

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»

КАФЕДРА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту  
бакалавра

на тему:

### **«Розроблення котельні з конденсаційним теплообмінником у м.Миргород»**

Виконав: студент 2 курсу,  
групи 201пНТ  
спеціальності 144 Теплоенергетика

**Антон САЛІЙ**

Керівник Колієнко А.Г.

Рецензент \_\_\_\_\_

Завідуючий кафедрою Голік Ю.С.

Полтава  
2023 року

**Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення навчально-науковий інститут нафти і газу

Кафедра, циклова комісія кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетик

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалаври

Напрямок підготовки \_\_\_\_\_

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри, голова циклової  
комісії Голік Ю.С.

\_\_\_\_\_ 20\_\_ року

**ЗАВДАННЯ  
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Салій Антон

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) «Розроблення котельні з конденсаційним теплообмінником у м. Миргород».

2. керівник проекту (роботи) Колієнко Анатолій Григорович, професор  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом вищого навчального закладу \_\_\_\_\_ від "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 20\_\_ року \_\_\_\_\_

3. Строк подання студентом проекту (роботи) 25 червня 2023 року

4. Вихідні дані до проекту (роботи) : план котельні, генплан району міста, кліматологічні дані, дані про забудову.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Аналіз кліматологічних даних.2. Визначення розрахункового теплового навантаження на гаряче водопостачання, опалення і визначення потреби будинку в гарячій воді житлових будинків і промислового підприємства..3. Визначення розрахункового навантаження на ділянки теплової мережі, Гідравлічний розрахунок мережі.4.Визначення теплового навантаження на котельню, вибір потужності котельні, вибір котлів.5.Розрахунок характеристик палива для котельні – природного газу, визначення об'єму продуктів

згорання.6.Розрахунок елементів тепломеханічної схеми котельні, розрахунок температурного графіка відпуску теплоти, розрахунок конденсаційного теплообмінника. 7.Підбір обладнання.8.Розрахунок економічних показників проекту.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):1) Генеральний план забудови з схемою теплових мереж. 2) Розрахункова схема теплових мереж. 3) Температурні графіки, графіки відпуску теплоти. 4) План котельні з основним обладнанням. 5) Розрізи котельні, газоходи. 6) Економічні показники по проекту.

7. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

8. Дата видачі завдання 08.05.2023

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Визначення розрахункових витрат води і теплоти на гаряче водопостачання, опалення, визначення навантаження на котельню.	17.05.2023	
2	Гідравлічний розрахунок теплових мереж.	22.05.2023	
3	Побудова температурних графіків, графіків відпуску теплоти і річного графіка відпуску теплоти	01.06.2023	
4	Розрахунок характеристик палива, об'єму продуктів згорання.	07.06.2023	
5	Розрахунок конденсаційного теплообмінника. Побудова процесів.	14.06,2023	
6	Визначення економічних і екологічних показників проекту	20.06.2023	
7	Остаточне оформлення матеріалів проекту	25.06. 2023	

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник проекту (роботи) \_\_\_\_\_  
(підпис)

Антон САЛІЙ  
(прізвище та ініціали)

Анатолій КОЛІЩЕНКО  
(прізвище та ініціали)

## Зміст

ВСТУП		6
Мета проекту		7
1. Вихідні дані для проектування (кліматологія, характеристика населеного пункту, характеристика промислового підприємства, вид палива)		8
1.1 Характеристика об'єкту теплопостачання		10
2. Розрахунок теплового навантаження на потреби опалення і гарячого водопостачання населеного пункту		12
2.1 Визначення розрахункового теплового навантаження на опалення населеного пункту		13
2.2 Визначення розрахункового теплового навантаження на вентиляцію громадських будівель		15
2.3 Визначення розрахункового теплового навантаження на гаряче водопостачання населеного пункту		17
2.4 Визначення розрахункового навантаження на молокозавод		20
3. Побудова графіку витрат теплоти для котельні населеного пункту		23
4. Побудова графіку витрат за тривалістю населеного пункту		26
5. Побудова температурного графіку витрат теплоти для котельні промислового підприємства (без зрізки)		28
5.1 Температурний графік 95/ 70		30
5.2. Температурний графік 80/ 60		32
5.3 Температурний графік 70/50		34
5.4 Опалювальний графік температур теплоносія при всіх параметрах мережі 95/70 °С, 80/60 °С, 70/50 °С		36

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Салій А.</i>			<i>Лист</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Коліснюк А.Г.</i>			4		87
<i>Т. Контр</i>					<i>Розроблення котельні з конденсаційним теплообмінником у м.Миргород</i> <small>Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»</small>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Рецензент</i>							



## ВСТУП

Тепло, яке виробляється котельними установками використовується для різних потреб, в першу чергу на опалення. Так як Україна розташована в географічній зоні, де потрібно здійснювати опалення, як житлових так і промислових споруд, крім цього тепло витрачається на технологічні потреби: вентиляцію, кондиціонування та гаряче водопостачання. Для покриття цих навантажень держава повинна вводити в експлуатацію нові котельні і вдосконалювати існуючі. Будувати і вводити в експлуатацію необхідно котельні установки не тільки великої продуктивності, а також середньої та малої продуктивності, які застосовуються для різних технологічних процесів, а також теплопостачання, систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання промислових, житлових та громадських приміщень.

Котельні установки діляться по роду теплоносія, що виробляється, на парові й водогрійні; по характеру обслуговування споживачів – на опалювальні, опалювально-промислові та енергетичні.

Котельна установка представляє собою комплекс пристроїв, які розміщені в спеціальних приміщеннях і слугують для перетворення хімічної енергії палива в теплову енергію пари. Основні елементи котельної установки – котел, топка, живильні і тягодуттєві пристрої, пристрої паливоподачі й автоматичного регулювання та інші.

Котел – це теплообмінний пристрій, в якому тепло від гарячих продуктів згорання палива передається воді. В результаті цього в парових котлах вода перетворюється на пару.

Водяна пара отримала широке розповсюдження як робоче середовище в паросилових установках, у якості теплоносія різних теплообмінних апаратів.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Мета проєкту

Завданням даного дипломного проєкту є: «Розроблення котельні з конденсаційним теплообмінником у місті Миргород».

Метою проєкту є:

- визначення розрахункового теплового навантаження на опалення населеного пункту, на вентиляцію громадських будівель, на гаряче водопостачання населеного пункту;
- визначення розрахункового навантаження на молокозавод;
- побудова графіку витрат теплоти для котельні населеного пункту, графіку витрат за тривалістю;
- побудова температурного графіку витрат теплоти для котельні промислового підприємства (95/70°C, 80/60°C, 70/50°C);
- визначення розрахункових витрат теплоносія по ділянкам теплової мережі міста;
- гідравлічний і тепловий розрахунок теплової мережі міста;
- визначення теплової потужності парових і водогрійного котла;
- визначення витрат палива
- визначення параметрів процесу горіння;
- проектування конденсаційного теплообмінника;
- розрахунок теплообмінника і ефективності його роботи при різних температурах теплоносія на вході до теплообмінника;
- аеродинамічних розрахунок газоходів;
- підбір тягодуттєвих машин;
- розрахунок економічної частини і обґрунтування проєкту;
- виконання графічної частини дипломного проєкту.

Дипломний проєкт це єдиний комплекс тісно пов'язаних між собою задач за весь період навчання, який завершує перший (бакалаврський) рівень вищої освіти підготовки бакалавра з теплоенергетики по спеціальності 144 «Теплоенергетика» і готує до подальшого навчання у закладі вищої освіти або самостійного вирішення питань в умовах виробництва.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 Вихідні дані для проектування

## Основні кліматологічні дані місяця будівництва

Для умов міста Миргород згідно [1] визначаю наступні кліматичні дані:

- розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення –  $t_{30} = -23^{\circ}\text{C}$ ;
- розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування вентиляції –  $t_{36} = -11^{\circ}\text{C}$ ;
- середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період –  $t_{\text{сер}} = -0,8^{\circ}\text{C}$ ;
- тривалість опалювального періоду –  $n_o = 178$  діб;
- тривалість стояння температур зовнішнього повітря (табл.1):

Таблиця 1 – Тривалість стояння температур зовнішнього повітря

№ п/п	Назва населеного пункту	Повторюваність температур зовнішнього повітря, год								
		-29,9 + -25	-24,9 + -20	-19,9 + -15	-14,9 + -10	-9,9 + -5	-4,9 + -0	+0,1 + +5	+5,1 + +8	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Миргород	9	38	129	239	465	1172	1540	680	4272

## Характеристика населеного пункту

Миргород – місто у Миргородському районі Полтавської області, адміністративний центр Миргородської міської громади і Миргородського району. Історичне населене місце.

Курортне містечко розташоване на берегах річки Хорол. На території курортів розташовані лікувально-оздоровчі заклади.

					201nHT-13491013-ДП					Арк.
										8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Склад населення за рідною мовою у 2001 році був таким: українська мова — 88,26%, російська — 11,34%. Згідно з підрахунками станом на 2022 рік українців налічується  $\approx 95\%$  населення.

У місті працює 7 загальноосвітніх шкіл I-III ступенів; 2 профільно-технічних училища; 6 дошкільних навчальних закладів; 4 позашкільних заклади, підпорядковані відділу освіти Миргородської міської ради.

### Характеристика промислового підприємства

Молочна промисловість входить до списку найважливіших галузей харчової промисловості України. Миргородський сироробний комбінат (молокозавод) було засновано у 1982 році, головний напрям – виробництво цільномолочних продуктів, вершкового масла, морозива, виробництво твердих сирів і сухої молочної сироватки.

Підприємство може переробляти до 250 тон молока на добу, виробляти 24 тони твердого сиру, 11,5 тон сухої сироватки, 4 тони плавленого сиру та 10,5 тони морозива. Складські приміщення для дозрівання і зберігання твердого сиру вміщують 860 т продукції. Комбінат забезпечується молоком за рахунок закупівель від господарств усіх форм власності, розміщених в 12 районах Полтавської області. Молокозавод виробляє 23 найменування твердих сирів, 29 найменувань плавлених сирів та сухе знежирене молоко.

### Вид палива

На підприємстві розташована власна котельня, яка працює на природньому газі, який транспортується.

