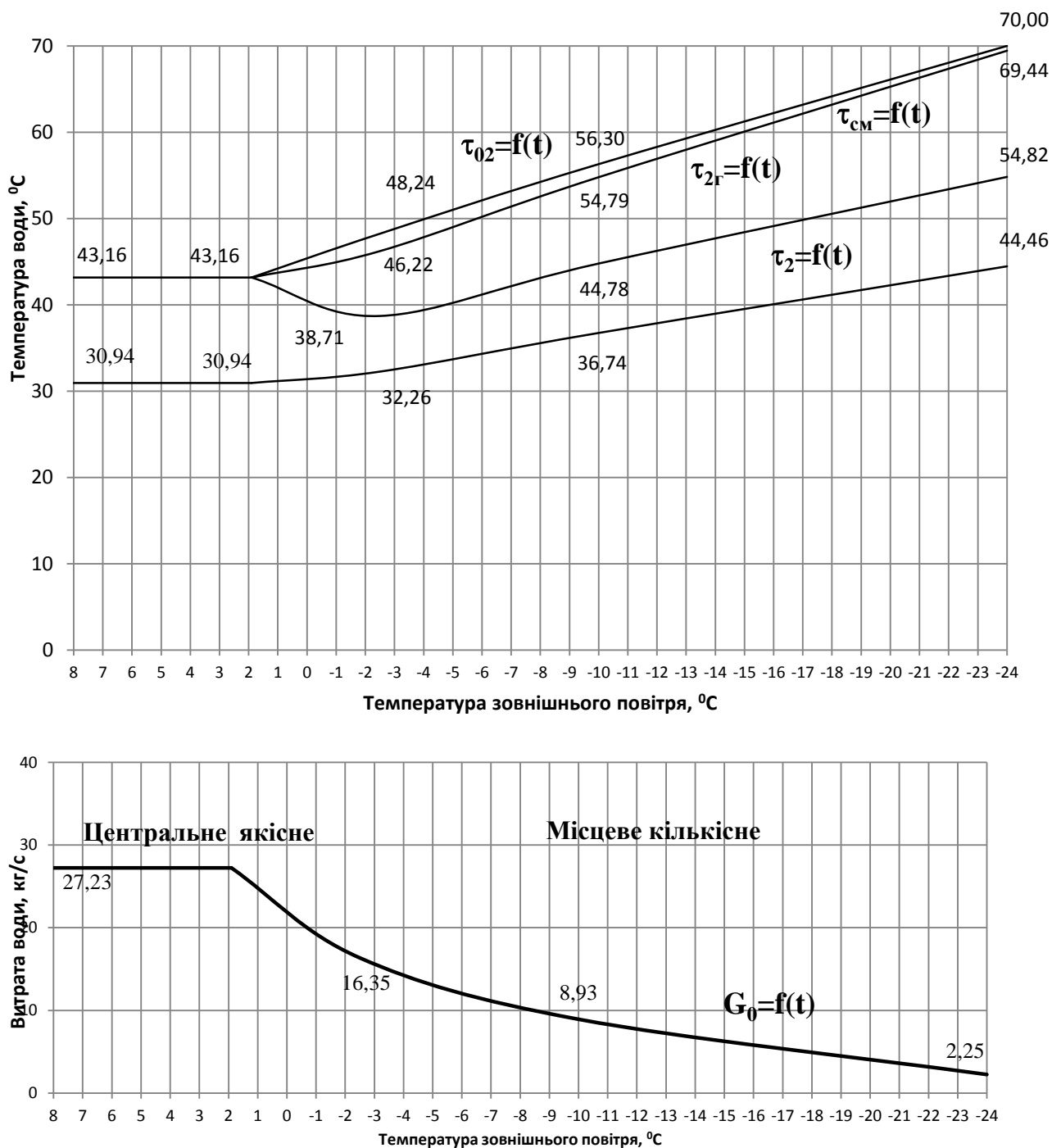


Рис.1.4 Графіки залежності витрати мережної води на ГВП і температури мережної води після підігрівників ГВП 1-го і 2-ступенів від температури зовнішнього повітря

1.3.3. Розрахунок витрат та температур мережної води на вентиляцію

За наявності “зрізки” температурного графіка виділяю три характерних діапазони.

III. Діапазон температур зовнішнього повітря, менших ніж $t_{зовн\ венти}$

1.3.3.1. Визначаємо температуру мережної води після калориферів за формулою (4.37):

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

$$\frac{(\tau_{01} + \tau_{2B}) - (t_{B,P} + t_3)}{(\tau_{01}'' + \tau_{2B}'') - (t_{B,P} + t_{3,B})} \left(\frac{\tau_{01}'' - \tau_{2B}''}{\tau_{01} - \tau_{2B}} \right)^{0,15} = 1,$$

$$\frac{(140 + \tau_{2B}) - (18 + (-24))}{(102,97 + 56,30) - (18 + (-10))} \cdot \left(\frac{102,97 - 56,30}{140 - \tau_{2B}} \right)^{0,15} = 1$$

де τ_{01}'' - температура мережної води у подавальному трубопроводі при $t_{зовн\ вент}$;
 τ_{2B}'' - температура води після калориферів при $t_{3,B}$, °C.

Методом підбору знаходимо $\tau_{2B} = 40,32$ C.

1.3.3.2. Визначаємо витрату мережної води на вентиляцію, кг/с, за формулою (4.39):

$$G_B = \frac{Q_B \cdot 10^3}{c(\tau_{01} - \tau_{2B})} = \frac{2,24 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (140 - 40,32)} = 5,36$$

II. Діапазон температур зовнішнього повітря ($t_{зовн\ вент} < t_3 < t_{3,3}$).

1.3.3.3. Визначаємо температуру води після калориферів, °C, за формулою (4.40):

$$\tau_{2B} = \tau_{f1} - (\tau_{01}' - \tau_{2B}') \cdot \frac{t_{B,P} - t_3}{t_{B,P} - t_{3,B}} = 70 - (102,97 - 56,30) \cdot \frac{18 - 1,9}{18 - (-10)} = 43,17$$

1.3.3.4. Визначаємо витрату мережної води на вентиляцію, за формулою:

$$G_B'' = \frac{Q_B \cdot 10^3}{c(\tau_{01} - \tau_{2B})} = \frac{1,49 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (102,97 - 43,17)} = 7,63$$

кг/с

I. Діапазон температур зовнішнього повітря ($t_{3,3} < t_3 \leq t_{3III}$).

1.3.3.5. Визначаю температуру води після калориферів, за формулою (4.42):

$$\frac{(\tau_{01}''' + \tau_{2B}') - (t_{B,P} - t_{3III})}{(\tau_{01}'' + \tau_{2B}'') - (t_{B,P} - t_{3,B})} \left(\frac{\tau_{01}'' - \tau_{2B}''}{\tau_{01}''' - \tau_{2B}''} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{t_{B,P} - t_{3III}}{t_{B,P} - t_{3,B}} \right)^{0,85} = 1,$$

$$\frac{(70 + \tau_{2B}') - (18 + 8)}{(102,97 + 56,30) - (18 + (-10))} \cdot \left(\frac{102,97 - 56,30}{70 - \tau_{2B}''} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{18 - 8}{18 - (-10)} \right)^{0,85} = 1$$

Методом підбору знаходимо $\tau_{2B} = 19,56$ C.

1.3.3.6. Визначаю витрату мережної води на вентиляцію, за формулою (4.39):

$$G_B = \frac{Q_B \cdot 10^3}{c(\tau_{01} - \tau_{2B})} = \frac{0,53 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 19,56)} = 2,52$$

кг/с

1.3.3.7. Зводимо результати розрахунків у таблицю 1.6.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

Результати розрахунку витрат та температур мережної води на вентиляцію

Позначення	Одиниця виміру	Температура і витрата мережної води при				
		$t_{3,0}$ -24 °C	t_3 -10 °C	$t_3^{серпа}$ -2,5 °C	$t_{3,3}$ 1,9 °C	$t_{3ПК}$ +8 °C
τ_1	°C	140,00	102,97	82,40	70,00	70,00
τ_{02}	°C	70,00	56,30	48,24	43,16	43,16
$\tau_{2в}$	°C	40,32	56,30	48,24	43,16	19,56
$G_в$	кг/с	5,36	7,63	7,63	7,63	2,52

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

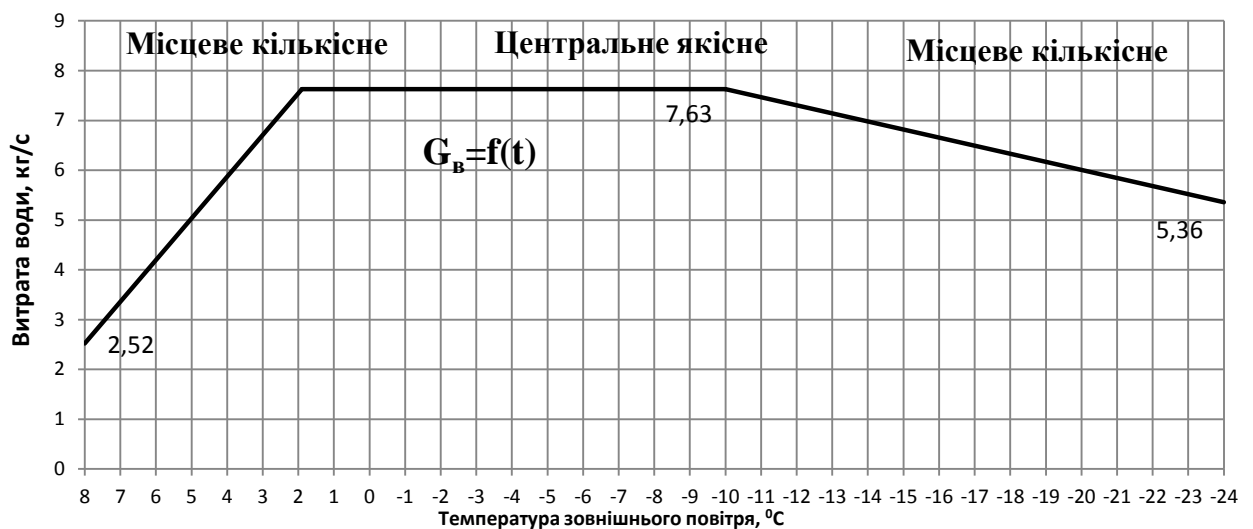
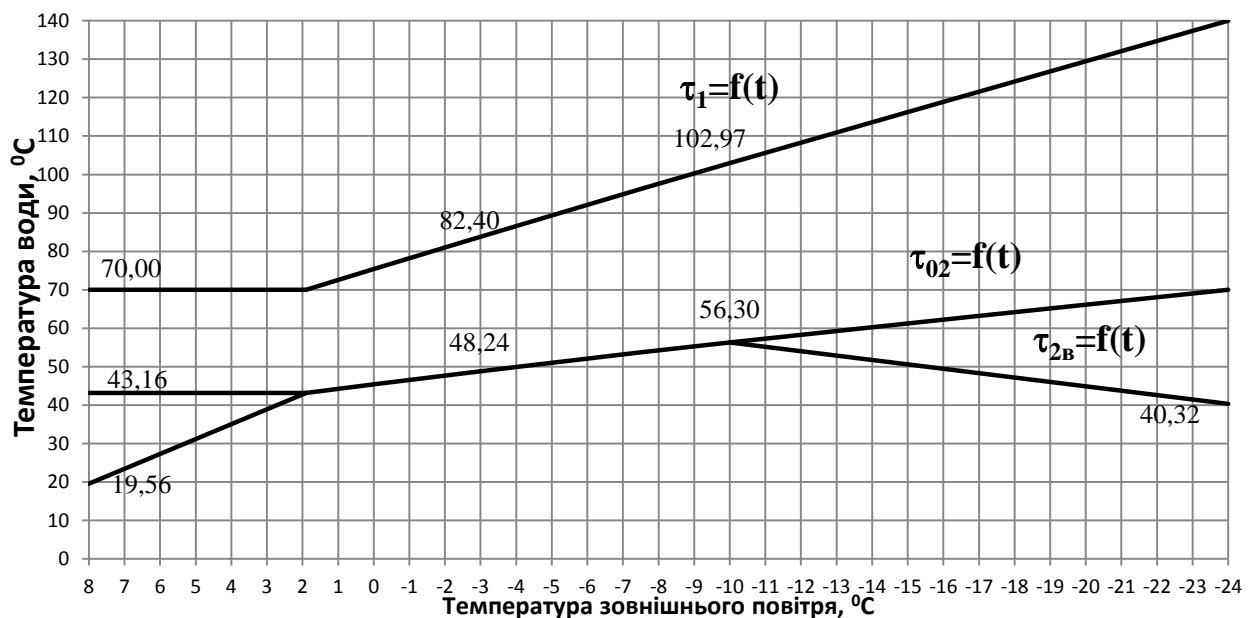


Рис.1.5 Графіки залежності витрати мережної води на вентиляцію і температури мережної води після калориферів від температури зовнішнього повітря

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

1.4. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ

1.4.1. Визначаю розрахункову витрату мережної води:

- на опалення, за формулою (6.1)

$$G'_{o\max} = \frac{Q'_{o\max} 10^3}{c(\tau_{o1} - \tau_{o2})} = \frac{18,65 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (140 - 70)} = \mathbf{63,57 \text{ кг/с}}$$

- на вентиляцію, для максимально зимового режиму, кг/с:

$$G'_{v,\max} = \frac{Q'_{v,\max} 10^3}{c(\tau_{o1} - \tau_{2v})} = \frac{2,24 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (140 - 40,32)} = \mathbf{5,36}$$

- середня при двоступеневих схемах приєднання підігрівників води в системі ГВП, кг/с, за формулою (6.5)

$$G'_{ГВП}^{сеп} = \frac{Q'_{ГВП} 10^3}{c(\tau_{o1} - \tau_{o2})} \left(\frac{55 - t'}{55 - t_x} + 0,2 \right) = \frac{3,21 \cdot 10^3}{4,19(70 - 43,16)} \cdot \frac{55 - (43,16 - 5)}{55 - 5} = \mathbf{9,62}$$

де t' - температура водопровідної води після підігрівника ГВП першого (нижнього) ступеня; $t' = \tau_{o2}''' - (5 \dots 10C)$

- максимальна при двоступеневих схемах приєднання підігрівників води в системі ГВП, кг/с, за формулою (6.8)

$$G'_{ГВП}^{\max} = \frac{0,55 Q'_{ГВП\max} 10^3}{c(\tau_{o1} - \tau_{o2})} = \frac{0,55 \cdot 7,71 \cdot 10^3}{4,19(70 - 43,16)} = \mathbf{37,72}$$

1.4.2. Визначаю сумарні розрахункові витрати мережної води, кг/с, за формулою (6.9):

$$G' = G'_{o\max} + G'_{v,\max} + K_3 G'_{ГВП}^{сеп} = \mathbf{63,57 + 5,36 + 1,2 \cdot 9,62 = 80,48}$$

Коефіцієнт K_3 , що враховує частку середньої витрати води на гаряче водопостачання при регулюванні по навантаженню опалення, приймаю з додатку 8.