Основні характеристики горючого газу у %, наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Склад сухого газу, %

CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	$Q_H^P$ , МДж/нм <sup>3</sup>
92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	0,05	1,5	0,10	37,6

					201nHT-13491013-ДП				Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

## 1.1 Характеристика об'єкту теплопостачання

В даному дипломному проєкті теплова мережа – двохтрубна, закрита, тупикова, прокладена в непрохідних каналах. Підключення абонентів до теплової мережі залежне через елеватор. Теплообмінники для приготування води на потреби гарячого водопостачання підключені по паралельній схемі і розміщені у кожного абонента (ІТП). Компенсація температурних деформацій відбувається за допомогою П-подібного компенсатора, сальникового компенсатора, а також за рахунок ділянок самокомпенсації. У місцях відводів на магістральному трубопроводі передбачені теплофікаційні камери, в яких встановлюється запірна арматура.

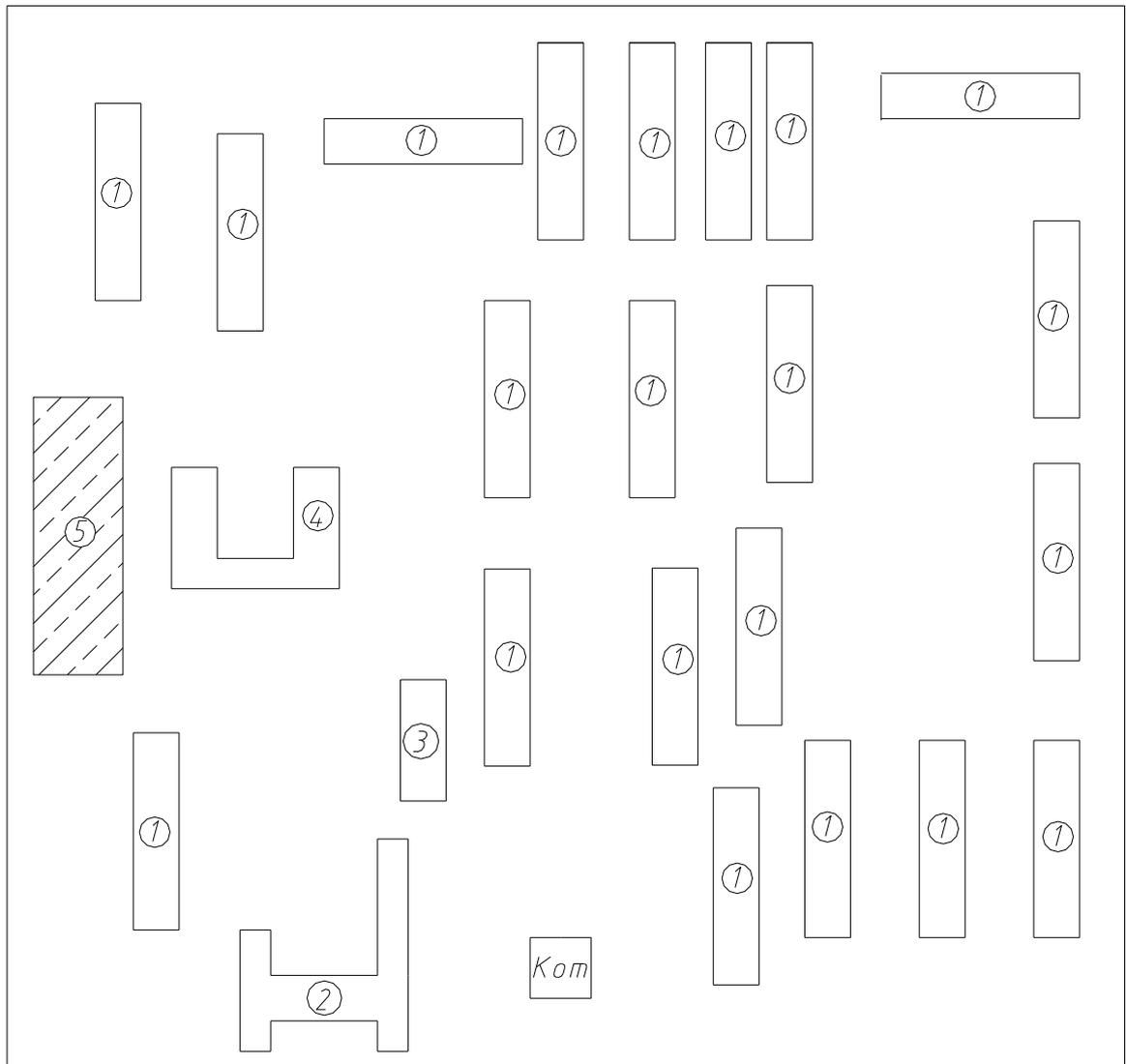
Характеристики житлового мікрорайону міста Миргород з відомою забудовою записую в табличній формі (табл. 3)

Таблиця 3 – Характеристика забудови мікрорайону

№	Назва будівлі	Кількість будинків	Кількість поверхів	Площа забудови	Житлова площа
1	2	3	4	5	6
1	Житловий будинок	21	5	921	2427
2	Школа на 910 учнів	1	3	1935	-
3	Дитсад на 110 дітей	1	2	1050	-
4	Школа на 540 учнів	1	3	1590	-
5	Молокозавод	1	2	3750	-

Забудова мікрорайону міста Миргород показана на рис.1

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



*Рисунок 1 – Забудова мікрорайону міста*

*Кот – котельня, яка обслуговує місто; 1 – житловий будинок;  
 2 – школа на 910 учнів; 3 – дитсадок на 110 місць; 4 – школа на 540 учнів; 5 -  
 молокозавод*

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		11

## **2 Розрахунок теплового навантаження на потреби опалення та гарячого водопостачання населеного пункту**

Основою проектування теплових мереж є теплові навантаження, взаємне розташування джерел тепла та споживачів, можливі напрямки прокладання теплових мереж та інші фактори. Від достовірності визначення витрат тепла на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання та технологію залежить якість проекту. Теплові мережі проектують на транспортування максимальних (розрахункових) витрат тепла. При необхідності витрату тепла можна змінити за рахунок засобів регулювання.

Теплові навантаження різні за характером, тому розрахункові витрати тепла визначають окремо для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та технології.

Одним із теплотехнічних показників будівлі є питома опалювальна характеристика.

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		12

## 2.1 Визначення розрахункового теплового навантаження на опалення населеного пункту

Теплові навантаження на опалення визначають по питомому збільшеному показнику.

Об'єм будівлі визначаю за формулою:

$$V_3 = F \cdot n \cdot h \quad (1)$$

де  $F$  – площа забудови будівлі,  $m^2$ ;

$n$  – кількість поверхів будівлі,  $шт.$ ;

$h$  – висота поверху,  $m$ .

Витрати тепла на опалення згідно [3], Вт, визначаю за формулою:

$$Q_0 = q_0 \cdot V_3 \cdot (t_6 - t_{30}) \cdot \eta, \quad (2)$$

де  $q_0$  - питома опалювальна характеристика будинку (табл.4), Вт/м<sup>3</sup>°С, залежить від призначення будівлі та її об'єму;

$V_3$  - об'єм будівлі по зовнішньому заміру, м<sup>3</sup>;

$t_6$  - розрахункова температура повітря в приміщенні будинку, яка теж залежить від призначення будівлі, °С (табл.4);

$t_{30}$  - розрахункова температура зовнішнього повітря, середня найбільш холодної п'ятиденки із забезпеченістю 0,92, °С;

$\eta$  - поправочний коефіцієнт на теплову характеристику будинку, що залежить від розрахункової температури зовнішнього повітря. Згідно [2]  $\eta=1,22$ .

Для житлових будинків витрати теплоти на вентиляцію входять до витрат теплоти на опалення. Таким чином формула (2) матиме вигляд (2\*):

$$Q_{o+в} = q_0 \cdot V_3 \cdot (t_6 - t_{30}) \cdot \eta, \quad (2^*)$$

Користуючись [1], необхідні дані для розрахунків записую в таблицю 4.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4 – Питомі теплові характеристики житлових на громадських будівель, та норма витрати гарячої води

Призначення будівлі	$t_{в}, ^\circ C$	$q_o,$ $Вт/м^3 \text{ } ^\circ C$	$q_{в},$ $Вт/м^3 \text{ } ^\circ C$	$a_{доб},$ $л/доб$
1	2	3	4	5
Житловий будинок	18	0,46	-	120
Школа на 910 учнів	16	0,38	0,06	6
Дитсад на 110 дітей	20	0,4	0,12	30
Школа на 540 учнів	16	0,38	0,06	6

Приклад розрахунку:

1) для житлового будинку:

$$V_3 = 921 \cdot 5 \cdot 3 = 13815 \text{ м}^3$$

$$Q_{o+в} = 0,46 \cdot 13815 \cdot (18 - (-23)) \cdot 1,22 = 317872 \text{ Вт} = 318 \text{ кВт};$$

$$\text{Для 21 будинку: } Q_o = 318 \cdot 21 = 6678 \text{ кВт}$$

2) Для школи на 910 учнів:

$$V_3 = 1935 \cdot 3 \cdot 3 = 17415 \text{ м}^3$$

$$Q_o = 0,38 \cdot 17415 \cdot (16 - (-23)) \cdot 1,22 = 314870 \text{ Вт} = 315 \text{ кВт};$$

3) Для дитсадка на 110 дітей:

$$V_3 = 1050 \cdot 3 \cdot 2 = 6300 \text{ м}^3$$

$$Q_o = 0,4 \cdot 6300 \cdot (20 - (-23)) \cdot 1,22 = 132199 \text{ Вт} = 132 \text{ кВт};$$

4) Для школи на 540 учнів:

$$V_3 = 1590 \cdot 3 \cdot 3 = 14310 \text{ м}^3$$

$$Q_o = 0,38 \cdot 14310 \cdot (16 - (-23)) \cdot 1,22 = 258731 \text{ Вт} = 259 \text{ кВт};$$

Для міста максимальна витрата теплоти опалення буде складати:

$$\sum Q_o = 6678 + 315 + 132 + 259 = 7384 \text{ кВт}$$

Річна витрата теплоти на опалення за рік визначається за формулою:

$$Q_{o, рік} = Q_o \cdot n_o \cdot 24 \cdot 3600, \quad (3)$$

$n_o = 178$  діб – тривалість опалювального періоду

$$Q_{o, рік} = 7384 \cdot 178 \cdot 24 \cdot 3600 = 114 \cdot 10^9 \text{ кДж} / \text{рік} = 114 \cdot 10^3 \text{ ГДж} / \text{рік}$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14



$$Q_{\epsilon}^{cp} = \sum Q_{\epsilon} \cdot \frac{t_{\epsilon} - t_{cep}}{t_{\epsilon} - t_{3.8}}, \quad (6)$$

де  $t_{3.8} = -11^{\circ}C$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування вентиляції ;

$t_{cep} = -0,8^{\circ}C$  – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період.

$$Q_{\epsilon}^{cp} = 74 \cdot \frac{18 - (-0,8)}{18 - (-11)} = 48 \text{ кВт}$$

Річна витрата тепла буде:

$$Q_{\epsilon}^{рик} = 74 \cdot 415 \cdot \frac{3600 \cdot 8}{24} + 48 \cdot 415 \cdot \frac{3600 \cdot (178 - 8)}{24} = 0,54 \cdot 10^9 \text{ кДж / рік} = 0,54 \cdot 10^3 \text{ ГДж / рік}$$

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.3 Визначення розрахункового теплового навантаження гарячого водопостачання населеного пункту

Витрата тепла на гаряче водопостачання залежить від норми водоспоживання і кількості споживачів в будівлі.