1.4.3. Визначаємо розрахункову витрату води в двотрубних водяних теплових мережах для неопалювального /літнього/ періоду, кг/с, за формулою (6.11):

$$G'_a = \frac{Q'_{ГВП\text{л}} 10^3}{(\tau_{o1} - 30)c} = \frac{2,06 \cdot 10^3}{(70 - 30) \cdot 4,19} = \mathbf{12,27}$$

1.4.4. Заносимо результати розрахунків витрат теплоносія для кожного кварталу в таблицю 1.7.

Таблиця 1.7

Значення розрахункових витрат теплоносія

Номер кварталу	Розрахункова витрата теплоносія для максимально зимового режиму, кг/с					
	$G'_{o\max}$	$G'_{v,\max}$	$G'_{ГВП}^{сеп}$	$K_3 G'_{ГВП}^{сеп}$	G'	$G'_л$
1	2,47	0,21	0,41	0,49	3,17	0,52
2	8,50	0,72	0,65	0,78	10,00	0,83
3	3,04	0,26	0,42	0,50	3,80	0,53
4	3,77	0,32	0,52	0,62	4,71	0,66
5	3,52	0,30	0,59	0,70	4,52	0,75
6	2,91	0,25	0,48	0,58	3,74	0,62
7	3,10	0,26	0,52	0,62	3,98	0,66

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

8	2,43	0,20	0,40	0,48	3,12	0,51
9	0,51	0,04	0,08	0,10	0,65	0,11
10	3,51	0,30	0,58	0,70	4,51	0,74
11	1,70	0,14	0,28	0,34	2,18	0,36
12	3,10	0,26	0,52	0,62	3,98	0,66
13	2,68	0,23	0,45	0,54	3,45	0,57
14	3,10	0,26	0,52	0,62	3,98	0,66
15	2,97	0,25	0,49	0,59	3,82	0,63
16	3,27	0,28	0,54	0,65	4,20	0,69
17	3,22	0,27	0,54	0,64	4,14	0,68
18	3,10	0,26	0,52	0,62	3,98	0,66
19	3,59	0,30	0,60	0,72	4,61	0,76
20	3,10	0,26	0,52	0,62	3,98	0,66
ВСЬОГО	63,57	5,36	9,62	11,55	80,48	12,27

1.5. ВИХІДНІ ДАНІ ДО ЧАСТИНИ 2 ПРОЕКТА

1.5.1. Визначаю температуру суміші зворотної води після системи ГВП та вентиляції, для максимально зимового режиму:

$$t_2 = \frac{(G_b + G_{ГВП})}{(G_b + G_{ГВП}) + G_b} \tau_{02ГВП} + \frac{G_b}{(G_b + G_{ГВП}) + G_b} \tau_{02b} =$$

$$= \frac{84,26 + 2,25}{63,57 + 2,25 + 5,36} \cdot 44,46 + \frac{5,36}{63,57 + 2,25 + 5,36} \cdot 40,32 = 44,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

$$t_2 = \frac{63,57 + 27,23}{63,57 + 27,23 + 7,63} \cdot 30,94 + \frac{7,63}{63,57 + 27,23 + 7,63} \cdot 43,16 = 31,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.5.3. Формую результати розрахунку теплової мережі, що необхідні для теплового розрахунку джерела тепlopостачання (водогрійної котельні) у вигляді таблиці 1.8.

Таблиця 1.8

Загальні вихідні дані для Ч.2 проекту

№ п.п.	Назва параметра	Ум. Позн.	Од. виміру	Характерні режими експлуатації теплофікаційної системи		
				Максимально-зимовий	Точки зламу температурного графіка	Літній
1	Місто розташування котельні			Суми		
2	Тип системи тепlopостачання			Закрита		
3	Температурна характеристика тепломережі району	τ_1/τ_2	$^\circ\text{C}/^\circ\text{C}$	140/70		
4	Температура зовнішнього повітря	$t_{\text{зовн}}$	$^\circ\text{C}$	-24,00	1,9	15-30
5	Теплове навантаження системи опалення	$Q_{\text{оп}}$	МВт	18,65	7,15	-
6	Теплове навантаження	$Q_{\text{ГВП}}$	МВт	7,71	7,71	2,06

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

	системи ГВП					
7	Теплове навантаження системи вентиляції	$Q_{\text{вент}}$	МВт	2,24	0,86	-
8	Річне теплове навантаження житлового району	$Q_{\text{ЖР}}^{\text{рік}}$	ГДж/рік	247277,05		
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	t_2''	°С	95		
11	Річне теплове навантаження промислового підприємства	$Q_{\text{п.п}}^{\text{рік}}$	МВт год/рік	84000		
12	Температура “прямої” мережної води	τ_1	°С	140	70	70
13	Температура “зворотної” мережної води	τ_2	°С	44,15	31,89	30,00
14	Витрата “прямої” води в тепломережу	G_1	т/ год	256,25	354,35	44,18
15	Убуток води в тепломережі	$G_{\text{уб.тм}}$	т/ год	15	15	2
16	Витрата “зворотної” води в тепломережі	G_2	т/ год	241,25	339,35	42,18
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.	40,0	40,0	40,0

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ З ВОДОГРІЙНИМИ КОТЛАМИ

2.1. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ КОТЕЛЬНОЇ З ВОДОГРІЙНИМИ КОТЛАМИ

Перелік вихідних даних для теплового розрахунку котельні з водогрійними котлами формую на базі двох джерел інформації:

- на базі теплового розрахунку теплової мережі району;
- на базі даних, сформованих самостійно, та згідно з рекомендаціями.

Примітка:

Перед початком формування вихідних даних для теплового розрахунку котельні здійснюють балансову перевірку взаємоузгодженості по тепловій енергії одержаних в розділі 1 проекту результатів для трьох режимів за наступним балансовим рівнянням:

$$(Q_{оп} + Q_{ГВП}^6 + Q_{вент}) = G_1 \cdot 4,2 \cdot (\tau_1 - \tau_2)$$

МЗ: 28,6 = 28,66 (Висновок – результати для режиму МЗ - взаємоузгоджені)

ТЗ: 15,72 = 15,76 (Висновок – результати для режиму ТЗ - взаємоузгоджені)

Л: 2,06 = 2,06 (Висновок – результати для режиму Л - взаємоузгоджені)

2.1.1. Вихідні дані для теплового розрахунку котельні представляю в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для теплового розрахунку котельні

№ 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		—	Природний газ			Засади паливо-постачання міста
2	Теплота згорання палива	Q_n^p	кДж / м ³	33730			Сертифікат палива
3	Температура в деаераторі	$t_{да}$	°С	65	65	65	Е.Р: 70 °С – 60 °С
4	Розрідження в деаераторі	$p_{да}$	бар	0,75	0,75	0,75	Е.Р:
							0,70 – 0,80 бар
5	Номінальна температура води на вході в котел	$t'_{вк.н ом}$	°С	70	70	70	Е.Р. для водогрійних котлів

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ				
Зм.	Ар-	№ докум.	Підпис	Дата
Розробив		Грищенко В.С.		
Перевірів		Бойко В.О.		
Н. Контр.				
Затвердив		Петренко В.П.		
Проект системи теплопостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми				
		Літера	Аркуш	Аркуші
		ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		

Продовження таблиці 2.1

6	Номінальна температура води на виході з котла	$t''_{\text{ВК.НОМ}}$	$^{\circ}\text{C}$	150	150	150	“—“
7	Температура сирієї води	$t'_{\text{с.в}}$	$^{\circ}\text{C}$	5	5	5	Е.Р: -5°C для МЗ та ТЗ режимів, 15°C – для режиму Л
8	Температура сирієї води перед станцією хіводоочищення	$t''_{\text{с.в}}$	$^{\circ}\text{C}$	15	15	15	Е.Р: 15°C - 20°C
9	Температура хімоочищеної води на виході зі станції ХВО	$t'_{\text{ХОВ}}$	$^{\circ}\text{C}$	20	20	20	Е.Р: 15°C – 20°C
10	Температура хімоочищеної води перед деаератором	$t''_{\text{ХОВ}}$	$^{\circ}\text{C}$	55	55	55	Е.Р: 50°C – 65°C
11	Температура технологічної води на вході в котельню	$t'_{\text{техн.в}}$	$^{\circ}\text{C}$	5	5	15	Е.Р: 8°C для МЗ та ТЗ режимів, 15°C для режиму Л
12	Температура технологічної води на виході з котельні	$t''_{\text{техн.в}}$	$^{\circ}\text{C}$	95	95	95	Технологічний регламент промислового підприємства

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ			
Зм.	Ар-	№ докум.	Підпис	Дата				
<i>Розробив</i>		Грищенко В.С.			<i>Проект системи теплопостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми</i>	<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевірів</i>		Бойко В.О.						
<i>Н. Контр.</i>						ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		
<i>Затвердив</i>		Петренко В.П.						

2.2. ФОРМУВАННЯ ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ВОДОГРІЙНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

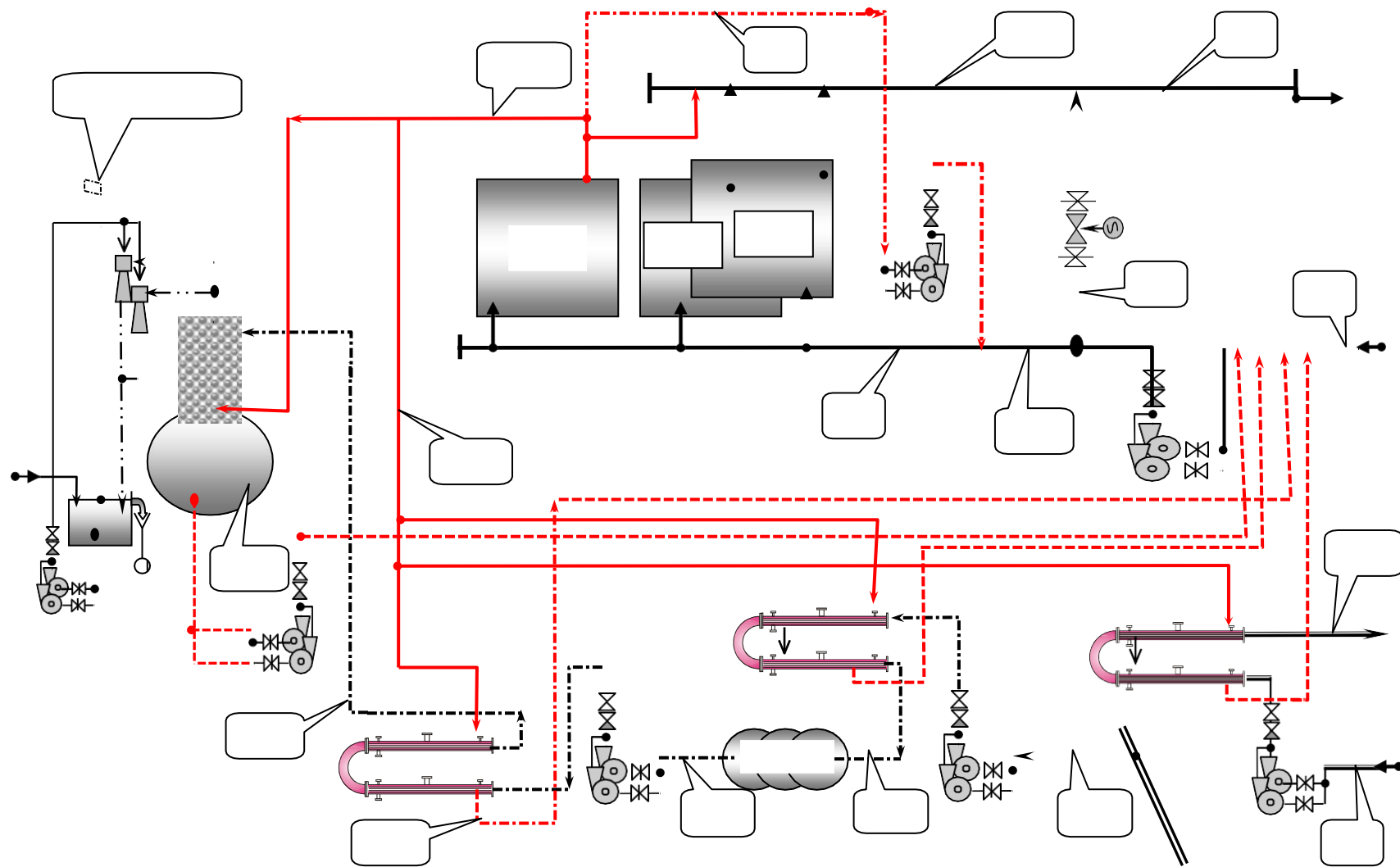


Рис 2.1 Принципова теплотехнологічна схема котельні у відповідності до встановлених технічних рішень, щодо направлення потоків енергоносіїв.