Середньогодинна витрата тепла за опалювальний період на гаряче водопостачання згідно [3], Вт, визначаю за формулою:

$$Q_{\text{зв}}^{\text{сп}} = \frac{m \cdot a_{\text{доб}} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\text{з.сп.}} - t_x)}{3600 \cdot T} + \Delta Q_n + \Delta Q_{\text{ц}}, \quad (7)$$

де  $m$  - кількість споживачів гарячої води;

$a_{\text{доб}}$  - середньодобова за опалювальний період норма витрати гарячої води на одного споживача (табл.4), л/доб;

$\rho = 1 \text{ кг/л}$  - густина води;

$c = 4187 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$  - питома теплоємність води;

$t_{\text{з.сп}}$  - середня температура гарячої води, при якій встановлені норми витрати води ( $t_{\text{г.сп.}} = 60^\circ\text{C}$ );

$t_x$  - температура холодної води,  $^\circ\text{C}$  ( $+5^\circ\text{C}$ );

$T$  - період споживання гарячої води, год;

$\Delta Q_n, \Delta Q_{\text{ц}}$  - втрати тепла, відповідно подавальним і циркуляційним трубопроводами, Вт.

Для жилих будинків, гуртожитків, санаторіїв, лікарень і т.д.  $T = 24$  год, для інших громадських будівель період споживання гарячої води дорівнює числу годин їх праці, але не менше 10 год.

Оскільки відомості про втрати тепла подавальним і циркуляційним трубопроводами відсутні, то середньогодинну витрату тепла за опалювальний період визначаю згідно [3] по формулі:

$$Q_{\text{зв}}^{\text{сп}} = \frac{m \cdot a_{\text{доб}} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\text{г}} - t_x)}{3600 \cdot T}, \quad (8)$$

де  $t_{\text{г}}$  - температура гарячої води, рівна  $60^\circ\text{C}$ .

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна годинна витрата тепла:

$$Q_{\text{зв}}^{\text{max}} = k \cdot Q_{\text{зв}}^{\text{сп}}, \quad (9)$$

де  $k = 2 \div 2,4$  – коефіцієнт годинної нерівномірності.

Приклад розрахунку:

1) для житлового будинку:

$$m = \frac{F}{14 \text{ м}^2} = \frac{2427}{14} = 173 \text{ людини}$$

$$Q_{\text{зв}} = \frac{173 \cdot 120 \cdot 1 \cdot 4187 \cdot (60 - 5)}{3600 \cdot 24} = 55332 \text{ Вт} = 55,3 \text{ кВт};$$

$$\text{Для 21 будинку: } Q_{\text{зв}}^{\text{сп}} = 55,3 \cdot 21 = 1161,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{зв}}^{\text{max}} = 2,2 \cdot 55,3 = 121,7 \text{ кВт};$$

$$\text{Для 21 будинку: } Q_{\text{зв}}^{\text{max}} = 121,7 \cdot 21 = 2555,7 \text{ кВт}$$

2) Для школи на 910 учнів:

$$Q_{\text{зв}} = \frac{910 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 4187 \cdot (60 - 5)}{3600 \cdot 10} = 34927 \text{ Вт} = 34,9 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{зв}}^{\text{max}} = 2,2 \cdot 34,9 = 76,8 \text{ кВт}.$$

3) Для дитсадка на 110 дітей:

$$Q_{\text{зв}} = \frac{110 \cdot 30 \cdot 1 \cdot 4187 \cdot (60 - 5)}{3600 \cdot 10} = 21109 \text{ Вт} = 21 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{зв}}^{\text{max}} = 2,2 \cdot 21 = 46,2 \text{ кВт}.$$

4) Для школи на 540 учнів:

$$Q_{\text{зв}} = \frac{540 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 4187 \cdot (60 - 5)}{3600 \cdot 10} = 20726 \text{ Вт} = 20,7 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{зв}}^{\text{max}} = 2,2 \cdot 20,7 = 45,5 \text{ кВт}.$$

Для котельні міста середня витрата теплоти на гаряче водопостачання (ГВП) за опалювальний період буде становити:

$$\sum Q_{\text{зв}} = 1161,3 + 34,9 + 21,0 + 20,7 = 1237,9 \text{ кВт}$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для котельні міста витрата теплоти в години з максимальним споживанням води за опалювальний період буде становити:

$$\sum Q_{\text{зб}}^{\text{max}} = 2555,7 + 76,8 + 46,2 + 45,5 = 2724,2 \text{ кВт}$$

Витрата теплоти на ГВП в літній період, буде становити:

$$Q_{\text{зб}}^{\text{літо}} = \sum Q_{\text{зб}} \cdot \frac{t_{\text{зб}} - t_{\text{х.л.}}}{t_{\text{зб}} - t_{\text{х.з}}} \cdot \beta \quad (10)$$

$t_{\text{х.л.}} = 15^{\circ} \text{C}$  – температура водопровідної води в літній період;

$t_{\text{х.з.}} = 5^{\circ} \text{C}$  – температура водопровідної води в зимовий період;

$\beta = 0,8$  – коефіцієнт, який враховує зниження потреб ГВП у літній період

$$Q_{\text{зб}}^{\text{літо}} = 1237,9 \cdot \frac{60 - 15}{60 - 5} \cdot 0,8 = 810,3 \text{ кВт}$$

Річні витрати теплоти на ГВП визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{вг. рік}} = 24 \cdot \left[ \sum Q_{\text{зб}} \cdot n_o + Q_{\text{зб}}^{\text{літо}} \cdot (360 - n_o) \right] \cdot 3600 \quad (11)$$

$$Q_{\text{вг. рік}} = 24 \cdot [1237,9 \cdot 178 + 810,3 \cdot (350 - 178)] \cdot 3600 = 7 \cdot 10^9 \text{ кДж} / \text{рік} = 7 \cdot 10^3 \text{ ГДж} / \text{рік}$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.4 Визначення розрахункового навантаження на МОЛОКОЗАВОД

У місті Миргород на території підприємства «Миргородського сироробного комбінату» (молокозаводу) буде своя котельня, в якій будуть встановлені парові котли – для потреб вентиляції і технологічних потреб, а також водогрійний котел для потреб опалення і гарячого водопостачання.

Для визначення теплової потужності водогрійного котла визначаємо теплове навантаження на опалення та гаряче водопостачання.

Об'єм будівлі молокозаводу (вихідні дані див.табл.3):

$$V_3 = F \cdot n \cdot h = 3750 \cdot 2 \cdot 4 = 30000 \text{ м}^3$$

Теплове навантаження на опалення становить:

$$Q_0 = q_0 \cdot V_3 \cdot (t_6 - t_{30}) \cdot \eta$$

$$Q_0 = 0,35 \cdot 30000 \cdot (16 - (-23)) \cdot 1,22 = 499590 \text{ Вт} = 500 \text{ кВт};$$

Нехай на підприємстві працює 405 людей, тоді втрати теплоти підприємства на гаряче водопостачання становитимуть:

$$Q_{26}^{cp} = \frac{m \cdot a_{доб} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_x)}{3600 \cdot T},$$

$a_{доб} = 270$  л/доб - норма витрати гарячої води в часи найбільшого водоспоживання на одну душову сітку для приміщень підприємства ;

$$Q_{26} = \frac{405 \cdot 270 \cdot 1 \cdot 4187 \cdot (60 - 5)}{3600 \cdot 10} = 699491 \text{ Вт} = 700 \text{ кВт};$$

$$Q_{26}^{max} = 2,2 \cdot 700 = 1540 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на опалення та гаряче водопостачання молокозаводу близько 1200 кВт, тобто 700 кВт припадає на гаряче водопостачання і 500 кВт на опалення.

Теплова потужність водогрійного котла буде становити близько  $1200 : 0,8 = 1500$  кВт.

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Для встановлення в котельні обираємо водогрійний котел марки Vitoplex 200, потужністю  $N = 1600 \text{ кВт}$  і теплопродуктивністю:

$$N \cdot \eta = 1600 \cdot 0,85 = 1360 \text{ кВт}$$

Для більш ефективного використання потенціалу продуктів згорання в проекті запропоновано оснащення котла конденсаційним теплообмінником ЕКА-6. Потенційна теплопродуктивність конденсаційного теплообмінника становить 14% від теплопродуктивності котла, тобто:

$$0,14 \cdot N \cdot \eta = 0,14 \cdot 1360 = 190,4 \text{ кВт}.$$

Таким чином сумарна теплова потужність котла і теплообмінника становитиме:

$$1360 + 190,4 = 1550,4 \text{ кВт}$$

Витрати тепла на вентиляцію становлять:

$$Q_v = q_v \cdot V_z \cdot (t_v - t_{ze}),$$

де  $q_v$  - питома вентиляційна характеристика для підприємства,  $q_v = 1,73 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ .

$$Q_v = 1,73 \cdot 30000 \cdot (16 - (-11)) = 1400000 \text{ Вт} = 1400 \text{ кВт}$$

Витрати тепла на технологічні потреби залежить від характеру технологічного процесу і виду продукції, що випускається. Розрахункова витрата тепла на технологію визначають виходячи з вимог технологічного процесу. На промислових підприємствах витрата тепла нерівномірна протягом доби, місяця і року. Орієнтовну витрату тепла для промислового підприємства, а саме молокозаводу, можна визначити на підставі укрупнених показників. Річну витрату тепла можна визначити,

$$Q_{\text{техн}}^{\text{річ}} = q_{\text{техн}} \cdot N, \quad (12)$$

де  $q_{\text{техн}}$  - питома витрата тепла на одиницю продукції, що випускається,

$$q_{\text{техн}} = 0,42 \text{ ГДж};$$

$N$  - кількість продукції, що випускається на підприємстві.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		

Підприємство може переробляти до 250 тон молока на добу; виробляти 24 тони твердого сиру; 11,5 тон сухої сироватки; 4 тони плавленого сиру та 10,5 тони морозива. В загальному максимально завод може випустити  $N = 300$  тон за доб. За рік  $300 \cdot 365 = 109500$  тон за рік

Розрахункова годинна витрата тепла, буде:

$$Q_{техн} = \frac{Q_{техн}^{річ}}{3600 \cdot n} \quad (13)$$

де  $n$  – число годин використання максимального навантаження на протязі року. Кількість робочих днів молокозаводу  $n = 254$  дні  $= 6096$  годин, що працюють при максимальному навантаженні.