Таблиця 2.6

Визначення результату			Значення для режимів, °С		
			МЗ	ТЗ	Л
t''_{TOA}	=	65,00	65,00	65,00	65,00

2.3.7. Визначаю витрату води з деаератора на компенсацію втрат в тепломережі – $G_{ДА}^{підж}$, т/год, за формулою:

$$G_{ДА}^{підж} = G_{убут}$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7

Визначення результату			Значення для режимів, т/год		
			МЗ	ТЗ	Л
$G_{ДА}^{підж}$	=	15,00	15,00		
$G_{ДА}^{підж}$	=	15,00		15,00	
$G_{ДА}^{підж}$	=	2,00			2,00

2.3.8. Визначаю витрату грійної води з базового водогрійного котла на деаератор – $G_{ДА}^{гр.в}$, т/год, та його теплове навантаження – $Q_{ДА}$, МВт, за формулою:

$$G_{ДА}^{гр.в} = (1 + \alpha_{вип}) \cdot G_{підж} \cdot (t_{ДА} - t_{хов}) / (t'_{TOA} - t_{ДА})$$

та формулою:

$$Q_{ДА} = (G_{ДА}^{гр.в} / 3,6) \cdot 4,2 \cdot (t'_{TOA} - t_{ДА}) \cdot 10^{-3}$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.8.

Таблиця 2.8

Визначення результату			Значення для режимів, т/год		
			МЗ	ТЗ	Л
$G_{ДА}^{гр.в}$	=	3,55	3,55		
$G_{ДА}^{гр.в}$	=	3,55		3,55	
$G_{ДА}^{гр.в}$	=	0,47			0,47
Визначення результату			Значення для режимів, МВт		
			МЗ	ТЗ	Л
$Q_{ДА}$	=	0,35	0,35		
$Q_{ДА}$	=	0,35		0,35	
$Q_{ДА}$	=	0,05			0,05

2.3.9. Визначаю витрату води з деаератора – $G''_{ДА}$, т/год, за формулою:

$$G''_{ДА} = (1 - \alpha_{вип}) \cdot G_{підж} + G_{ДА}^{гр.в}$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.9.

Таблиця 2.9

Визначення результату			Значення для режимів, т/год		
			МЗ	ТЗ	Л
$G''_{ДА}$	=	18,40	18,40		
$G''_{ДА}$	=	18,40		18,40	
$G''_{ДА}$	=	2,45			2,45

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

2.3.10. Визначити витрату хімоочищеної води, що надходить в деаератор – $G_{\text{ХОВ}}$, т/год, за формулою:

$$G_{\text{ХОВ}} = (1 + \alpha_{\text{вип}}) \cdot G_{\text{підж}}$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.10.

Таблиця 2.10

Визначення результату			Значення для режимів, т/год		
			МЗ	ТЗ	Л
$G_{\text{ХОВ}}$	=	15,15	15,15		
$G_{\text{ХОВ}}$	=	15,15		15,15	
$G_{\text{ХОВ}}$	=	2,02			2,02

2.3.11 Визначаю витрату сирої води для підживлення – $G_{\text{с.в.}}$, т/год, за формулою:

$$G_{\text{с.в.}} = K_{\text{ХВО}} \cdot G_{\text{ХОВ}}$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.11.

Таблиця 2.11

Визначення результату			Значення для режимів, т/год		
			МЗ	ТЗ	Л
$G_{\text{с.в.}}$	=	16,67	16,67		
$G_{\text{с.в.}}$	=	16,67		16,67	
$G_{\text{с.в.}}$	=	2,22			2,22

2.3.12. Визначаю теплову потужність підігрівника сирої води (ПСВ) – $Q_{\text{ПСВ}}$, МВт, та витрату грійної води на ПСВ – $G_{\text{ПСВ}}$, т/год, відповідно,
- за формулою:

$$Q_{\text{ПСВ}} = (G_{\text{с.в.}} / 3,6) \cdot 4,2 \cdot (t''_{\text{с.в.}} - t'_{\text{с.в.}}) \cdot 10^{-3},$$

- за формулою:

$$G_{\text{ПСВ}}^{\text{гр.в.}} = Q_{\text{ПСВ}} \cdot 3,6 \cdot 10^3 / [4,2 \cdot (t'_{\text{ТОА}} - t''_{\text{ТОА}})]$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.12.

Таблиця 2.12

Визначення результату			Значення для режимів, МВт		
			МЗ	ТЗ	Л
$Q_{\text{ПСВ}}$	=	0,19	0,19		
$Q_{\text{ПСВ}}$	=	0,19		0,19	
$Q_{\text{ПСВ}}$	=	0,03			0,03
Визначення результату			Значення для режимів, т/год		
			МЗ	ТЗ	Л
$G_{\text{ПСВ}}^{\text{гр.в.}}$	=	1,96	1,96		
$G_{\text{ПСВ}}^{\text{гр.в.}}$	=	1,96		1,96	
$G_{\text{ПСВ}}^{\text{гр.в.}}$	=	0,26			0,26

2.3.13. Визначаю теплову потужність підігрівника хімоочищеної води (ПХВ) – $Q_{\text{ПХВ}}$, МВт, та витрату грійної води на ПХВ – $D_{\text{ПХВ}}^{\text{гр.в.}}$, т/год, відповідно,

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

- за формулою:

$$Q_{ПХВ} = (G_{хов} / 3,6) \cdot 4,2 \cdot (t''_{хов} - t'_{хов}) \cdot 10^{-3}$$

- за формулою:

$$G_{ПХВ}^{гр.в} = Q_{ПХВ} \cdot 3,6 \cdot 10^3 / [4,2 \cdot (t'_{ТОА} - t''_{ТОА})]$$

Результати визначення навожу у таблиці 2.13.

Таблиця 2.13

Визначення результата					Значення для режимів, МВт		
					МЗ	ТЗ	Л
QПХВ	=	0,62			0,62		
QПХВ	=	0,62				0,62	
QПХВ	=	0,08					0,08
Визначення результата					Значення для режимів, т/год		
					МЗ	ТЗ	Л
ГПХВ гр.в.	=	6,24			6,24		
ГПХВ гр.в.	=	6,24				6,24	
ГПХВ гр.в.	=	0,83					0,83

2.3.14. Визначаю витрату технологічної води на ПТВ – $G_{техн.в}$, т/год, теплову потужність ПТВ – $Q_{ПТВ}$, МВт та витрату грійної води – $G_{ПТВ}^{гр.в}$, т/год, відповідно,

- за формулою:

$$G_{техн.в} = Q_{ПТВ} \cdot 3,6 \cdot 10^3 / (4,2 \cdot t''_{техн.в})$$

- за формулою:

$$Q_{ПТВ} = G_{техн.в} \cdot 4,2 \cdot (t''_{техн.в} - t'_{техн.в}) \cdot 10^{-3}$$

- за формулою:

$$G_{ПТВ}^{гр.в} = Q_{ПТВ} \cdot 3,6 \cdot 10^3 / [4,2 \cdot (t'_{ТОА} - t''_{ТОА})]$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.14.

Таблиця 2.14

Визначення результата					Значення для режимів, т/год		
					МЗ	ТЗ	Л
G техн.в.	=	114,29			114,29		
G техн.в.	=	114,29				114,29	
G техн.в.	=	128,57					128,57
Визначення результата					Значення для режимів, МВт		
					МЗ	ТЗ	Л
QПТВ	=	12,00			12,00		
QПТВ	=	12,00				12,00	
QПТВ	=	12,00					12,00
Визначення результата					Значення для режимів, т/год		
					МЗ	ТЗ	Л
ГПТВ гр.в.	=	121,01			121,01		
ГПТВ гр.в.	=	121,01				121,01	
ГПТВ гр.в.	=	121,01					121,01

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

2.3.15 Визначаю сумарну витрату грійної з базового котла води на на внутрішнє споживання котельні – $\Sigma G_{\text{вн}}^{\text{гр.в}}$, т/год, для трьох режимів за формулою:

$$\Sigma G_{\text{вн}}^{\text{гр.в}} = G_{\text{ПТВ}}^{\text{гр.в}} + G_{\text{ПХВ}}^{\text{гр.в}} + G_{\text{ПСВ}}^{\text{гр.в}} + G_{\text{ДА}}^{\text{гр.в}}$$

Результати визначення наводжу в таблиці 2.15.

Таблиця 2.15

Визначення результата		Значення для режимів, т/год		
		МЗ	ТЗ	Л
$\Sigma G_{\text{вн}}^{\text{гр.в.с.в.}}$	=	132,75		
$\Sigma G_{\text{вн}}^{\text{гр.в.с.в.}}$	=	132,75	132,75	
$\Sigma G_{\text{вн}}^{\text{гр.в.с.в.}}$	=	122,57		122,57

2.3.16 Визначаю температуру зворотної води на вході мережних насосів (після змішування всіх потоків води) – $\tau_{\text{звор}}$, °С, за формулою:

$$\tau_{\text{звор}} = (G_2 \cdot \tau_2 + G_{\text{ПТВ}}^{\text{гр.в}} \cdot t''_{\text{ТОА}} + G_{\text{ПХВ}}^{\text{гр.в}} \cdot t''_{\text{ТОА}} + G_{\text{ПСВ}}^{\text{гр.в}} \cdot t''_{\text{ТОА}} + G''_{\text{ДА}} \cdot t''_{\text{ДА}}) / (G_2 + G_{\text{ПТВ}}^{\text{гр.в}} + G_{\text{ПХВ}}^{\text{гр.в}} + G_{\text{ПСВ}}^{\text{гр.в}} + G''_{\text{ДА}})$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.16.

Таблиця 2.16

Визначення результата		Значення для режимів, т/год		
		МЗ	ТЗ	Л
Тзвор	=	52,06		
Тзвор	=	41,92	41,92	
Тзвор	=	56,15		56,15

2.3.17. Визначаю загальну теплову потужність котельні (т. зв. потужність з “виробленої” теплоти) – $\Sigma Q_{\text{КОТ}}$, т/год, з урахуванням теплоти, що внесена водою підживлення, за формулою:

$$\Sigma Q_{\text{КОТ}} = \Sigma Q_{\text{ЖР}} + Q_{\text{ПТВ}} + Q_{\text{ПХВ}} + Q_{\text{ПСВ}} + Q_{\text{ДА}} - (G_{\text{підж}}/3,6) \times 4,2 \cdot t_{\text{с.в}} \cdot 10^{-3}$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.17.

Таблиця 2.17

Визначення результата		Значення для режимів, МВт		
		МЗ	ТЗ	Л
$\Sigma Q_{\text{КОТ}}$	=	43,10		
$\Sigma Q_{\text{КОТ}}$	=	29,58	29,58	
$\Sigma Q_{\text{КОТ}}$	=	14,28		14,28

2.3.18. Встановлюю типорозмір встановлюваних в котельні водогрійних котлів, їх номінальну теплову потужність – $Q_{\text{ВК.НОМ}}$, МВт, номінальний пропуск води через котли – $G_{\text{ВК.НОМ}}$, т/год, ККД котлів – $\eta_{\text{ВК.НОМ}}$, од, температурні параметри – $t_{\text{ВК.НОМ}}$, °С, та $t''_{\text{ВК.НОМ}}$, °С.

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

Приймаю до встановлення 2 котла **КВ-ГМ-20** (23,26 МВт) – варіант, що задовольняє умовам експлуатації котлів в усіх режимах експлуатації в т.ч. в режимі Л на мінімально допустимому тепловому навантаженні.

Результати визначення наводжу у таблиці 2.18

Таблиця 2.18

Позн.	Одиниця виміру	Визначення результату
ТИП		КВ-ГМ-20
Q вк. ном.	МВт	23,26
G вк. ном	т/год	247
η вк. ном	%	92,3
t' вк. ном	°С	150
t'' вк. ном	°С	70

2.3.19. Визначаю число встановлених в котельні водогрійних котлів – $N_{ВК.ВСТ}$, шт., за формулою:

$$N_{ВК.ВСТ} = \sum Q_{КОТ} / Q_{ВК.НОМ}^{*})$$

*) Примітка

До встановлення приймаю число котлів, що відповідає результату обчислення за формулою, округленого до більшого цілого числа.

Результати визначення навожу у таблиці 2.19.

Таблиця 2.19

Визначення результату			Значення для режимів, шт		
			МЗ	ТЗ	Л
$N_{ВК.ВСТ}$	=	1,85	2,00		
$N_{ВК.ВСТ}$	=	1,27		2,00	
$N_{ВК.ВСТ}$	=	0,61			1,00

2.3.20. Визначаю кількість котлів, що будуть в експлуатації протягом року в базовому режимі, згідно рекомендації .

$$N_{ВК.Б} = 1$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.20.

$$N_{ВК.З} = N_{ВК.ВСТ} - 1$$

Результати визначення наводжу у таблиці 2.20

Таблиця 2.20

Визначення результату			Значення для режимів, шт		
			МЗ	ТЗ	Л
$N_{ВК.З}$	=	1,00	1,00		
$N_{ВК.З}$	=	1,00		1,00	
$N_{ВК.З}$	=	0,00			0,00

2.3.21. Визначаю число котлів, що знаходяться в експлуатації в кожному з трьох розрахункових режимів – $N_{ВК.Р}$, шт, за формулою:

$$N_{ВК.Р} = N_{ВК.Б} + N_{ВК.З}$$

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

Результати визначення навести у таблиці 2.21

Таблиця 2.21

Визначення результату			Значення для режимів, шт		
			МЗ	ТЗ	Л
Нвк.р	=	2,00	2,00		
Нвк.р	=	2,00		2,00	
Нвк.р	=	1,00			1,00

2.3.22. Визначаю експлуатаційні параметри роботи “базового” водогрійного котла для всіх режимів, враховуючи рекомендації:

- у разі експлуатації в котельні двох або більше котлоагрегатів:

$$Q_{ВК.Б} = Q_{ВК.НОМ}, \text{МВт}$$

$$t''_{ВК.Б} = t''_{ВК.НОМ}, \text{°C}$$

$$t'_{ВК.Б} = t'_{ВК}, \text{°C}$$

$$G_{ВК.Б} = G_{ВК.НОМ}, \text{Т/ч}$$

- у разі експлуатації в котельні одного котлоагрегата:

$$Q_{ВК.Б} = \sum Q_{КОТ}, \text{МВт}$$

$$t'_{ВК.Б} = t'_{ВК}, \text{°C}$$

$$t''_{ВК.Б} = t''_{ВК.НОМ}, \text{°C}$$

$$G_{ВК.Б} = \sum Q_{КОТ} \cdot 3,6 \cdot 10^3 / [4,2 \cdot (t''_{ВК.Б} - t'_{ВК.Б})], \text{Т/ч}$$

Результати визначення навожу у таблиці 2.22

Таблиця 2.22

Визначення результату				Значення для режимів			
				МЗ	ТЗ	Л	
Q _{вк.б}	=	23,26	2	котла	23,26		
t' _{вк.б}	=	70,00			70,00		
t'' _{вк.б}	=	150,00			150,00		
G _{вк.б}	=	247,00			247,00		
Визначення результату				Значення для режимів			
				МЗ	ТЗ	Л	
Q _{вк.б}	=	23,26	2	котла		23,26	
t' _{вк.б}	=	70,00				70,00	
t'' _{вк.б}	=	150,00				150,00	
G _{вк.б}	=	247,00				247,00	
Визначення результату				Значення для режимів			
				МЗ	ТЗ	Л	
Q _{вк.б}	=	14,28	1	котла			14,28
t' _{вк.б}	=	70,00					70,00
t'' _{вк.б}	=	150,00					150,00
G _{вк.б}	=	153,00					153,00

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

$W_{\text{нас.реци}}$ – встановлена потужність робочих насосів рециркуляції, кВт.
 $W_{\text{нас.т/м}}$ – встановлена потужність робочих мережних насосів, кВт.
 $W_{\text{нас.підж}}$ – встановлена потужність робочих насосів підживлення тепломережі, кВт.
 $W_{\text{нас.св}}$ – встановлена потужність робочих насосів сирій води, кВт.
 $W_{\text{нас.хв}}$ – встановлена потужність робочих насосів хімічищеної води, кВт.
 $\Sigma W_{\text{ВД}}$ – встановлена потужність робочих дутьових вентиляторів водогрійних котлів, кВт.
 $\Sigma W_{\text{Д}}$ – встановлена потужність робочих димососів водогрійних котлів, кВт.