Тобто річна витрата тепла буде:

$$Q_{техн}^{річ} = 0,42 \cdot 109500 = 45990 \text{ ГДж}$$
$$Q_{техн} = \frac{45990}{3600 \cdot 6096} = 0,00210 \text{ ГВт} = 2100 \text{ кВт}$$

Таким чином витрата тепла на вентиляцію та технологію молокозаводу буде складати 3500 кВт, тобто 1400 кВт припадає на вентиляцію і 2100 кВт на технологію. Для встановлення в котельні обираємо два парових котла марки Viessman Vitomax 200-HS №9.

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

### 3 Побудова графіку витрат теплоти для котельні населеного пункту

Графік витрати теплоти дозволяє регулювати подачу теплоти споживачам залежно від температури зовнішнього повітря [3]. Будують графік витрати теплоти для котельні всього населеного пункту.

Витрати теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря  $t_3$  обчислюю за формулою:

$$Q'_o = \sum Q_o \cdot \frac{t_6 - t_3}{t_6 - t_{30}}, \quad (14)$$

де  $\sum Q_o$  – розрахункова витрата тепла на опалення, яка становить (див.розд.2.1),  $\sum Q_o = 7384 \text{ кВт}$ ;

$t_3$  – будь-яка температура зовнішнього повітря в діапазоні температур від +8 до  $t_{30} = -23^\circ\text{C}$ .

Аналогічно визначаю витрату тепла на вентиляцію, при температурі зовнішнього повітря, відмінної від  $t_{36} = -11^\circ\text{C}$ .

$$Q'_6 = \sum Q_6 \cdot \frac{t_6 - t_3}{t_6 - t_{36}}, \quad (15)$$

де  $\sum Q_6$  – розрахункова витрата тепла на опалення, яка становить (див.розд.2.2),  $\sum Q_6 = 74 \text{ кВт}$ ;

При температурі зовнішнього повітря нижче  $t_{36}$  годинна витрата тепла на вентиляцію дорівнює розрахунковій.

Витрата тепла на гаряче водопостачання в опалювальний та літній період не залежить від температури зовнішнього повітря (див.розд.2.3). Ці витрати становлять:

$$\sum Q_{\text{гв}} = 1237,9 \text{ кВт} - \text{для опалювального періоду};$$

$$Q_{\text{гв}}^{\text{літ}} = 810,3 \text{ кВт} - \text{для літнього періоду}.$$

Розрахунок теплових навантажень залежно від температури зовнішнього повітря виконую у формі таблиці 5.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приклад розрахунку витрат теплоти при  $t_{3,n} = +8^{\circ}\text{C}$ :

$$Q'_o = 7384 \cdot \frac{18 - (+8)}{18 - (-23)} = 1801 \text{ кВт кВт}$$

$$Q'_e = 74 \cdot \frac{18 - (+8)}{18 - (-11)} = 26 \text{ кВт кВт}$$

Приклад розрахунку сумарної витрати теплоти при  $t_{3,n} = +8^{\circ}\text{C}$ :

$$\sum Q = 1801 + 26 + 1237,9 = 3064,9 \text{ кВт}$$

Графік витрати теплоти в залежності від температури зовнішнього повітря наведено на рис. 2.

Таблиця 5 – Теплові навантаження залежно від температури зовнішнього повітря

Температура $t_z, ^{\circ}\text{C}$	$Q_o, \text{ кВт}$	$Q_e, \text{ кВт}$	$Q_{26}^{cp}, \text{ кВт}$	$\sum Q, \text{ кВт}$
+8	1801	26	1237,9	3064,9
+5	2341	33		3611,9
0	3242	46		4525,9
-5	4142	59		5438,9
-11	5223	74		6534,9
-15	5943	74		7254,9
-23	7384	74		8695,9

По отриманим значенням будує графік (рис.2)

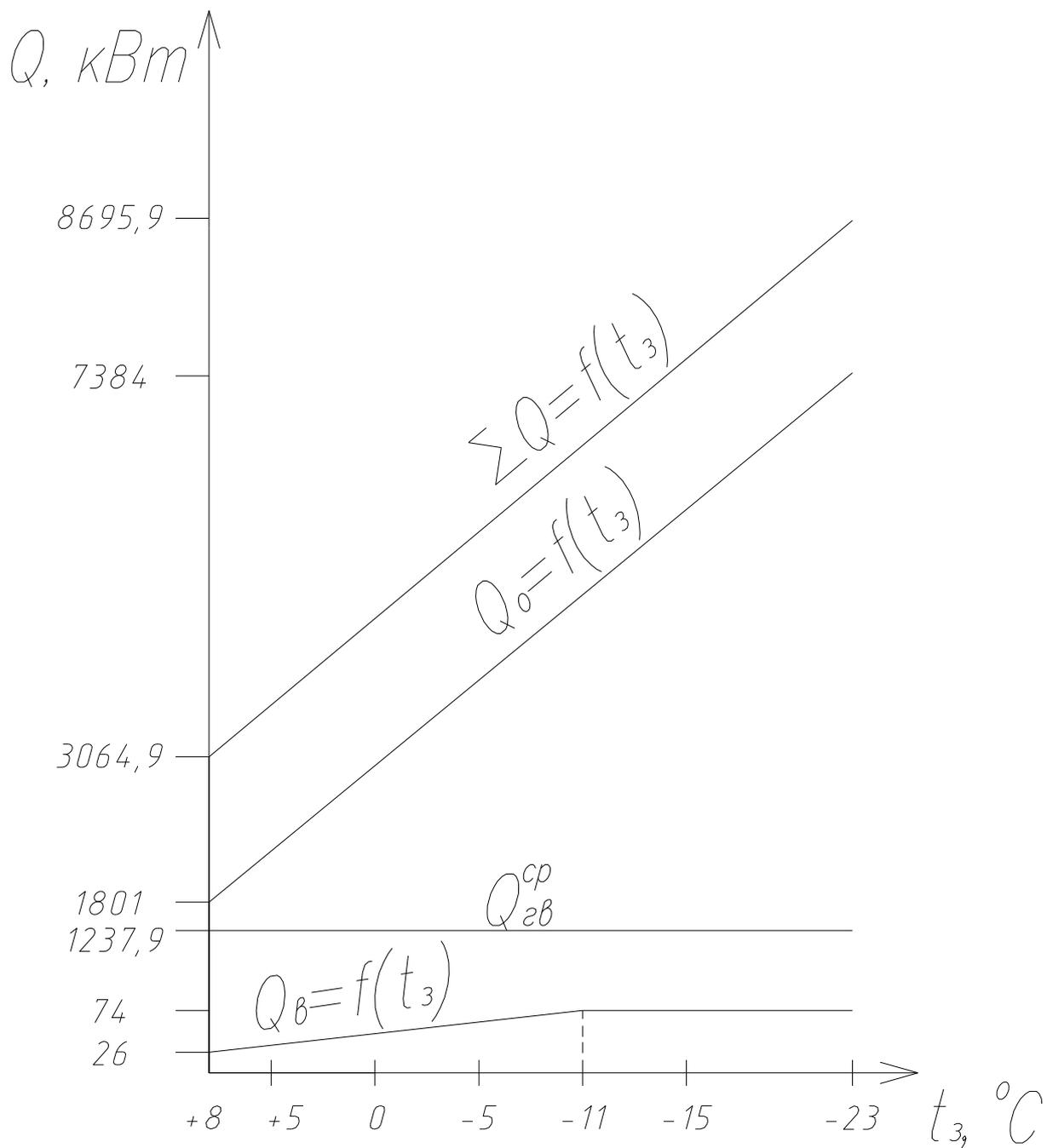


Рисунок 2 – Графік витрат теплоти залежно від температури зовнішнього повітря

					201nHT-13491013-ДП	Арх.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

## 4 Побудова графіку витрат теплоти за тривалістю для населеного пункту

Графік витрати теплоти за тривалістю дозволяє визначити річну витрату теплоти, планувати завантаження обладнання тощо.

Графік по тривалості будую на основі сумарного графіка витрати тепла (рис.2) і тривалості стояння температур зовнішнього повітря (табл.1) [5].

Розглянемо порядок побудови графіка за тривалістю на прикладі населеного пункту Миргороду. Тривалість стояння температур зовнішнього повітря наведена в таблиці 1. На підставі даних (табл.1) визначаємо число годин стояння температури зовнішнього повітря нижче  $-20, -15, -11^{\circ}\text{C}$  і т.д.

Річний графік витрати тепла будують на підставі середньогодинних за добу витрат.

Число стояння температури зовнішнього повітря прораховані в табл.6 і річний графік зображений на рис.3. Заштрихована площа – витрата тепла протягом року.

Таблиця 6 – Число годин стояння температури зовнішнього повітря нижче:

$t_{з}, ^{\circ}\text{C}$	-23	-21	-15	-11	-5	0	5	8
Число годин стояння	9	47	176	415	880	2052	3592	4272

По отриманим значенням будую графік (рис.3)