$W_{\text{освітл}}$ – встановлена електрична потужність приладів освітлення, кВт.

2.4.3. Визначити годинну, добову та річну потребу електричної енергії для власних потреб котельні, відповідно, $W_{\text{вл.п}}^{\text{год}}$, кВт·год/год, $W_{\text{вл.п}}^{\text{доб}}$, кВт·год/добу, $W_{\text{вл.п}}^{\text{рік}}$, кВт·год/рік, за формулами:

$$W_{\text{вл.п}}^{\text{год}} = \Sigma W_{\text{КОТ}}^{\text{вл.п}} \cdot 1 \cdot K_{\tau}^{\text{год}} = 300 \cdot 1 \cdot 0,8 = 240 \text{ кВт·год/год}$$

$$W_{\text{вл.п}}^{\text{доб}} = \Sigma W_{\text{КОТ}}^{\text{вл.п}} \cdot 24 \cdot K_{\tau}^{\text{доб}} = 300 \cdot 24 \cdot 0,75 = 5400 \text{ кВт·год/добу}$$

$$W_{\text{вл.п}}^{\text{рік}} = \Sigma W_{\text{КОТ}}^{\text{вл.п}} \cdot 8760 \cdot K_{\tau}^{\text{рік}} = 300 \cdot 8760 \cdot 0,65 = 1708200 \text{ кВт·год/рік}$$

де:

$K_{\tau}^{\text{год}}$ – середньогодинний експлуатаційний коефіцієнт завантаження споживачів електроенергії котельні, од. Визначаються орієнтовно в межах 0,8–0,9;

$K_{\tau}^{\text{доб}}$ – середньодобовий експлуатаційний коефіцієнт завантаження споживачів електроенергії котельні, од. Визначаються орієнтовно в межах 0,7–0,8;

$K_{\tau}^{\text{рік}}$ – середньорічний експлуатаційний коефіцієнт завантаження споживачів електроенергії котельні, од. Визначаються орієнтовно в межах 0,6–0,7;

2.4.4. Визначаю для МЗ режиму середньогодинні питомі витрати природного газу – $(b_{\tau}^{\text{відп}})_{\text{газ}}$, м³/МВт, та умовного в палива – $(b_{\tau}^{\text{відп}})_{\text{у.п}}$, кг у.п./МВт в котельній з відпущеної теплової енергії за формулами:

$$(b_{\tau}^{\text{відп}})_{\text{газ}} = V_{\text{КОТ}} \cdot 10^3 / (\Sigma Q_{\text{ЖР}} + Q_{\text{П.П}})$$

$$(b_{\tau}^{\text{відп}})_{\text{у.п}} = V_{\text{КОТ}} \cdot K_{\text{газ}}^{\text{у.п}} \cdot 10^3 / (\Sigma Q_{\text{ЖР}} + Q_{\text{П.П}})$$

Результати визначення навести у таблиці 2.33.

Таблиця 2.33

Визначення результату	Значення для режимів, кг у.п./МВт		
	МЗ	ТЗ	Л
$(b_{\tau}^{\text{відп}})_{\text{газ}} = 33,27$ м ³ /ГДж	33,27		
$(b_{\tau}^{\text{відп}})_{\text{у.п.}} = 38,26$ кг у.п./ГДж	38,26		

2.4.5 Визначаю проектну середньодобову питому витрату електричної енергії в котельній на відпущену теплову енергію – $e_{e/e}^{\text{відп}}$, кВт/МВт за формулою:

$$e_{e/e}^{\text{відп}} = \Sigma W^{\text{доб}} / (\Sigma Q_{\text{Т/Ф}} \cdot 24) = 5400 / (30,02 + 12) \cdot 24 = 4,32$$

2.4.6 Визначити собівартість теплоти, відпущеної від котельні – C_Q , грн/МВт за формулою:

$$C_Q = [(b_{\tau}^{\text{відп}})_{\text{у.п.}} / K_{\text{у.п.}}] \cdot C_{\text{палив}} \cdot 10^{-3} + e_{e/e}^{\text{відп}} \cdot C_{\text{Е/Е}} + C_Q^{\text{експл}}$$

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

$C_Q = (38,26 / 1,15) \cdot 3590 \cdot 10^{-3} + 4,32 \cdot 0,78 + 30,0 = 152,82$ грн/ ГДж
 2.4.7 Формую висновок щодо енергоефективності проектної котельні.

“Проект водогрійної котельні за своїми показниками енергетичної та економічної ефективності, відповідає середньогалузевому рівню українських котельень комунальної енергетики і може бути прийнятний до реалізації”.

Основні результати розрахунку зводжу в таблицю 2.34.

Таблиця 2.34

Результати розрахунку теплової схеми котельні з водогрійними котлами

№ п.п	Умовне позначення	Назва параметра	Один. виміру	Числове значення для режимів		
				МЗ	ТЗ	Л
1	2	3	4	5	6	7
1	$t_{зовн}$	Температура зовнішнього повітря	°С	- 24	0	+ 15
2	$\Sigma Q_{Ж.Р}$	Сумарне теплове навантаження житлового району	МВт	30,02	16,5	2,16
3	$Q_{П.П}$	Теплове навантаження промислового підприємства	МВт	12,0	12,0	12,0
4	$\Sigma Q_{КОТ}$	Сумарне теплове навантаження котельні	МВт	43,10	29,58	14,28
5	τ_1	Температура мережної води в “прямій” магістралі на виході з котельні	°С	140°	70°	70°
6	τ_2	Температура води в “зворотній” магістралі на вході в котельню	°С	44,15	31,89	30
7	$\tau_{звор}$	Температура води в “зворотній” магістралі на вході в мережні насоси	°С	52,06	41,92	56,15
8	G_1	Витрата води в “прямій” магістралі на виході з котельні	т/год	256,25	354,35	44,18
9	$G_{убут}$	Убуток води в тепломережі	т/год	15	15	2
10	G_2	Витрата води в «зворотній» магістралі на вході в котельню	т/год	241,25	339,35	42,18
11	$G_{рец}$	Витрата води в трубопроводі рециркуляції котлів	т/год	84,17	128,33	22,58
12	$G_{пер}$	Витрата води в трубопроводі перепуску	т/год	26,16	140,38	37,65
13	$N_{ВК.ВСТ}$	Число встановлених водогрійних котлів	од	2	2	2
14	$N_{ВК.Р}$	Число котлів, що знаходяться в експлуатації	од	2	2	2

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін. Арк. № документа Підпис Дата

Продовження таблиці 2.34

15	$N_{BK.B}$	Число котлів, що експлуатуються в базовому (номінальному) режимі	од	1	1	1
16	$N_{BK.3}$	Число котлів, що експлуатуються в режимі змінного навантаження	од	1	1	0
17	V_{KOT}	Годинна витрата природного газу в котельні	тис.м ³ / год	5,03	3,45	1,67
18	$(b_T^{відп})_{газ}$	Питома витрата природного газу на відпущену від котельні теплову енергію	м ³ /ГДж	33,27		
19	$(b_T^{відп})_{у.п}$	Питома витрата умовного палива на відпущену від котельні теплову енергію	кг у.п /ГДж	38,26		
20	ΣW_{BK}	Сумарна встановлена потужність споживачів електроенергії котельні	кВт	300		
21	$e_{e/e}^{доб}$	Середньодобова питома витрата електроенергії на відпуск теплоти від котельні	кВт/МВт	4,32		
22	$C_{Палив}$	Вартість природного газу	грн./ тис. м ³	8000	8000	8000
23	$C_{E/E}$	Вартість електроенергії	грн./ кВт.год	3,2	3,2	3,2
24	C_Q	Собівартість теплоти, що відпущена від котельні	Грн./ГДж	308,03		

2.5. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ КОТЕЛЬНІ З ВОДОГРІЙНИМИ КОТЛАМИ

2.5.1. Вибір водогрійних котлів

У відповідності до рекомендацій та розрахунків до встановлення приймаємо 3 котли (1 резервний). Визначену інформацію по водогрійним котлам наводжу в таблиці 2.35.

Таблиця 2.35

№ п.п	Ум. позн.	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення
1	2	3	4	5	6
1	Тип ВК	Типорозмір водогрійного котла		За інформаційними листами заводів виробників	КВ-ГМ-20
2	$Q_{BK.НОМ}$	Номінальна теплова потужність котла	МВт(т)	З паспорта котла	23,26
3	$G_{BK.НОМ}$	Номінальна витрата води на котел	т/год	«--»	247

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-------	------	-------------	--------	------

4	$V_{\text{ВК.НОМ}}$	Номінальна витрата природного газу на котел	тис. м ³ /год	«--»	2,53
5	$\Delta p'_{\text{ВК.НОМ}}$	Номінальний гідравлічний опір котла	атм	«--»	2,5
6	$\Delta p''_{\text{ВК.НОМ}}$	Номінальний аеродинамічний опір котла	мм.вд.ст	«--»	57
7	$t'_{\text{ВК.НОМ}}$	Номінальна температура води на вході в котел	°С	«--»	70
8	$t''_{\text{ВК.НОМ}}$	Номінальна температура води на виході з котла	°С	«--»	150
9	$\eta_{\text{ВК.НОМ}}$	Номінальний ККД котла	од.	«--»	0,925

2.5.2. Вибір рециркуляційних насосів

2.5.2.1. Здійснюю вибір типорозміру насосів рециркуляції, його номінальної подачі – $Q_{\text{нас.реци}}^{\text{НОМ}}$, м³/год, та напору – $H_{\text{нас.реци}}^{\text{НОМ}}$, м вд.ст, на базі визначених максимальних значень (в режимі ТЗ) пропуску води через трубопровід рециркуляції – $G_{\text{РЕЦ}}=128$ т/год, та опору трубопровідної системи рециркуляції – $\Delta H_{\text{РЕЦ}}$.

2.5.2.2. Визначаю число робочих рециркуляційних насосів – $N_{\text{нас.реци}}^{\text{роб}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.реци}}^{\text{роб}} = G_{\text{РЕЦ}}^{\text{ТЗ}} / Q_{\text{нас.реци}}^{\text{НОМ}} = 128/130 = 0,96$$

*) Примітка.

Одержане число насосів потрібно округлити до більшого цілого значення.

2.5.2.3. Визначаю число встановлених насосів рециркуляції з урахуванням одного резервного – $N_{\text{нас.реци}}^{\text{вст}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.реци}}^{\text{вст}} = N_{\text{нас.реци}}^{\text{роб}} + 1 = 1 + 1 = 2$$

2.5.2.4. Блок параметрів по насосам рециркуляції наводжу в табл. 2.36.

Таблиця 2.36

Характеристика насосів рециркуляції

№п.п	Ум. позн.	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення для режимів		
					МЗ	ТЗ	Л
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ТИП НАСОСА	Типорозмір насоса рециркуляції	---	З інформаційного листа заводу-виробника	NBE 65-125/141 A-F-A-BAQE		NKG 50-32-125.1/140 A1-F-A-E-NAQK
2	$Q_{\text{н. реци}}^{\text{НОМ}}$	Номінальна подача насоса	м ³ /год	З паспорта насоса	130		23
3	$H_{\text{н. реци}}^{\text{НОМ}}$	Номінальний напір насоса	м.вд.ст..	“ – “	20		20
4	$N_{\text{н. реци}}^{\text{НОМ}}$	Номінальна потужність насоса	кВт(е)	“ – “	11		2,2
5	$\eta_{\text{н. реци}}^{\text{НОМ}}$	Номінальний ККД насоса	од.	“ – “	0,82		0,68

2.5.3. Вибір циркуляційних насосів теплової мережі (мережних насосів).

Передбачаємо до встановлення як мережних насосів відцентрові насоси типу Д.

2.5.3.1. Здійснюю вибір типорозміру мережних насосів, його номінальної подачі – $Q_{\text{нас.мер}}^{\text{ном}}$, м³/год, та напору – $H_{\text{нас.мер}}^{\text{ном}}$, м в.д.ст, на базі визначених максимальних значень (в режимі ТЗ) витрати води через трубопровідну систему “Котельня – Тепломережа” – $G_1=354$ т/год, та опору трубопровідної системи – $\Delta H_{\text{мер}}$ та статичного напору тепломережі. Число робочих мережних насосів – $N_{\text{нас.мер}}^{\text{роб}}$, шт, становить — 1.

2.5.3.2. Визначаю число встановлених насосів рециркуляції з урахуванням одного резервного – $N_{\text{нас.мер}}^{\text{вст}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.мер}}^{\text{вст}} = N_{\text{нас.мер}}^{\text{роб}} + 1 = 1 + 1 = 2$$

2.5.3.3. Блок параметрів по мережним насосам наводжу в табл. 2.37.