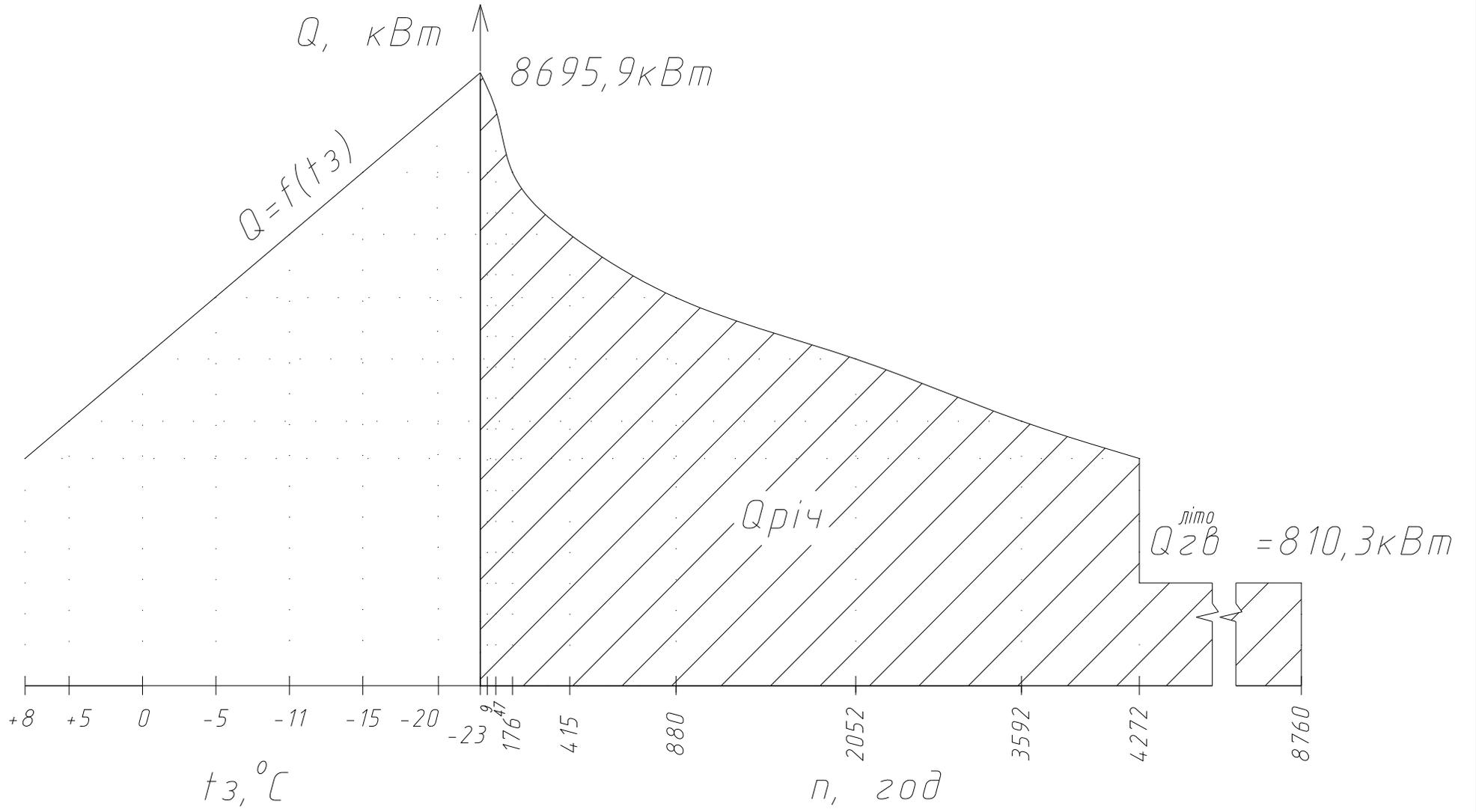


Рисунок 3 – Графік витрат теплоти залежно від тривалості стояння температур зовнішнього повітря)



Регулювання перепустками здійснюється в системі опалення в теплий період опалювального сезону. Вода в системі опалення подається з перервами в часі, а комфортні умови в приміщенні забезпечуються за рахунок теплоакумулюючої здатності будівлі.

Кінцевим етапом при розробці центрального якісного регулювання є графік температури теплоносія.

Для побудови графіка визначаю температуру теплоносія в падаючому трубопроводі теплової мережі  $\tau_1$  при декількох значеннях температури зовнішнього повітря  $t_3$ . Значеннями  $t_3$  попередньо задаюся в діапазоні від +8 до  $t_{30}$ :

$$\tau_1 = t_g + (\tau_{np.o} - t_g) \cdot \overline{Q_o}^{0,8} + (\tau_{1o} - \tau_{np.o}) \cdot \overline{Q_o}, \quad (16)$$

Паралельно визначають і температуру в зворотному трубопроводі при температурі  $t_3$ :

$$\tau_2 = \tau_1 - (\tau_{1o} - \tau_{2o}) \cdot \overline{Q_o}, \quad (17)$$

де  $t_g$  – розрахункова температура внутрішнього повітря, для молокозаводу становить  $t_g = +16^\circ\text{C}$ ;

$\tau_{1o}, \tau_{2o}$  – температура теплоносія відповідно в падаючому і зворотному трубопроводах теплової мережі при  $t_{30}$ ;

$\tau_{np.o}$  – середня температура теплоносія в нагрівальних приладах системи опалення, визначається за формулою,  $^\circ\text{C}$ :

$$\tau_{np.o} = \frac{\tau_{1o} + \tau_{2o}}{2}, \quad (18)$$

$\tau_{1o}$  – температура теплоносія в падаючому трубопроводі системи теплопостачання;

$\overline{Q_o}$  – відносна витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря  $t_3$ ,

$$\overline{Q_o} = \frac{t_g - t_3}{t_g - t_{30}}, \quad (19)$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

## 5.1 Температурний графік при 95/70

Виконуємо розрахунок та будуємо графік температур теплоносія центрального кількісного регулювання для теплової мережі по опалювальному навантаженню для міста Миргород. Методика розрахунку приведена вище (див.розд.5).

Як приклад, виконаємо розрахунок параметрів теплоносія при температурі зовнішнього повітря  $+8^{\circ}\text{C}$ :

$$\tau_{np.o} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5^{\circ}\text{C}$$

$$\overline{Q}_o = \frac{16 - (+8)}{16 - (-23)} = 0,21;$$

$$\tau_1 = 16 + (82,5 - 16) \cdot 0,21^{0,8} + (95 - 82,5) \cdot 0,21 = 37,7^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_2 = 37,7 - (95 - 70) \cdot 0,21 = 32,5^{\circ}\text{C};$$

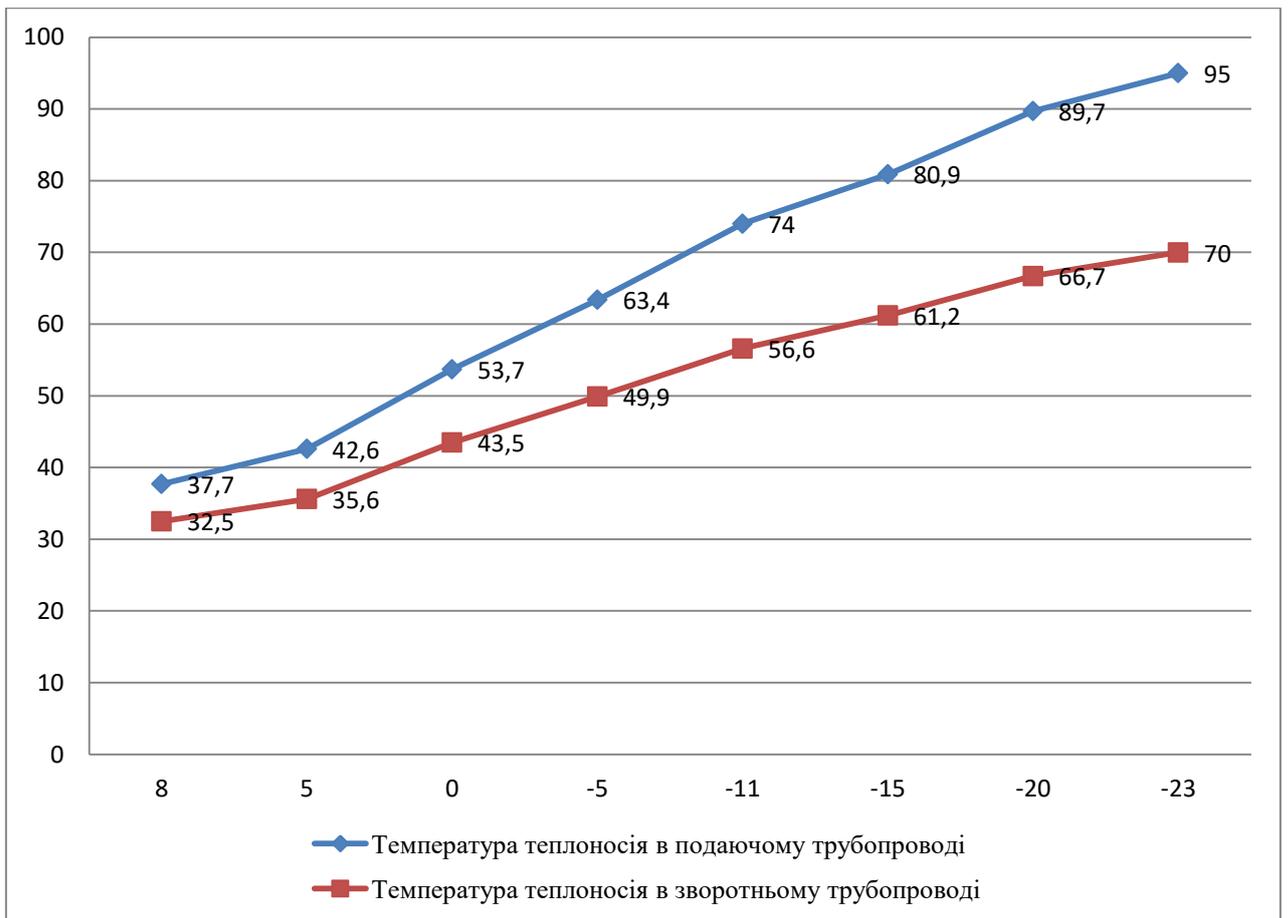
Подальші розрахунки зводжу в таблицю 7.

Таблиця 7 – Розрахунок температури теплоносія

Температура зовнішнього повітря, $t_3^{\circ}\text{C}$	$\overline{Q}_o$	$\tau_1,^{\circ}\text{C}$	$\tau_2,^{\circ}\text{C}$
1	2	3	4
+8	0,21	37,7	32,5
+5	0,28	42,6	35,6
0	0,41	53,7	43,5
-0,8	0,43	55,2	44,5
-5	0,54	63,4	49,9
-11	0,69	74,0	56,6
-15	0,79	80,9	61,2
-20	0,92	89,7	66,7
-23	1	95	70

По отриманим результатам будує графік (рис.4)

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30



*Рисунок 4 - Температурний графік при 95/70 °С*

*При середній температурі повітря ( $t = -0,8^{\circ}\text{C}$ ) температури теплоносія в подаючому та зворотньому трубопроводах, відповідно становлять  $55,2^{\circ}\text{C}/44,5^{\circ}\text{C}$*

## 5.2 Температурний графік при 80/60

Як приклад, виконаємо розрахунок параметрів теплоносія при температурі зовнішнього повітря  $+8^{\circ}\text{C}$ :

$$\tau_{np.o} = \frac{80 + 60}{2} = 70^{\circ}\text{C}$$

$$\overline{Q_o} = \frac{16 - (+8)}{16 - (-23)} = 0,21;$$

$$\tau_1 = 16 + (70 - 16) \cdot 0,21^{0,8} + (80 - 70) \cdot 0,21 = 33,6^{\circ}\text{C};$$

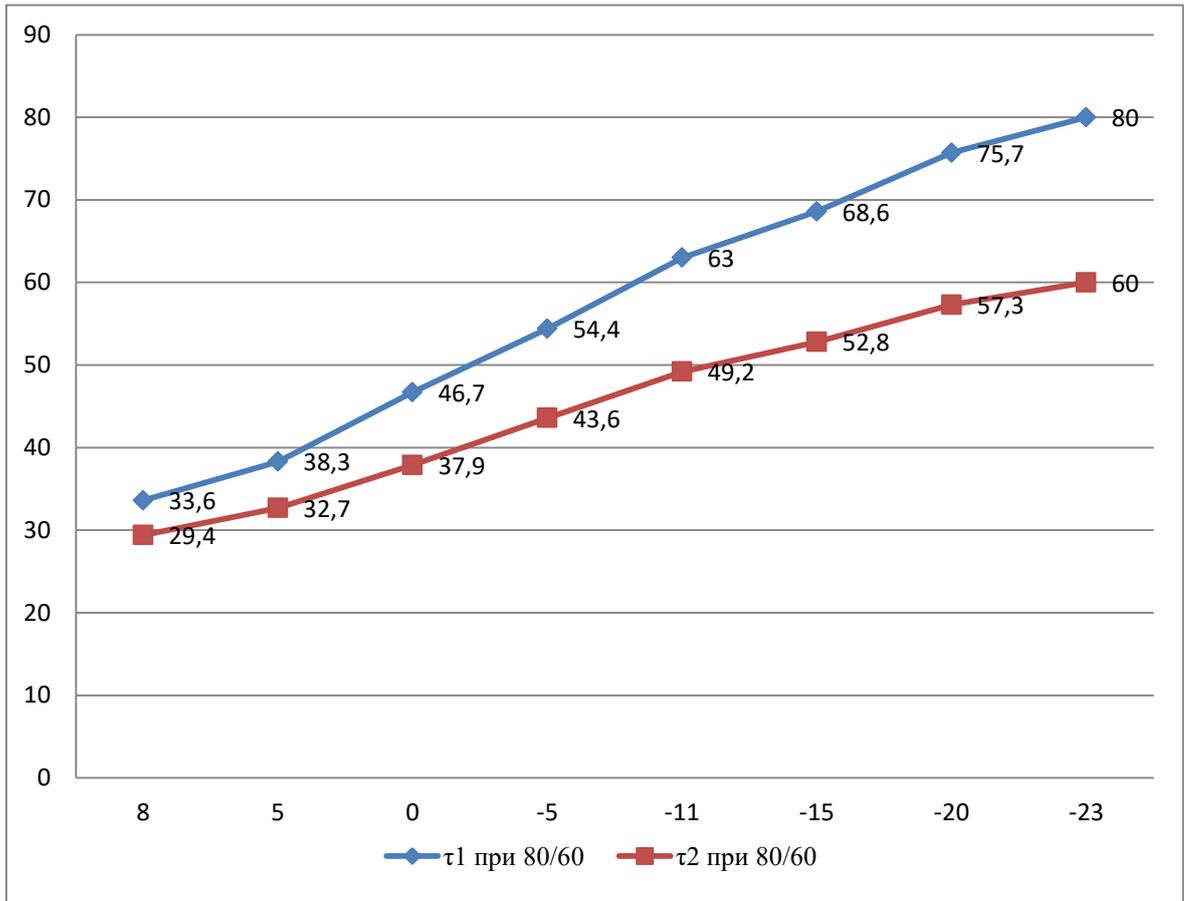
$$\tau_2 = 33,6 - (80 - 60) \cdot 0,21 = 29,4^{\circ}\text{C};$$

Подальші розрахунки зводжу в таблицю 8.

Таблиця 8 – Розрахунок температури теплоносія

Температура зовнішнього повітря, $t_3^{\circ}\text{C}$	$\overline{Q_o}$	$\tau_1,^{\circ}\text{C}$	$\tau_2,^{\circ}\text{C}$
1	2	3	4
+8	0,21	33,6	29,4
+5	0,28	38,3	32,7
0	0,41	46,7	37,9
-0,8	0,43	47,7	39,1
-5	0,54	54,4	43,6
-11	0,69	63,0	49,2
-15	0,79	68,6	52,8
-20	0,92	75,7	57,3
-23	1	80	60

По отриманим результатам будує графік (рис.5)

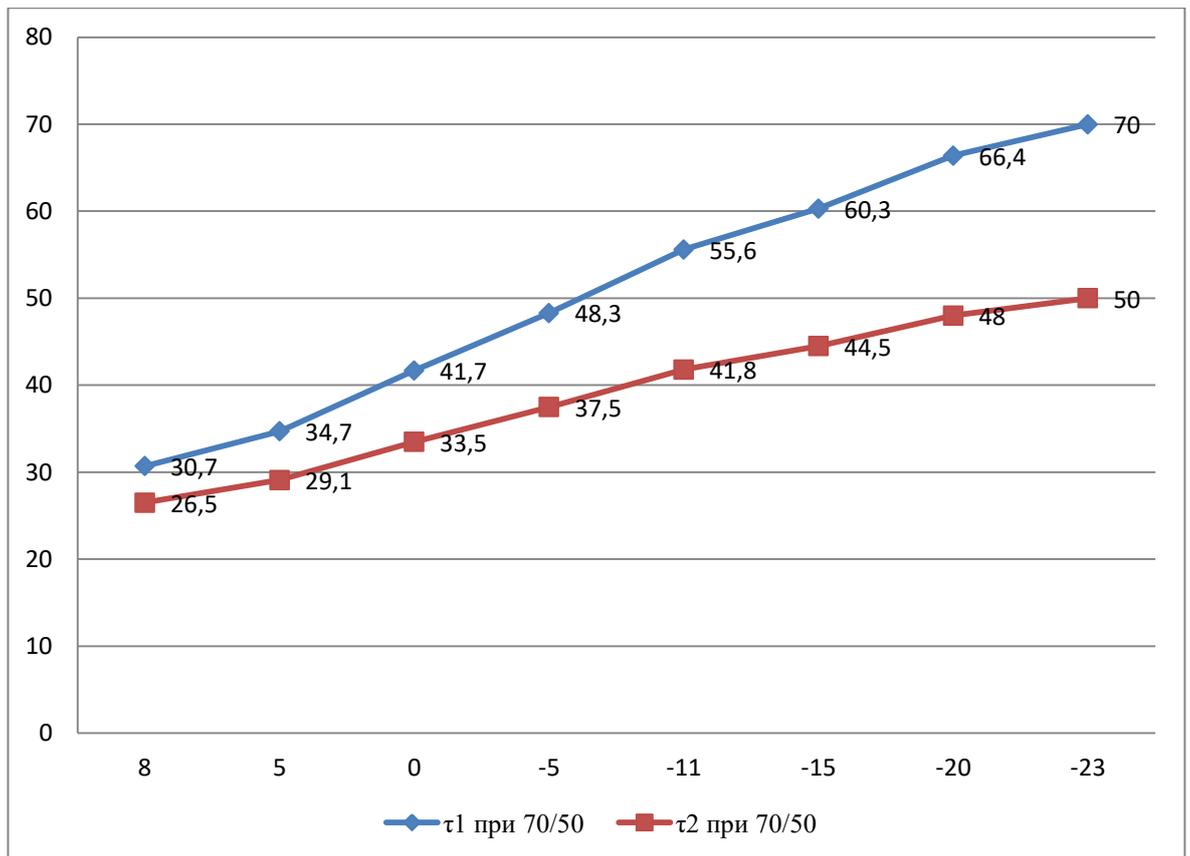


*Рисунок 5 – Температурний графік при 80/60 °С*

*При середній температурі повітря ( $t = -0,8^{\circ}\text{C}$ ) температури теплоносія в подаючому та зворотньому трубопроводах, відповідно становлять  $47,7^{\circ}\text{C}/39,1^{\circ}\text{C}$*

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата





*Рисунок 6 - Температурний графік при 70/50 °C*

*При середній температурі повітря ( $t = -0,8^{\circ}\text{C}$ ) температури теплоносія в подаючому та зворотньому трубопроводах, відповідно становлять  $42,7^{\circ}\text{C}/34,1^{\circ}\text{C}$*

## 5.4 Опалювальний графік температур теплоносія при всіх параметрах мережі 95/70 °С, 80/60 °С, 70/50 °С

При розробленні центрального режиму регулювання орієнтуються на основного споживача теплоти в системі тепlopостачання. У жилувій зоні забудови основним споживачем є система опалення, для молокозаводу – це технологічні потреби, опалення та ГВП.

Параметри температур теплоносія для різних режимів наведені в табличній формі (табл.10).

Таблиця 10 – Дані опалювального графіку температур теплоносія для молокозаводу

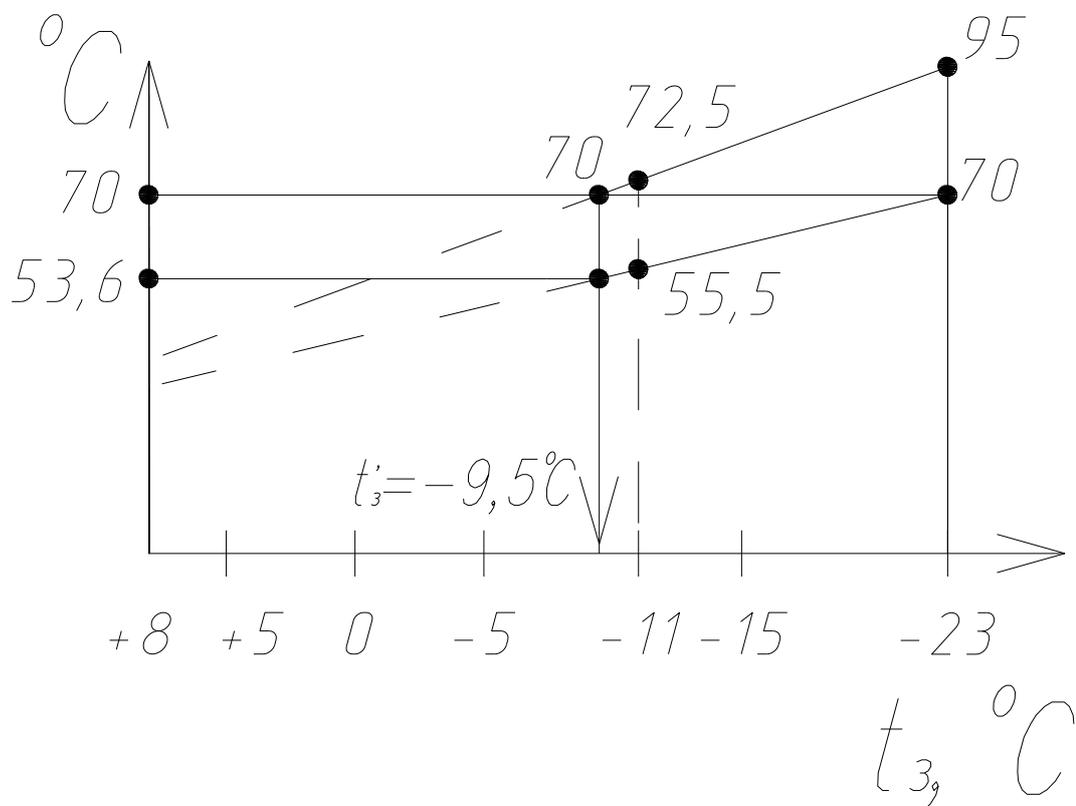
Температура зовнішнього повітря, $t_3, ^\circ\text{C}$	$\overline{Q_o}$	95/70 °С		80/60 °С		70/50 °С	
		$\tau_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_2, ^\circ\text{C}$	$\tau_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_2, ^\circ\text{C}$	$\tau_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_2, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4	5	6	7	8
+8	0,21	37,7	32,5	33,6	29,4	30,7	26,5
+5	0,28	42,6	35,6	38,3	32,7	34,7	29,1
0	0,41	53,7	43,5	46,7	37,9	41,7	33,5
-5	0,54	63,4	49,9	54,4	43,6	48,3	37,5
-11	0,69	74,0	56,6	63,0	49,2	55,6	41,8
-15	0,79	80,9	61,2	68,6	52,8	60,3	44,5
-20	0,92	89,7	66,7	75,7	57,3	66,4	48,0
-23	1	95	70	80	60	70	50