Таблиця 2.37

Характеристика мережних насосів.

№п.п	Ум. позн.	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення для режимів		
					МЗ	ТЗ	Л
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ТИП НАСОСА	Типорозмір мережного насоса	---	З інформаційного листа заводу-виробника	NB 150-400/438 A-F-A-BAQE		NKGE 65-40-250/255 A2-F-A-E-NAQK
2	$Q_{\text{нас.мер}}^{\text{ном}}$	Номінальна подача насоса	м ³ /Год	З паспорта насоса	360		45
3	$H_{\text{нас.мер}}^{\text{ном}}$	Номінальний напір насоса	м.в.д.ст..	“ – “	55		55
4	$N_{\text{нас. мер}}^{\text{ном}}$	Номінальна потужність насоса	кВт(е)	“ – “	90		18,5
5	$\eta_{\text{нас. мер}}^{\text{ном}}$	Номінальний ККД насоса	од.	“ – “	0,86		85,6

2.5.4. Вибір внутрішньо-котельних насосів

5.4.1. Вибір насосів сирі води

2.5.4.1.1. Здійснюю вибір типорозміру насосів сирі води, його номінальної подачі – $Q_{\text{нас.с.в}}^{\text{ном}}$, м³/год, та напору – $H_{\text{нас.с.в}}^{\text{ном}}$, м в.д.ст, на базі визначених значень витрати води для підживлення – $G_{\text{с.в}}=16,67$ т/год, та опору трубопровідної системи – ΔH .

2.5.4.1.2. Визначаю число робочих насосів сирі води – $N_{\text{нас.с.в}}^{\text{роб}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.с.в.}}^{\text{роб}} = G_{\text{с.в.}} / Q_{\text{нас.с.в}}^{\text{ном}} = 16,67 / 17 = 0,99$$

*) Примітка.

Одержане число насосів потрібно округлити до більшого цілого значення Число робочих насосів – $N_{\text{нас.с.в.}}^{\text{роб}}$, шт, становить — 1.

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КР 000.144.008.006.2022.ПЗ				

2.5.4.1.3. Визначаю число встановлених насосів з урахуванням одного резервного – $N_{\text{нас.с.в}}^{\text{вст}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.с.в}}^{\text{вст}} = N_{\text{нас.с.в}}^{\text{роб}} + 1 = 1 + 1 = 2$$

2.5.4.1.4. Блок параметрів по насосам сирі води наводжу в табл. 2.38.

Таблиця 2.38

Характеристика насосів сирі води

№п.п	Ум. позн.	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення для режимів		
					МЗ	ТЗ	Л
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ТИП НАСОСА	Типорозмір насоса	---	З інформаційного листа заводу-виробника	NKGE 50-32-160.1/172 A1-F-A-E-BAQE		
2	$Q_{\text{нас.св}}^{\text{ном}}$	Номінальна подача насоса	м ³ /ГОД	З паспорта насоса	17		
3	$H_{\text{нас.св}}^{\text{ном}}$	Номінальний напір насоса	м.вд.ст..	“ – “	35		
4	$N_{\text{нас.св}}^{\text{ном}}$	Номінальна потужність насоса	кВт(е)	“ – “	2,2		
5	$\eta_{\text{нас.св}}^{\text{ном}}$	Номінальний ККД насоса	од.	“ – “	0,54		

2.5.4.2. Вибір підживлювальних насосів

2.5.4.2.1. Здійснюю вибір типорозміру насосу, його номінальної подачі – $Q_{\text{нас.під}}^{\text{ном}}$, м³/ГОД, та напору – $H_{\text{нас.під}}^{\text{ном}}$, м вд.ст, на базі визначених значень витрати води для підживлення – $G_{\text{під}}=15$ т/год, опору трубопровідної системи – ΔH (не вище 40 м.вд.ст.) та статичного напору.

2.5.4.2.2. Визначаю число робочих насосів – $N_{\text{нас.під}}^{\text{роб}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.під}}^{\text{роб}} = G_{\text{під}} / Q_{\text{нас.під}}^{\text{ном}} = 15/17=0,97$$

*) Примітка.

Одержане число насосів потрібно округлити до більшого цілого значення Число робочих насосів – $N_{\text{нас.під}}^{\text{роб}}$, шт, становить — 1.

2.5.4.2.3. Визначаю число встановлених насосів рециркуляції з урахуванням одного резервного – $N_{\text{нас.під}}^{\text{вст}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.під}}^{\text{вст}} = N_{\text{нас.під}}^{\text{роб}} + 1 = 1 + 1 = 2$$

2.5.4.2.4. Блок параметрів по насосам наводжу в табл. 2.39.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Характеристика підживлювальних насосів

№п.п	Ум. позн.	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення для режимів		
					МЗ	ТЗ	Л
1	ТИП НАСО-СА	Типорозмір насоса	---	3 інф. листа заводу-виробника	NKGE 50-32-160.1/172 A1-F-A-E-BAQE		
2	$Q_{\text{нас. під}}^{\text{ном}}$	Номінальна подача насоса	м ³ /год	3 паспорта насоса	17		
3	$H_{\text{нас. під}}^{\text{ном}}$	Номінальний напір насоса	м.вд.ст..	“ _ “	35		
4	$N_{\text{нас. під}}^{\text{ном}}$	Номінальна потужність насоса	кВт(е)	“ _ “	2,2		
5	$\eta_{\text{нас. під}}^{\text{ном}}$	Номінальний ККД насоса	од.	“ _ “	0,54		

2.5.4.3. Вибір насосів технологічної води

2.5.4.3.1. Здійснюю вибір типорозміру насосу, його номінальної подачі – $Q_{\text{нас.тех}}^{\text{ном}}$, м³/год, та напору – $H_{\text{нас.тех}}^{\text{ном}}$, м вд.ст, на базі визначених значень витрати води для потреб промислового підприємства – $G_{\text{тех}}=114$ т/год та опору трубопровідної системи – ΔH .

5.4.3.2. Визначаю число робочих насосів технологічної води – $N_{\text{нас.тех}}^{\text{роб}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.тех.}}^{\text{роб}} = G_{\text{тех}} / Q_{\text{нас.тех}}^{\text{ном}} = 114/115 = 0,97 \quad *)$$

*) Примітка.

Одержане число насосів потрібно округлити до більшого цілого значення Число робочих насосів – $N_{\text{нас.тех.}}^{\text{роб}}$, шт, становить — 1.

2.5.4.3.3. Визначаю число встановлених насосів з урахуванням одного резервного – $N_{\text{нас.с.в}}^{\text{вст}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.тех.}}^{\text{вст}} = N_{\text{нас.с.в}}^{\text{роб}} + 1 = 1 + 1 = 2$$

2.5.4.3.4. Блок параметрів по насосам технологічної води наводжу в табл. 2.40.

Таблиця 2.40

Характеристика насосів технологічної води

№п.п	Ум. позн.	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення в		
					МЗ	ТЗ	Л
1	ТИП НАСО-СА	Типорозмір насоса	---	3 інф.листа заводу-виробника	NB 50-160/165 D-F-A-BAQE		
2	$Q_{\text{нас.тех}}^{\text{ном}}$	Номінальна подача насоса	м ³ /год	3 паспорта насоса	115		
3	$H_{\text{нас.тех}}^{\text{ном}}$	Номінальний напір насоса	м.вд.ст..	“ _ “	45		
4	$N_{\text{нас.тех}}^{\text{ном}}$	Номінальна потужність насоса	кВт(е)	“ _ “	22		
5	$\eta_{\text{нас.тех}}^{\text{ном}}$	Номінальний ККД насоса	од.	“ _ “	0,8		

2.5.4.4. Вибір насосів хімоочищеної води

2.5.4.4.1. Здійснюю вибір типорозміру насосу, його номінальної подачі – $Q_{\text{нас.хов}}^{\text{ном}}$, м³/год, та напору – $H_{\text{нас.хов}}^{\text{ном}}$, м в.д.ст, на базі визначених значень витрати хімоочищеної води для підживлення – $G_{\text{хов}}=15,15$ т/год, та опору трубопровідної системи – ΔH .

2.5.4.4.2. Визначаю число робочих насосів сирі води – $N_{\text{нас.хов}}^{\text{роб}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.с.в.}}^{\text{роб}} = G_{\text{хов}} / Q_{\text{нас.рец}}^{\text{ном}} = 15,15/17=0,98$$

*) Примітка.

Одержане число насосів потрібно округлити до більшого цілого значення Число робочих мережних насосів – $N_{\text{нас.с.в.}}^{\text{роб}}$, шт, становить — 1.

2.5.4.4.3. Визначаю число встановлених насосів з урахуванням одного резервного – $N_{\text{нас.с.в.}}^{\text{вст}}$, шт, за формулою:

$$N_{\text{нас.с.в.}}^{\text{вст}} = N_{\text{нас.с.в.}}^{\text{роб}} + 1=1+1=2$$

2.5.4.4.4. Блок параметрів по насосам сирі води наводжу в табл. 2.41.

Таблиця 2.41

Характеристика насосів хімоочищеної води

№п.п	Ум. позн.	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення для режимів		
					МЗ	ТЗ	Л
1	ТИП НАСОСА	Типорозмір насоса	---	З інформаційного листа заводу-виробника	NKGE 50-32-160.1/172 A1-F-A-E-BAQE		
2	$Q_{\text{нас.хов}}^{\text{ном}}$	Номінальна подача насоса	м ³ /год	З паспорта насоса	17		
3	$H_{\text{нас.хов}}^{\text{ном}}$	Номінальний напір насоса	м.в.д.ст..	“ – “	35		
4	$N_{\text{нас.хов}}^{\text{ном}}$	Номінальна потужність насоса	кВт(е)	“ – “	2,2		
5	$\eta_{\text{нас.хов}}^{\text{ном}}$	Номінальний ККД насоса	од.	“ – “	0,54		

2.5.5. Вибір деаераторів водогрійної котельні

Загальноприйнятим рішенням для водогрійних котельних є встановлення для деаерації води не менше двох деаераторів вакуумного типу з охолодником випару для кожного. До встановлення обираємо 2 деаератори ДВ-15. Блок параметрів наводжу в таблиці 2.42.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

Характеристика деаераторів водогрійної котельні

№ п.п	Назва параметра	Один. вим.	Метод визначення	Значення
1	3	4	5	6
1	Типорозмір деаератора		За інформаційними листами заводів виробників	ДВ-15
2	Номінальна продуктивність	т/год	«--»	5
3	Діапазон продуктивності	т/год	«--»	4,5...18
4	Температура деаерованої води	°С	«--»	40...80
5	Температура теплоносія	°С	«--»	70...180
6	Тип охолодника випару		«--»	ОВВ-2
7	Тиск робочий абсолютний	МПа	«--»	0,0075...0,05
8	Тип ежектора		«--»	ЕВ-10

2.5.6. Вибір підігрівників

Вибір типорозміру підігрівників сирі води (ПСВ), хімоочищеної води (ПХВ), технологічної води (ПТВ) здійснюється за визначеною в проекті їх тепловою потужністю та переліком стандартних типорозмірів вказаних підігрівників за методикою, сформованою в курсі “Теплотехнологічні процеси та установки”.

2.5.6.1. Підігрівник сирі води

2.5.6.1.1. Теплове навантаження підігрівника сирі води $Q_{\text{ПСВ}}=0,19$ МВт;

2.5.6.1.2. Обчислюємо наявний температурний перепад:

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{г}} / \Delta t_{\text{м}}) = (150 - 70) / \ln(150 / 70) = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.5.6.1.3. Визначаємо необхідну поверхню теплообміну:

$$F = Q_{\text{ПСВ}} / \Delta t \cdot K = 130000 / 105 \cdot 2500 = 0,495 \text{ м}^2$$

K — коефіцієнт теплопередачі.

З переліку стандартних типорозмірів підігрівників обираємо секційний підігрівник ПВ-76х2. Площа поверхні теплообміну однієї секції — $F=0,65 \text{ м}^2$, довжина трубки — 2 м, загальна кількість труб — 7.

2.5.6.2. Підігрівник хімоочищеної води

2.5.6.2.1. Теплове навантаження підігрівника хімоочищеної води $Q_{\text{ПХВ}}=0,41$ МВт;

2.5.6.2.2. Обчислюємо наявний температурний перепад:

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{г}} / \Delta t_{\text{м}}) = (95 - 55) / \ln(95 / 55) = 73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.5.6.2.3. Визначаємо необхідну поверхню теплообміну:

$$F = Q_{\text{ХОВ}} / \Delta t \cdot K = 410000 / 73 \cdot 2500 = 2,3 \text{ м}^2$$

K — коефіцієнт теплопередачі.

З переліку стандартних типорозмірів підігрівників обираємо секційний підігрівник ПВ-114-4. Площа поверхні теплообміну однієї секції — $F=3,58 \text{ м}^2$, довжина трубки — 4 м, загальна кількість труб — 19, кількість секцій — 1.

2.5.6.3. Підігрівник технологічної води

2.5.6.3.1. Теплове навантаження підігрівника технологічної води $Q_{\text{тех}}=12$ МВт;

2.5.6.3.2. Обчислюємо наявний температурний перепад:

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}) = (60 - 55) / \ln(60 / 55) = 57,46^{\circ}\text{C}$$

2.5.6.3.3. Визначаємо необхідну поверхню теплообміну:

$$F = Q_{\text{тех}} / \Delta t \cdot K = 120000 / 57,46 \cdot 2500 = 8,5 \text{ м}^2$$

K — коефіцієнт теплопередачі.

З переліку стандартних типорозмірів підігрівників обираємо секційний підігрівник ПВ-219-4. Площа поверхні теплообміну однієї секції — $F=11,5 \text{ м}^2$, довжина трубки — 2 м, загальна кількість труб — 61, кількість секцій — 1.

2.5.7. Вибір вентиляторів (В) та димососів (Д) для водогрійних котлів

Вибір В та Д здійснюється у відповідності до технічних умов (ТУ) заводу-виробника водогрійних котлів на комплект поставки котла.

Таблиця 2.43

Рекомендоване тягодуттьове обладнання

№ п/п	Найменування	Димосос	Вентилятор
1	Тип обладнання	ДН-17І	ВДН-12,5у
2	Потужність, кВт	55	30
3	Частота обертання, об/хв	750	1000

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. Охорона праці

В даному дипломному проекті 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 (15м^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 обміщується гранично допустимими концентраціями (ГДК).

CH_4 (300 мг/м^3 , клас небезпечності IV), CO (20 мг/м^3 , клас небезпечності IV), CO_2 (ГДК 9000 мг/м^3 , клас небезпечності IV), сполуки азоту (ГДК 5 мг/м^3 , 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.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ			
Зм.	Ар-	№ докум.	Підпис	Дата	Проект системи теплопостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми	Літера	Аркуш	Аркушів
Розробив		Грищенко В.С.						
Перевірів		Бойко В.О.						
Н. Контр.								
Затвердив		Петренко В.П.						
						ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		

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.

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 розприскувачем);
- пожежний інвентар:
 - відра, кошма, лопати;
 - вогнегасники(ОВП-10-2 шт.; ОУ-2шт.);
 - ящики з піском.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. Тепловий комфорт та енергозбереження

Для відчуття теплового комфорту в приміщенні взимку недостатньо лише досягти показника середньої температури. Є чимало чинників, які впливають на тепловий комфорт, але окрім них важливим фактором є організація схеми опалення та вентиляції, яка має суттєві відмінності для звичайних, старих та енергомодернізованих приміщень із покращеною теплоізоляцією.

Теплова модернізація (утеплення) будівель, які після проведення даних робіт відповідають вимогам до новобудов згідно з Положенням про енергозбереження під час будівництва та експлуатації приміщень (EnEV), значно зменшує загальне енергоспоживання, але додає певних викликів. В приміщенні виникають нові умови щодо надходження теплових потоків, розподілення теплого повітря по об'єму та умови для надходження свіжого повітря від системи вентиляції, змінюється схема видалення надлишків CO₂ тощо. Загальна картина та механізми досягнення теплового комфорту у старих та тепломодернізованих будівлях суттєво відрізняються. Хоча тепловий комфорт зазвичай покращується разом зі збільшенням теплоізоляції будівлі, це не означає, що в енергомодернізованих будинках досягнення найкращих умов для перебування людини в опалювальний період досягається без проблем. На деякі особливості варто звернути увагу.

4.1. Тепловий комфорт: головні чинники

Люди мають власну систему терморегуляції. За звичайних умов помірного фізичного навантаження кожна людина в приміщенні в середньому виділяє приблизно 100 Вт тепла. Більшість людей почувають себе комфортно в приміщенні з помірною температурою (приблизно 20-22°C), де підтримується оптимальний рівень вологості та існує певний рівень швидкості переміщення повітря, яке допомагає відводити надлишкове тепло від людини конвекцією, тепловим випромінюванням та охолодженням випаровуванням рідини (спітнінням).

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Ар-</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проект системи теплопостачання житлово-промислового району №5 в м. Суми</i>	<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		Грищенко В.С.						
<i>Перевіриє</i>		Бойко В.О.						
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затвердив</i>		Петренко В.П.						
						ТЕ-4-5 кафедра ТЕХТ НУХТ		

Кожна людина має певні індивідуальні особливості, тому тепловий комфорт є на загальній статистичній основі показником. Стандарт EN ISO 7730 використовує для оцінки теплового комфорту значення PMV (Predicted Mean Vote – очікувана оцінка ступеню комфортності), що прийнятна для більшості людей, які перебувають в даному приміщенні. Також існує показник PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied, тобто очікуваний відсоток незадоволених комфортом). Обидва показники PMV чи PPD є індикаторами теплового комфорту для людини в приміщенні, на який впливають:

- температура повітря;
- швидкість кондиціонування повітря та наявність (відчуття) протягів;
- кратність повітрообміну та рівень CO₂;
- температура огороджувальних поверхонь та асиметрія теплового випромінювання;
- розподіл температур (тепловий градієнт) по вертикалі (по висоті місцезнаходження людини);
- вологість повітря (умови випаровування вологи та охолодження самої людини спітнінням).

Відчуття теплового комфорту є інтегрованим та узагальненим показником, тому досягнення оптимального значення якогось одного показника (наприклад, температури) не означає, що в такому приміщенні дійсно досягнуто комфортного мікроклімату.

Щодо температури, то дані експериментів для визначення комфортного рівня температури, що «відчувається» в приміщеннях різного призначення ($\pm 2^{\circ}\text{C}$):

- гостьова кімната: 20-22 $^{\circ}\text{C}$;
- спальня: 16-18 $^{\circ}\text{C}$;
- ванна кімната: 24-26 $^{\circ}\text{C}$.

Приміщення вважається комфортним, якщо різниця між температурою поверхонь стін та температурою повітря в кімнаті менша за 4 $^{\circ}\text{C}$, температури різних поверхонь в кімнаті («асиметрія випромінювання») менша за 5 $^{\circ}\text{C}$ та різниця температури повітря на рівні ніг й голови є меншою за 3 $^{\circ}\text{C}$.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2. Вплив теплової модернізації

Виконання капітальних ремонтних робіт зазвичай охоплює заміну елементів старих систем опалення або навіть принципову заміну старої системи на нову – наприклад, облаштування замість старої системи опалення з високотемпературними радіаторами нової системи з підлоговим опаленням чи комбінованого варіанту. Якщо ремонтні роботи супроводжуються тепловою модернізацією (утепленням) зовнішніх оболонок будівлі, то це точно призведе до суттєвого зменшення загального енергоспоживання та полегшить досягнення теплового комфорту (рис. 4.1).

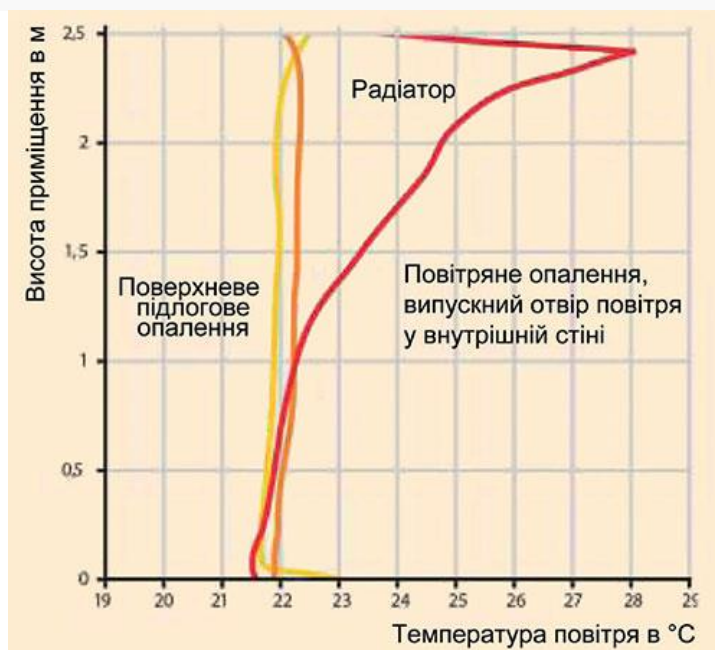


Рис. 4.1. Вертикальна зміна температури повітря у тепломодернізованому будинку в зонах перебування людей для різних опалювальних систем

Але зменшення енергоспоживання чи заміна радіаторного опалення на підлогове саме по собі не гарантує появу теплового комфорту. В приміщенні перш за все змінюється вся тепла картина та викликаних цим потоків повітря, швидкість яких формує відчуття протягів. Відповідно до стандарту DIN EN ISO 7730 на ризик утворення протягів мають одночасний вплив фактори швидкості кондиціонування повітря, температури повітря та рівня турбулентності повітря. На рис. 4.2 показано приклад для лише одного з факторів теплового комфорту – появи протягів – в залежності від ступеня турбулентності при кондиціонуванні повітря.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Оцінка та визначення методів досягнення теплового комфорту приміщення можлива лише за цілісного аналізу застосованої технології будівництва, параметрів та методів впровадженої теплової модернізації та установки вимірювальних систем та регулювальних приладів. Звичайно, завдяки збільшенню теплоізоляції покращується тепловий комфорт, але за рекомендованої кімнатної температури вирішальними критеріями теплового комфорту стають асиметрія випромінювання та ризик появи протягів.

Майже герметична конструкція енергозощаджуючих будинків (в тому числі внаслідок енергозберігаючих вікон) вимагає застосування систем контрольованої примусової вентиляції. На відміну старим будинкам, в яких доволі велика частка повітрообміну забезпечувалася шляхом припливу та видалення повітря через щілини у негерметичних вікнах та дверях, в енергозощаджуючих будівлях (ЕЗБ) показники хімічного складу повітря досягаються іншими механізмами. І усунення ризику появи протягів відіграє для досягнення теплового комфорту важливу роль.

4.3. Асиметрія теплового випромінювання

Як відомо, тепло передається в приміщення за допомогою теплового випромінювання (теплової радіації), від конвекції (перемішування теплого повітря) та прямої теплопередачі.

Теплове випромінювання від поверхні нагрівальних пристроїв (радіаторів чи від теплих стін й підлоги) та від всіх інших поверхонь – через вікна та інші стіни – раніше відігравала значну роль, а її асиметрія є значним чинником у формуванні теплового комфорту.

Однак в нинішніх енергозберігаючих будинках через вищі температури внутрішніх поверхонь з боку зовнішніх стін асиметрія випромінювання (рис. 4.3) відіграє другорядне значення. Це стосується також приміщень з декількома зовнішніми стінами та кімнат із значною площею вікон.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.4.Ризик появи протягів

У енергоощадних будівлях (нових чи тепло модернізованих) ризик появи протягів (рис. 4.4) обмежується здебільшого тільки інтенсивністю спадного потоку кімнатного повітря, що обумовлений більш холодною поверхнею вікон. Проте сучасні енергозберігаючі вікна мають дуже високі показники спротиву теплопередачі, тому поява спадних потоків може бути викликана постановкою фурнітури в режим щільного провітрювання або пошкодженням віконних ущільнювачів.

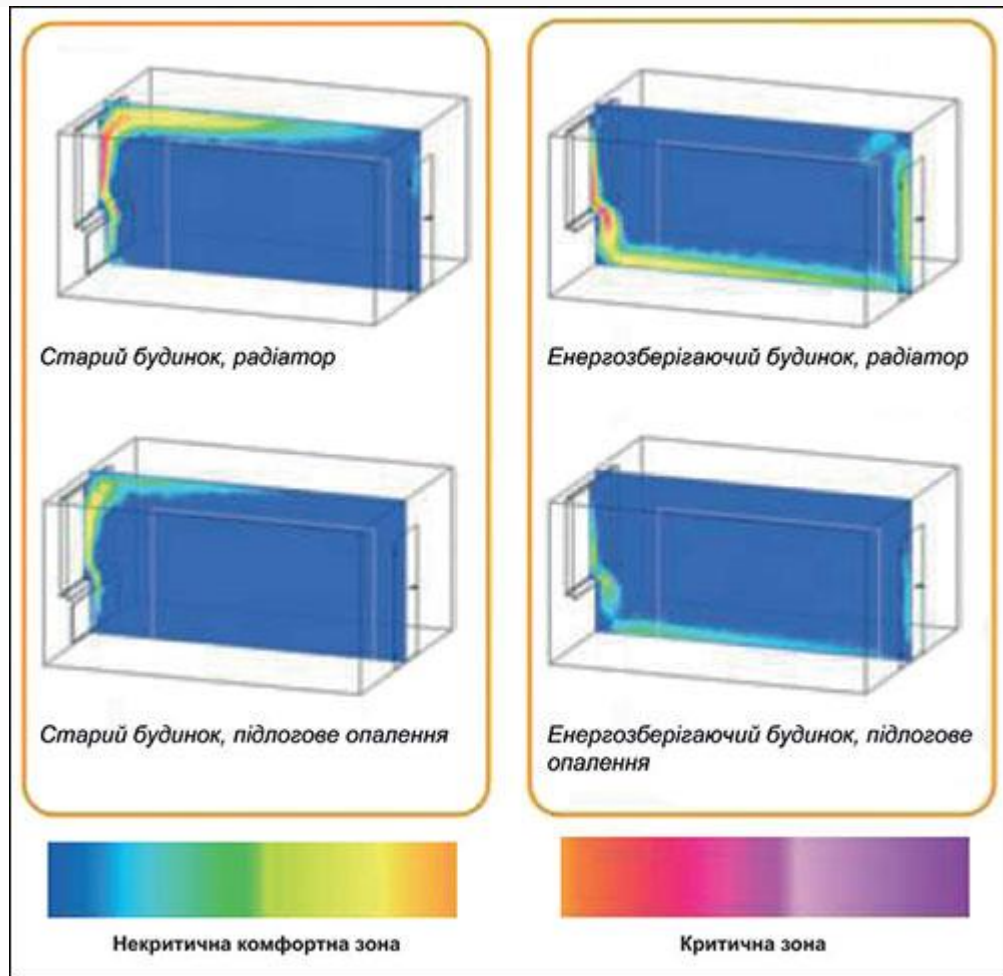


Рис. 4.4. Теплове поле та ризики появи протягів

Але існуючий ризик протягів суттєво знижується, якщо розміщувати радіатор разом з приладом регулювання кімнатної температури під вікном. Тоді в робочій області більше не виникає серйозних протягів чи в енергоощадному, чи навіть у старому будинку.

4.5.Формування теплового поля

Розташування поверхонь нагрівання суттєво впливає на формування теплового поля всередині приміщення, які в свою чергу змінюють всю картину повітряних потоків. Це стосується в більшій мірі енергоощаджуючих будинків (ЕЗБ), зважаючи

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

на те, що потужність опалювальних пристроїв в ЕЗБ є суттєво меншою, отже зменшується й частка тепла від випромінювання.

Загальноприйняте до цього часу розташування поверхонь нагрівання (радіатор під вікном та / або поверхневе підлогове опалення з найбільшою температурою біля вікна) в першу чергу було пов'язане з компенсацією небажаних умов випромінювання та нейтралізацією спадного потоку холодного повітря від вікна. Отже, в ЕЗБ нагальної потреби в цьому вже немає, оскільки на внутрішній стороні зовнішньої стіни або біля вікна спостерігаються значно вищі поверхневі температури.