Результати таблиці 10 наведені на рисунку 7.



## 6 Визначення розрахункових витрат теплоносія по ділянкам теплової мережі міста

Перш ніж розпочати розрахунок визначення розрахункових витрат теплоносія по ділянкам теплової мережі міста, будемо опалювальний графік температур теплоносія (рис.8). Розрахункові температури теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах по завданню  $\tau_{10}=95^{\circ}\text{C}$ ,  $\tau_{20}=70^{\circ}\text{C}$ . Розрахункові величини приведені в таблиці 7.



*Рисунок 8 – Опалювальний графік температур теплоносія*

Температура теплоносія в закритій тепловій мережі не повинна знижуватися нижче  $70^{\circ}\text{C}$ . Тому лінії, які характеризують на графіку температуру мережної води в подавальному й зворотному трубопроводі, мають перелом.

Витрати теплоносія для окремих ділянок теплової мережі згідно [4] розраховують за допомогою формули:

$$G_p = G_o + G_v + \kappa_3 G_{2.6}^{cep}, \quad (20)$$

де  $G_o, G_v, G_{2.6}^{cep}$  – відповідно розрахункові витрати теплоносія на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання;

$\kappa_3$  – коефіцієнт, що залежить від теплового навантаження на ділянку.

При загальному тепловому навантаженні 100 МВт і більше  $\kappa_3=1,0$ ; при тепловому навантаженні меншому ніж 100 МВт, але більшому за 10 МВт  $\kappa_3= 1,2$ . Якщо менше від 10 МВт, то у формулі замість  $Q_{2.6}^{cp}$  підставляють  $Q_{2.6}^{max}$ , а  $\kappa_3=1,0$ . Тобто, теплове навантаження дорівнює на місто  $8695,9 \text{ кВт}=8,7 \text{ МВт}$ .

Розрахункову витрату теплоносія на опалення  $G_o$  будинків визначають за формулою, кг/с:

$$G_o = \frac{Q_{p.o}}{c(\tau_{10} - \tau_{20})}, \quad (21)$$

де  $Q_{p.o}$  - розрахункові витрати теплоти на опалення будинків, кВт (див.розд.2.1);

$\tau_{10}, \tau_{20}$  - розрахункові температури теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах, 95/70 °С (рис.8);

$c$ - теплоємність води, яка становить 4,187 кДж/кг°С.

Розрахункову витрату теплоносія на вентиляцію  $G_v$  будинків визначають за формулою, кг/с:

$$G_v = \frac{Q_{p.v}}{c(\tau_{1v} - \tau_{2v})}, \quad (22)$$

де  $Q_{p.v}$  - розрахункові витрати теплоти на вентиляцію будинків, кВт (див.розд.2.2);

$\tau_{1v}, \tau_{2v}$  - розрахункові температури теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах, при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування вентиляції ( $t_{3в} = -11^\circ\text{C}$ ), 72,5/55,5 °С (рис.8).

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На гаряче водопостачання, при регулюванні по опалювальному графіку та підключенню теплообмінників за паралельною схемою, та тепловому навантаженні менше  $10 \text{ MWt}$ , розрахункові витрати теплоносія  $G_{26}^{\max}$  обчислюю за допомогою рівняння, кг/с:

$$G_{26}^{\max} = \frac{Q_{26}^{\max}}{(\tau_1' - \tau_3')}, \quad (23)$$

де  $Q_{26}^{\max}$  - максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання, (див.розд.2.3) кВт;

$\tau_1'$  - температура теплоносія в подавальному трубопроводі у точці злому температурного графіка (при  $t_3 = t_3' = -9,5^\circ\text{C}$ ),  $70^\circ\text{C}$  (рис.8).;

$\tau_3'$  - температура теплоносія після теплообмінника в точці злому температурного графіка,  $\tau_3' = 53,6^\circ\text{C}$  (рис.8).

Виконуємо розрахунок витрат теплоносія для населеного пункту:

- Житловий будинок:

$$G_o = \frac{318}{4,187(95 - 70)} = 3,04 \text{ кг/с};$$

$$G_g = - \text{кг/с};$$

$$G_{26}^{\max} = \frac{55,3 \cdot 2,2}{4,187(70 - 53,6)} = 1,77 \text{ кг/с}.$$

Сумарна витрата:  $G = 3,04 + 0 + 1,77 = 4,81 \text{ кг/с}$ .

- Школа на 910 учнів:

$$G_o = \frac{315}{4,187(95 - 70)} = 3,01 \text{ кг/с};$$

$$G_g = \frac{28}{4,187(72,5 - 55,5)} = 0,39 \text{ кг/с};$$

$$G_{26}^{\max} = \frac{34,9 \cdot 2,2}{4,187(70 - 53,6)} = 1,12 \text{ кг/с}.$$

Сумарна витрата:  $G = 3,01 + 0,39 + 1,12 = 4,52 \text{ кг/с}$ .

					$201nHT-13491013-ДП$	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

- Дитсад на 110 дітей:

$$G_o = \frac{132}{4,187(95 - 70)} = 1,26 \text{ кг/с};$$

$$G_e = \frac{23}{4,187(72,5 - 55,5)} = 0,32 \text{ кг/с};$$

$$G_{26}^{\max} = \frac{21 \cdot 2,2}{4,187(70 - 53,6)} = 0,67 \text{ кг/с}.$$

Сумарна витрата:  $G = 1,26 + 0,32 + 0,67 = 2,25 \text{ кг/с}$ .

- Школа на 540 учнів:

$$G_o = \frac{259}{4,187(95 - 70)} = 2,47 \text{ кг/с};$$

$$G_e = \frac{23}{4,187(72,5 - 55,5)} = 0,32 \text{ кг/с};$$

$$G_{26}^{\max} = \frac{20,9 \cdot 2,2}{4,187(70 - 53,6)} = 0,67 \text{ кг/с}.$$

Сумарна витрата:  $G = 2,47 + 0,32 + 0,67 = 3,46 \text{ кг/с}$ .

Результати розрахунку витрат теплоносія по окремим споживачам заношу в таблицю 11.

Таблиця 11 – Розрахункові витрати теплоносія для будівель населеного пункту

№ п/п	Призначення будівлі	$G_o$ , кг/с	$G_e$ , кг/с	$G_{26}^{\max}$ , кг/с	$\sum G$ кг/с
1	2	3	4	5	6
1	Житловий будинок	3,04	-	1,77	4,81
2	Школа на 910 учнів	3,01	0,39	1,12	4,52
3	Дитсад на 110 дітей	1,26	0,32	0,67	2,25
4	Школа на 540 учнів	2,47	0,32	0,67	3,46

201nHT-13491013-ДП

Арк.

41

## 7 Гідралічний і тепловий розрахунок теплової мережі міста

### 7.1 Трасування теплової мережі

Проектування теплових мереж починають із нанесення на план житлового району міста траси трубопроводів (рис.9).

Основні принципи, якими потрібно керуватись при цьому – це мінімальна довжина трубопроводів від джерела теплоти до споживачів та надійність роботи системи тепlopостачання.