Проте теплове поле, яке формують нагрівальні пристрої в ЕЗБ, суттєво впливає на загальний тепловий комфорт, також треба враховувати, як саме формується це теплове поле (див. рис. 4.5). Наприклад, розміщення високих меблів біля нагрівальної стіни (на певній відстані від неї) зменшить частку тепла, що потрапляє в приміщення від прямого випромінювання, але водночас це сформує умови для конвекційного руху теплого повітря вздовж стіни знизу вверх та направить велику кількість теплого повітря наверх, під стелю. Це, в свою чергу, змінить умови вентиляції, вплине на появу протягів та на швидкість повітряних потоків, тобто комплексно змінить умови досягнення теплового комфорту в приміщенні.

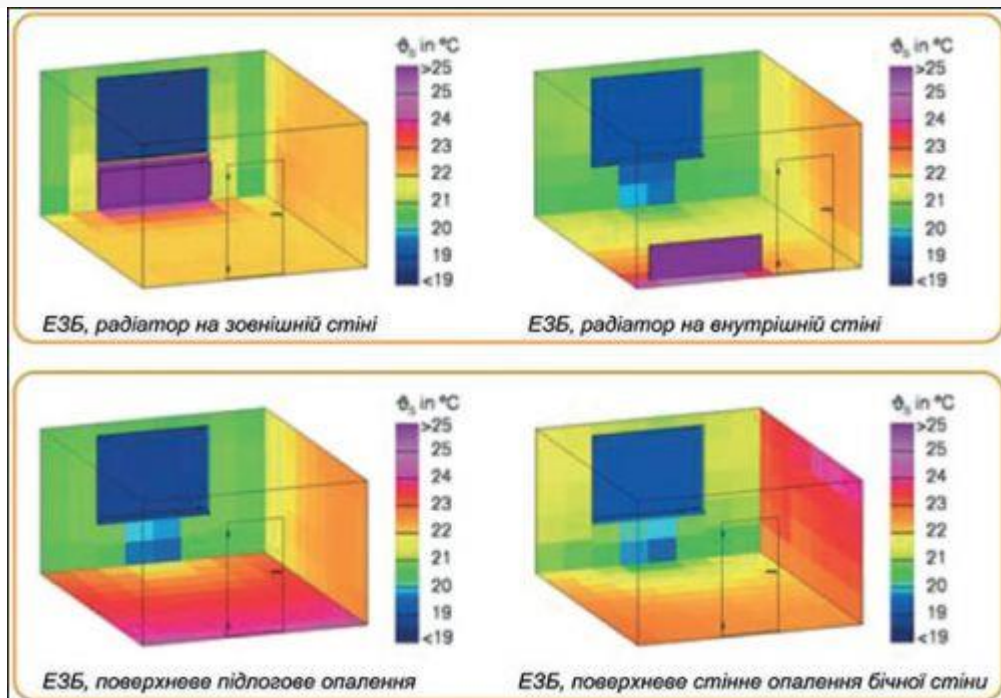


Рис. 4.5. Поверхневі температури та формування теплового поля в енергозберігаючому будинку (ЕЗБ)

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У разі розміщення поверхонь нагрівання на бічних або внутрішніх стінах необхідно враховувати фактичну асиметрію випромінювання як поблизу вікна, так і в зоні верхньої нагрівання. Хоча в ЕЗБ загалом прямий вплив асиметрії на формування теплового комфорту випромінювання визнається незначним, що залежить від розташування поверхонь нагрівання, проте є ризик виникнення протягів, особливо при застосуванні вентиляційних отворів на зовнішній стіні.

Хоча в ЕЗБ використовують виключно енергозберігаючі вікна, площа засклення все одно відіграє значну роль у формуванні загального теплового поля в приміщенні. На рис. 4.6 показано два тепловізійні приклади – із «загальноприйнятною» площею вікна близько 30% та при суцільно заскленою зовнішньою стіною (100%). Безумовно, велика площа засклення, навіть якщо вікно має енергоощадні характеристики, що відповідають наявним стандартам енергозбереження, суттєво вплине на характер потоків повітря та умови вентиляції.

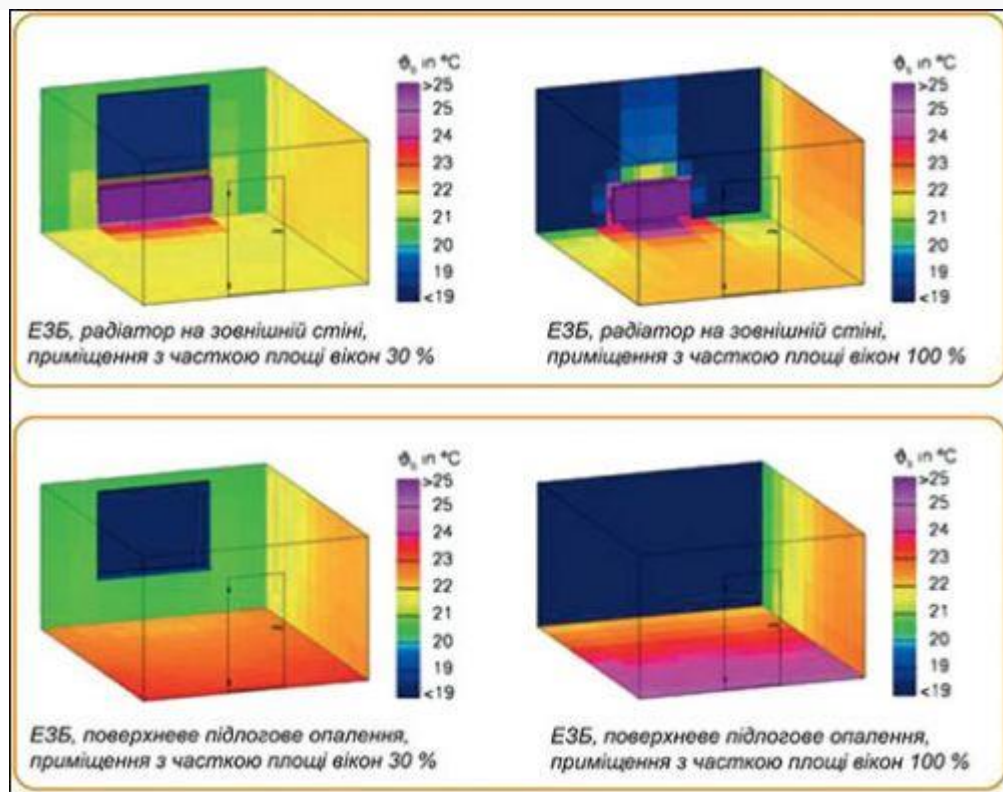


Рис. 4.6. Поверхневі температури залежно від площі засклення в енергозберігаючому будинку (ЕЗБ)

Проте за даними математичного моделювання у горизонтальній площині (0,6 м над підлогою) видно, що в енергозберігаючому будинку жодних критичних значень та температурного дискомфорту в межах робочої зони не спостерігається (див. рис. 4.7).

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

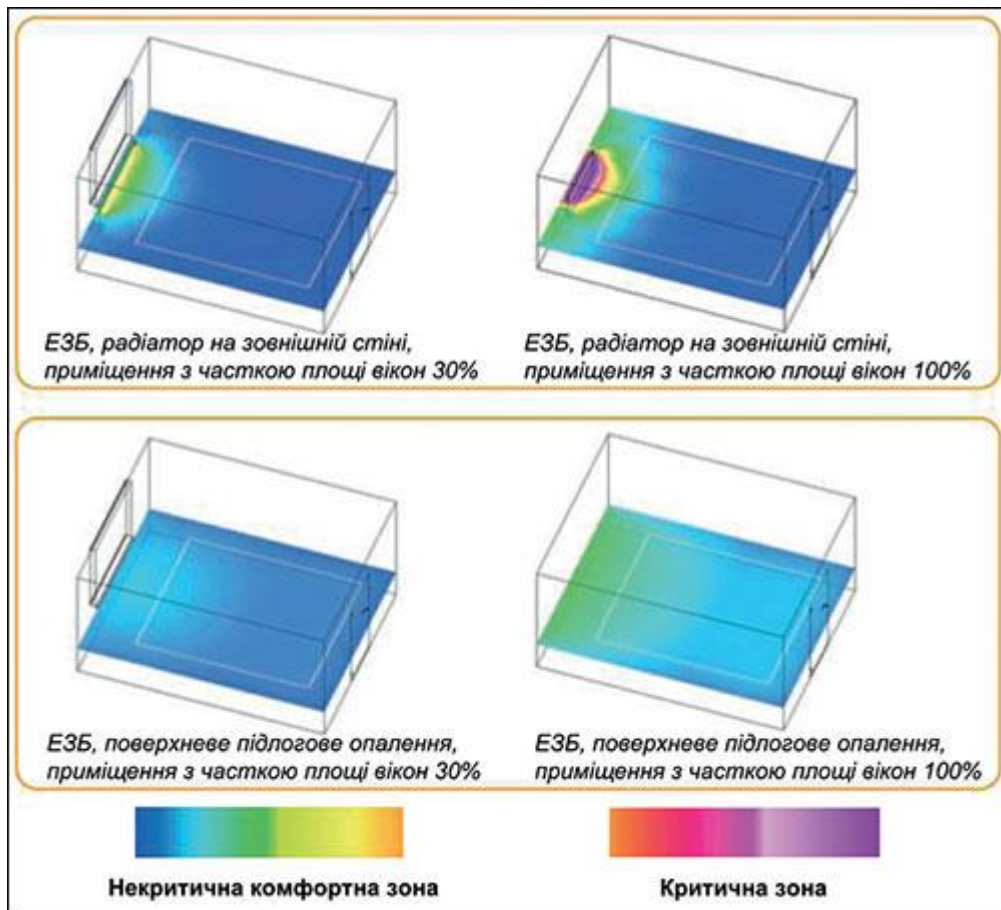


Рис. 4.7. Асиметрія випромінювання в ЕЗБ в залежності від площі засклення на висоті 0,6 м від поверхні підлоги

Це стосується також застлених стін (100% частка площі вікон) та інших зовнішніх стін. Порушення теплового комфорту через асиметрію випромінювання спостерігається в ЕЗБ біля вікна лише за використання радіатора на зовнішній стіні, чого немає за умов поверхневого підлогового опалення. Для якості теплового комфорту в залежності від частки площі вікон вирішальними є інші критерії комфорту, що стосуються повітрообміну та вентиляції.

4.6. Тепловий комфорт: вплив повітрообміну

На тепловий комфорт в приміщенні ЕЗБ має вирішальний вплив повітрообмін, а також схема вентиляції та опалення. Проте, зважаючи на достатню теплову ізолюваність ЕЗБ, тип встановленої опалювальної системи для досягнення теплового комфорту має менше значення.

Системи опалення в ЕЗБ різняться між собою насамперед відмінністю ризику появи протягів, тобто характером теплової компенсації холодного повітря, що потрапляє в приміщення ззовні.

Через розміщення вентиляційного каналу крізь зовнішню стіну під вікном, окрім холодного потоку повітря через нещільності у вікні, холодне повітря потрапляє в приміщення також безпосередньо біля радіатора. Тобто повітря одразу інтенсивно підігрівається, в результаті чого виникає посилена циркуляція повітря, яка істотно відчувається.

Завдяки розміщенню радіатора під вікном приплив холодного повітря відчувається менше. А от для підлогового опалення в разі відсутності регульованого та посиленого надходження тепла у контурі біля зовнішньої стіни з вікном, формується зона з відчутним тепловим дискомфортом та ризиком появи холодних протягів (див рис. 4.9).

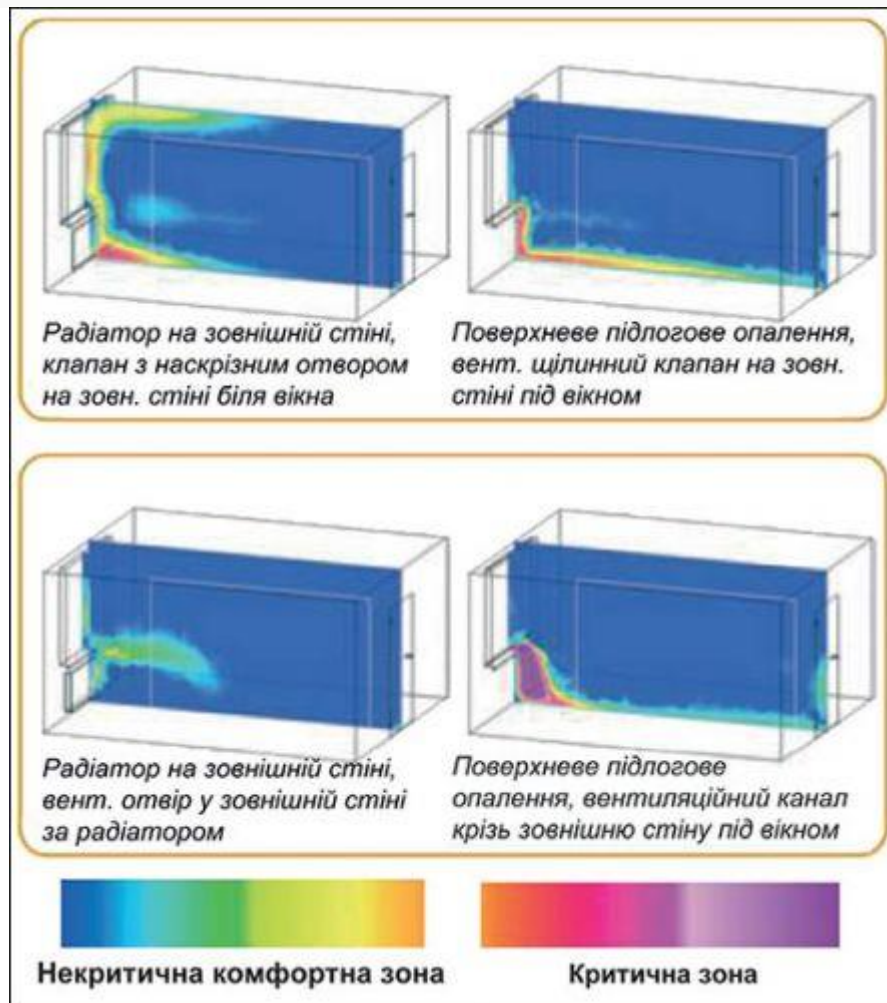


Рис. 4.9. Поверхнєве підлогове опалення, теплове поле при повітрообміні $n = 0,50 \text{ год}^{-1}$

Інша картина спостерігається, коли повітря підводиться до приміщення за допомогою припливно-витяжних вентиляційних систем.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.7. Тепловий комфорт: вплив витяжної вентиляційної системи

Системи витяжної вентиляції з вентиляційними отворами у зовнішній стіні – дуже поширена схема. У системах витяжної вентиляції повітря з сильно забруднених зон, таких як кухні, ванні кімнати та туалети, висмоктується за допомогою вентилятора та скеровується назовні.

У енергозберігаючих будівлях (ЕЗБ) з високою герметичністю зовнішньої оболонки, включно з світлопрозорими конструкціями, вентиляційні отвори у зовнішній стіні, призначені для потрапляння повітря зовні, перш за все мають встановлюватися у вітальні, спальні та дитячій кімнаті.

З точки зору теплового комфорту, необхідно зважати на ризик появи протягів через локальне проникнення потоків холодного повітря через вентиляційні отвори в зовнішній стіні. Інших критерії досягнення комфорту є зазвичай менш критичними, та вони є досяжними в більшості випадків.

Уникнення протягів значною мірою залежить від розташування вентиляційного отвору та принципу роботи у зовнішній стіні, а також від ступеня повітрообміну та меншою мірою від системи опалення приміщення. З погляду на ризик появи протягів розрізняють два конструктивних типи вентиляційних отворів у зовнішній стіні – простий та оптимізований.

Наприклад, адаптована до теплових умов швидкість потоку припливного повітря та відхилення потоку вуличного повітря, направлено всередину приміщення таким чином, щоб воно не утворювало сконцентрованого струменя, сприятиме досягненню теплового комфорту.

Ще одним способом розподілення потоку зовнішнього повітря, що направлений всередину будинку є так звана віконна вентиляція. Фурнітура забезпечує таке додаткове положення віконної ручки, при якому по контуру вікна між віконною рамою та стулкою вікна створюється щілина. Однак, повітрообмін, що відбувається за допомогою такої щілинної вентиляції, обмежується величиною приблизно $0,1 \text{ год}^{-1}$, що у 2,5-5 разів менше за рекомендовані санітарно-гігієнічні показники. Якщо використовувати виключно щілинну вентиляцію, існує небезпека утворення грибкової плісняви та підвищена концентрація CO_2 в повітрі приміщення, де постійно перебувають люди. З огляду на гарантоване забезпечення притоку свіжого повітря більш досконалою є система примусової припливно-витяжної вентиляції, типова схема

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

якої наведена на рис. 4.10. Проте її не можна вважати досконалою з точки зору енергозбереження.

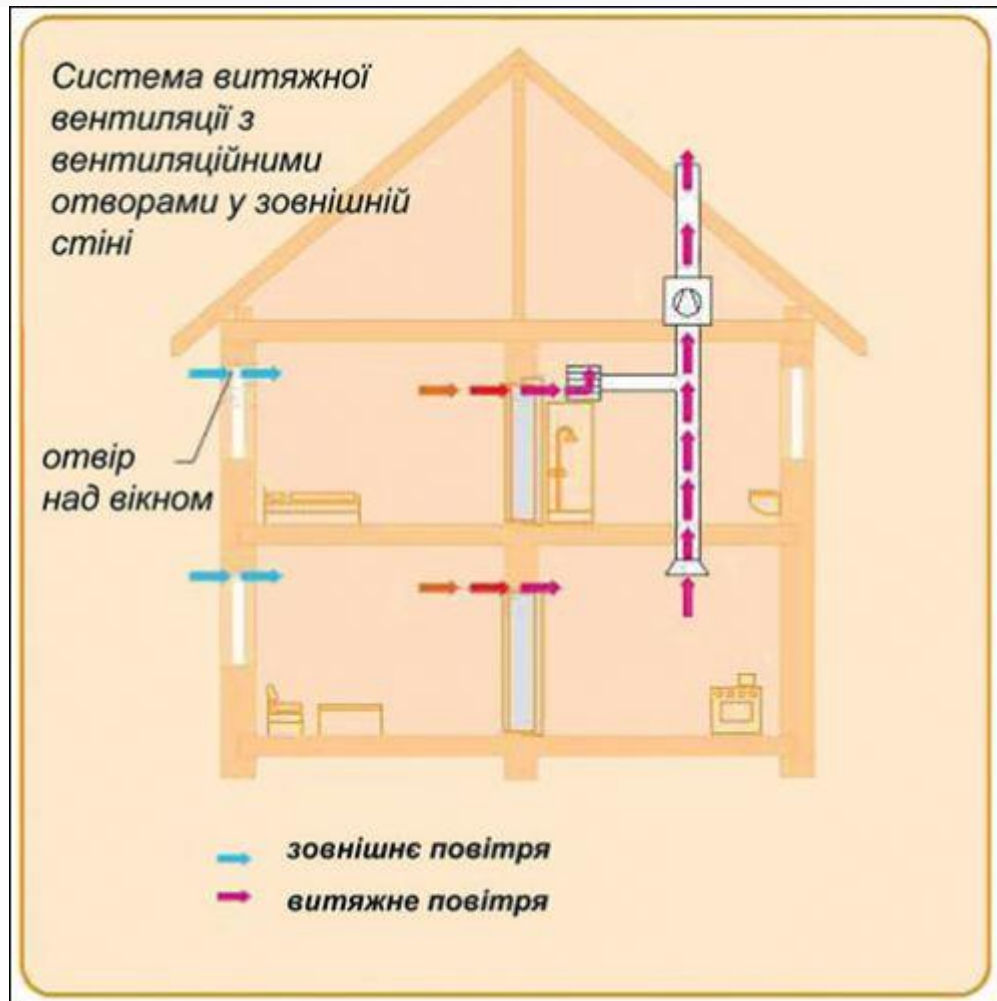


Рис. 4.10. Система витяжної вентиляції з вентиляційними отворами у зовнішній стіні

Зазвичай, припливний вентиляційний отвір встановлюється у зовнішній стіні. Розташовуватися він може в таких місцях: під, над або біля вікна; в поєднанні з нагрівальною поверхнею або в іншому місці на зовнішній стіні.

На досягнення теплового комфорту сприятливо впливають розташування таких отворів: під вікном; за радіатором; на межі зовнішньої стіни та підлогою (для поверхневого опалення). Для уникнення або зменшення ризику появи протягів потрібно безпечно облаштувати направлений потік повітря (наприклад, поворот потоку); добре змішування з кімнатним повітрям; покращене температурне регулювання (наприклад, зменшення припливного потоку за низької температури зовнішнього середовища) тощо. Ризик появи протягів зменшується зі скороченням відстані між поверхнею нагрівання та вентиляційним отвором в зовнішній стіні.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Іншим прикладом організації припливного повітря до приміщення є схема з організацією припливних отворів під вікном (див. рис. 4.11). Вона розрахована здебільшого на наявність радіаторного опалення. Припливне повітря проходить «лабіринтом», має незначну швидкість та дещо вирівнюється за температурою із повітрям всередині завдяки теплу від самої стіни. Проте цей спосіб також не відповідає вимогам щодо енергозбереження.



Рис. 4.11. Система припливу повітря через вентиляційну вставку у підвіконні

Слід визнати, що за використання внутрішніх вентиляційних отворів припливного повітря існує високий ризик появи протягів (див. рис. 4.12). Це обумовлено перетоком повітря по найкоротшому шляху між припливом та виходом повітря (наприклад, через двері). Застосування рекуперації повітря призводить до підвищення температури припливного повітря, що значно зменшує ризик появи протягів.

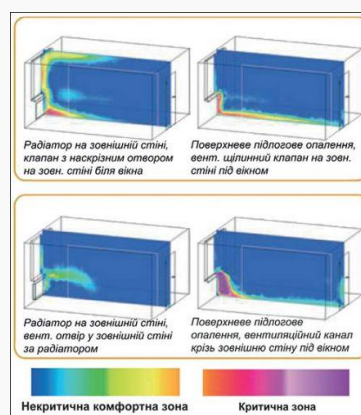


Рис. 4.12. Ризик появи протягів у ЕЗБ через вентиляційний отвір для припливного повітря (повітрообмін $n = 0,5 \text{ год}^{-1}$)

Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КР 000.144.008.006.2022.ПЗ

60%) призводить до підвищення температури припливного повітря, що зменшує ризик появи протягів.

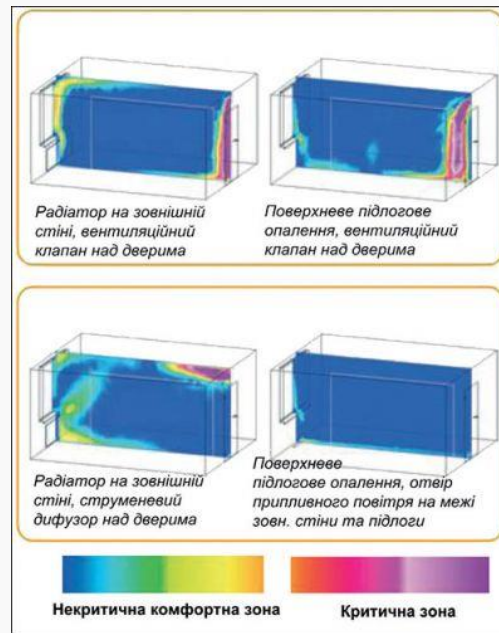


Рис. 4.14. Теплова картина та ризики появи протягів у приміщеннях з системами із рекуперацією повітря (повітрообмін $n = 0,5 \text{ год}^{-1}$)

Проте аналіз теплового поля показує, що в випадку із застосуванням рекупераційної примусової вентиляції практично немає суттєвих дискомфортних зон там, де зазвичай знаходиться людина.

4.9. Загальний тепловий комфорт

Загальна оцінка теплового комфорту приміщення вимагає врахування комплексних та локальних критеріїв, однак є статистично суб'єктивною оцінкою. Вважається, що тепловий комфорт досягнуто, якщо дискомфорт відчувають не більше ніж 10% користувачів приміщення.

Для досягнення теплового комфорту мають враховуватися різні чинники (теплоізоляція, ступінь повітрообміну, частина поверхні вікон, розташування та наявність у приміщенні зовнішніх стін, затінення тощо), а також системні впливи (системи опалення – поверхневі чи радіаторні, або їхнє поєднання, тип вентиляційної системи, спосіб та інтенсивність потрапляння холодного повітря, інші будівельно-технічні впливи тощо), та мають застосовуватися різні засоби для забезпечення теплового комфорту.

Проте загальний висновок тут є однозначним – комфортний рівень мікроклімату легше досягнути саме в ЕЗБ – будівлі з енергозберігаючими властивостями (нової чи

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

відремонтованої) – за допомогою меншого перепаду температур між огороджувальними конструкціями (включно зі світлопрозорими елементами) та внутрішнім середовищем. Однак критичним в даному разі стає чинник недостатньої вентиляції в герметизованій споруді, тобто нормованих санітарно-гігієнічних показників якості повітря (вологості, вмісту CO₂) неможливо досягти лише провітрюванням без додаткової примусової вентиляції. Природній приплив повітря в приміщення суперечить енергозбереженню. В той же час лише припливно-витяжні системи з рекуперацією енергії здатні одночасно забезпечити як нормовані показники витрат енергії, так і характеристики якості повітря з одночасним досягненням теплового комфорту у приміщенні.

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. ДБН В.2.2-15-2005 Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення [Електронний ресурс] / Режим доступу: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1>
2. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування [Електронний ресурс] / Режим доступу: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018>
3. ДБН В.2.5-77:2014 "Котельні" [Електронний ресурс] / Режим доступу: https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/dbn_v_2_5_77/1-1-0-1185
4. ДБН В.2.5-77:2014 "Котельні" [Електронний ресурс] / Режим доступу: https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/dbn_v_2_5_77/1-1-0-1185
5. Джерела енергопостачання промислових підприємств [Електронний ресурс] [Текст] : метод. рекомендації до викон. курсового проекту для студ. освіт. ступ. "Бакалавр" спец. 144 "Теплоенергетика" ден. форми навч / уклад.: В. М. Філоненко; Нац. ун-т харч. технол. — Київ : НУХТ, 2017. — 60 с.
6. Енергоефективність в муніципальному секторі. Навчальний посібник для посадових осіб місцевого самоврядування / А. Максимов, І. Вахович, Т. Гутніченко, П. Бабічева, Н. Вакуленко, Н. Ігольнікова, Т. Цифра, О. Молодід, О. Молодід, О. Беленкова, Ю. Ячменьова, Ю. Дорошук, А. Скрипник, А. Ваколюк, В. Бойко, М. Сегедій, Д. Вахович / Асоціація міст України – К., ТОВ «ПІДПРИЄМСТВО «ВІ ЕН ЕЙ», 2015. – 184 с.
7. Ковалько М.П., Денисюк С.П. Енергозбереження. Пріоритетний напрямок державної політики України. – Київ: УЕЗ. – 1998. – 306 с.
8. Проектування котелень з паровими та водогрійними котлами: Метод. вказівки до викон. кваліфікаційного проекту “Система теплопостачання житлово-промислового району міста” рівня підготовки бакалавра для студентів на пряму 6.050601 “Теплоенергетика” ден. та заоч. форм навч. Частина 2. / Уклад.: М.О. Прядко, В.М. Філоненко. – К.: НУХТ, 2011. – 110 с.
9. Прядко М.О., Павелко В.І., Рябчук О.В. Проектування системи тепло-

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

по-стачання житлово-промислового району міста. Мет. вказ. до виконання кваліфікаційного проекту “Система теплопостачання житлово-промислового району міста” рівня підготовки бакалавра, напряму 6.050601 “Тепло-енергетика” для студентів денної та заочної форм навчання. Частина 1. . – К.:НУХТ, 2011. – 57 с.

10. Торчинский Я.М. Нормирование расхода газа для отопительных котельных. – Л.: Недра. – 1991. – 163 с.
11. Тепловий комфорт та енергозбереження [Електронний ресурс] / Режим доступу: <https://aw-therm.com.ua/teplovij-komfort-ta-energozberezhennya/>

					КР 000.144.008.006.2022.ПЗ	
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		