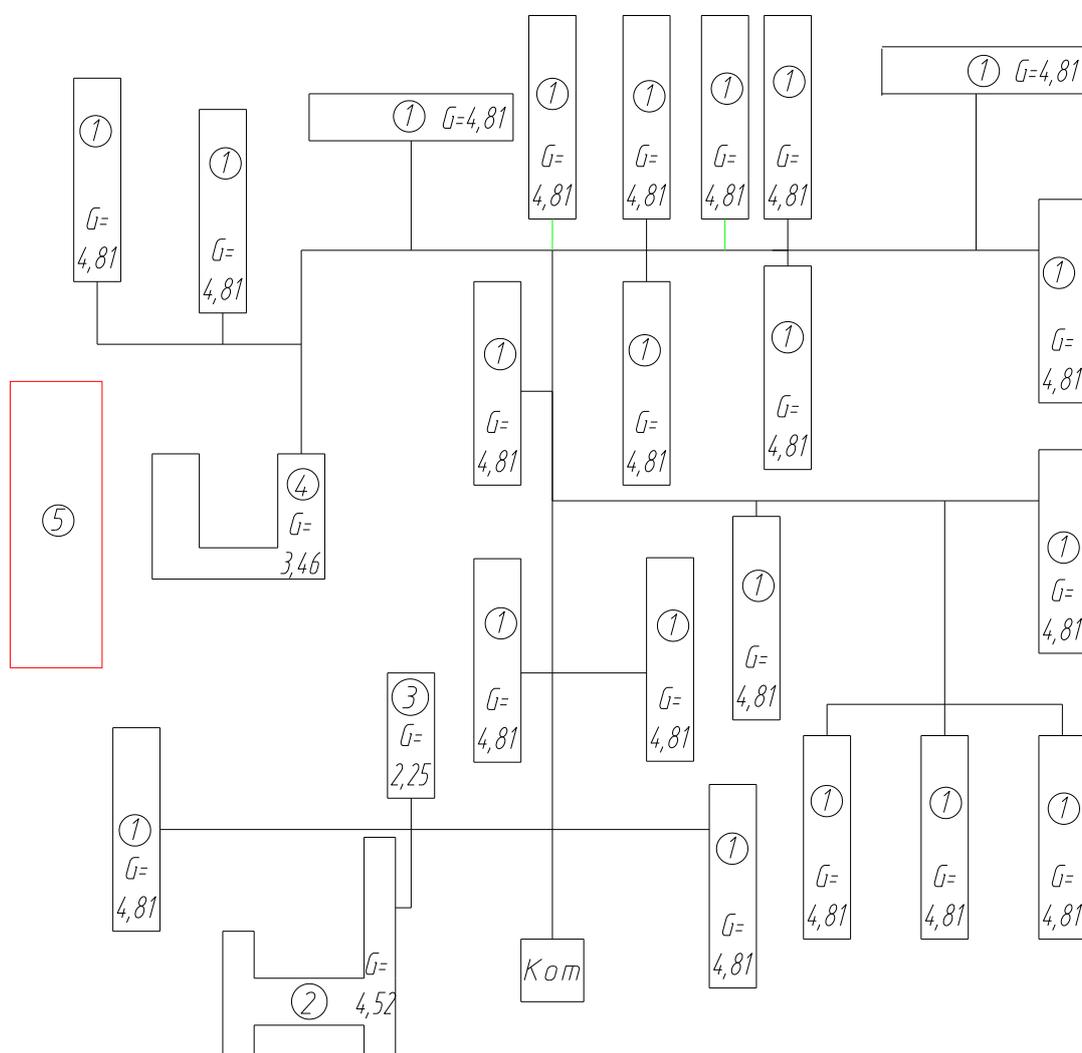


Рисунок 9 – Монтажна схема теплової мережі населеного пункту  
Кот – котельня; 1 – житловий будинок; 2 – школа на 910 учнів; 3 – дитячий садок на 110 місць; 4 – школа на 540 учнів;  
5- молокозавод (має власну котельню)

## 7.2 Гідравлічний розрахунок

Гідравлічний розрахунок теплових мереж виконується з метою визначення діаметрів трубопроводів і втрат тиску в них (рис.10). Результати гідравлічного розрахунку використовують для визначення капіталовкладень, підбору мережних і живильних насосів, вибору схеми приєднання абонентських установок до теплових мереж [4].

Послідовність гідравлічного розрахунку:

- 1) на трасі трубопроводів вибираю головну розрахункову магістраль, як правило, від джерела тепла (котельні) до найбільш віддаленого споживача;
- 2) визначаю розрахункові витрати теплоносія на ділянках і довжини ділянок;
- 3) на основі витрат теплоносія і орієнтуючись на питому втрату тиску до 80 Па/м, назначаю діаметри трубопроводів на ділянках, користуючись таблицями для гідравлічного розрахунку теплових мереж;
- 4) по таблицям визначаю питому втрату тиску і швидкість теплоносія, що не повинна перевищувати 1,5м/с;
- 5) на розрахунковій схемі розставляю відмикаючу арматуру, компенсатори, а на вводі до абонентів і на виході із джерела тепла передбачаю установку грязьовиків і лічильників тепла;
- 6) на основі місцевих опорів визначаю еквівалентну довжину кожної ділянки і обчислюю приведену довжину по формулі, м:

$$l_{np} = l + l_{екв}, \quad (24)$$

Результати розрахунків записую в таблицю 12.

- 7) визначаю втрати тиску на ділянках по формулі, Па:

$$\Delta p = R \cdot l_{np}, \quad (25)$$

і втрати тиску на магістралі;

					201nHT-13491013-ДП201nHT-13491013-ДП	Арк.А
Змн.З	Арк.А	№ докум.№ доку	ПідписПідп	Дата		48

8) розраховую відгалуження по розрахунковому перепаду тиску, при цьому питома втрата тиску не повинна перевищувати 300Па/м.

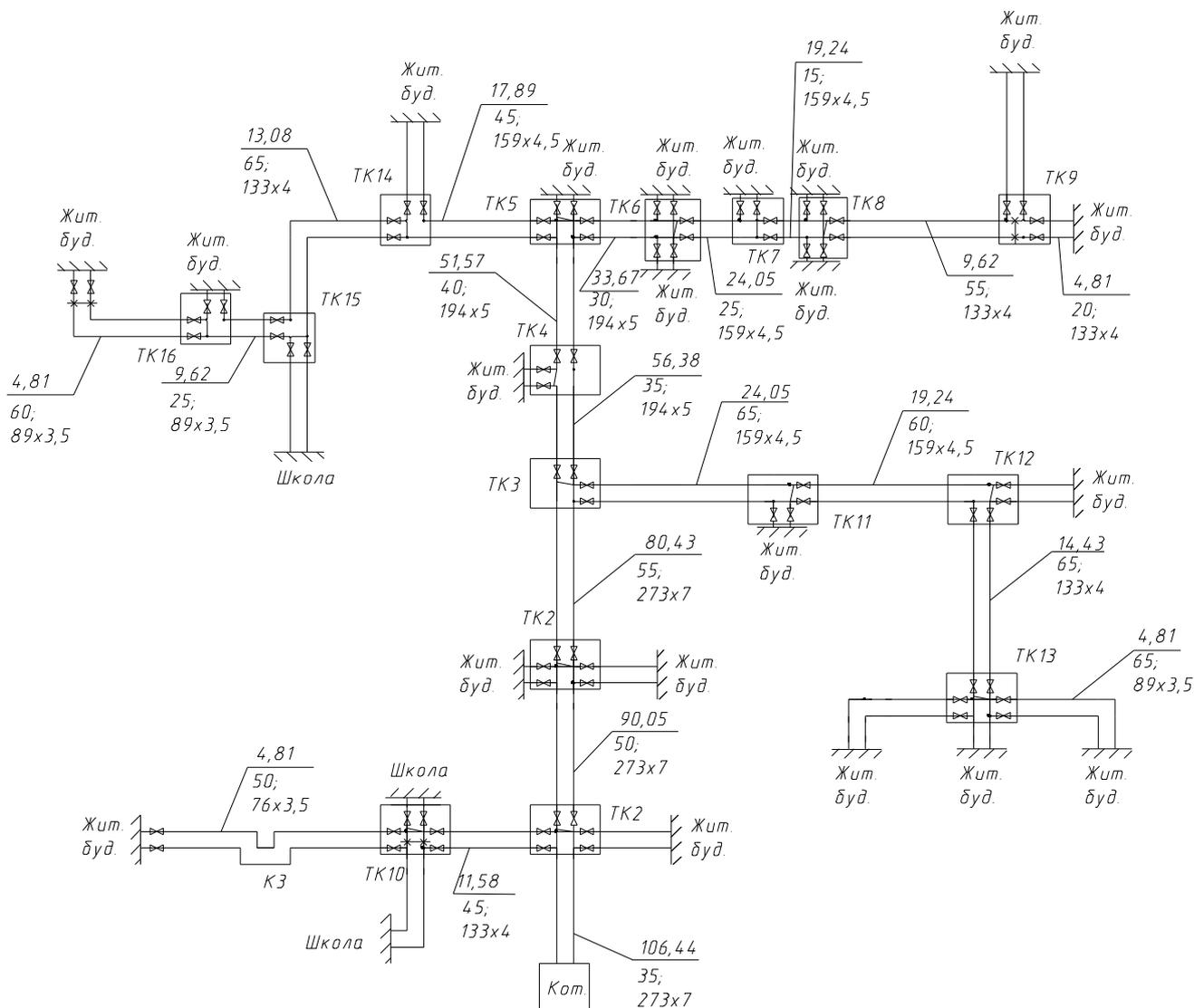


Рисунок 10 – Монтажна схема трубопроводів

Гідравлічний розрахунок виконую в таблиці 12.

Еквівалентна довжина – таблиця 13

					Арк.
201nHT-13491013-ДП					44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Таблиця 12 – Гідравлічний розрахунок системи тепlopостачання

№ ділянки	Витрата, кг/с	D×s, мм	Довжина ділянки, м			R, Па/м	V, м/с	Rl, Па	Напір Н, м вод. ст..
			За планом	еквівалентна	приведена				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Головна розрахункова магістраль									
0-1	106,44	273*7	35	201,6	236,6	1,13	54,6	1291836	1,29
1-2	90,05	273*7	50	22,4	72,4	0,97	37,2	2693,28	0,27
2-3	80,43	273*7	55	16,8	71,8	0,81	28,2	2024,76	0,2
3-4	56,38	194*5	35	14,6	49,6	1,06	74,3	3685,28	0,37
4-5	51,57	194*5	40	18,25	58,25	0,9	53,9	3139,68	0,31
5-6	33,67	194*5	30	14,6	44,6	0,82	45	2007	0,2
6-7	24,05	159*4,5	25	8,55	33,55	0,89	67,5	2264,63	0,23
7-8	19,24	159*4,5	15	8,55	23,55	0,71	43,2	1017,36	0,1
8-9	9,62	133*4	5	4,52	9,52	0,77	63,7	606,42	0,06
9-Жит.буд.	4,81	133*4	60	6,78	66,78	0,51	28,3	1889,87	0,19
Разом									3,86
Відгалудження									
1-10	11,58	133*4	45	18,8	63,8	0,56	34,3	2188,34	0,22
10-Жит.буд.	4,81	76*3,5	50	40,52	70,52	0,84	167,5	11812,1	1,18
Відгалудження									
5-14	17,89	159*4,5	45	14,25	59,05	0,71	43,2	2559,6	0,26
14-15	13,08	133*4	65	9,04	74,04	0,77	63,7	4716,35	0,47
15-16	9,62	89*3,5	25	3,95	28,95	0,59	66,2	1916,49	0,19
16-Жит.буд	4,81	89*3,5	60	47,34	107,34	0,59	66,2	7105,91	0,71
Відгалудження									
3-11	24,05	159*4,5	65	11,4	76,9	0,89	67,5	5157	0,52
11-12	19,24	159*4,5	60	8,55	68,5	0,71	43,2	2961,36	0,3
12-13	14,43	133*4	65	9,04	74,04	0,77	69,7	4716,35	0,47
13-Жит.буд.	4,81	89*3,5	65	49,97	114,97	0,59	66,2	7611,01	0,76

Таблиця 13 – Розрахунок еквівалентної довжини ділянки

№ діл.	D <sub>y</sub> , мм	Місцеві опори	Коефіцієнт місцевого опору $\xi$	Еквівалентна довжина при $\xi = 1$	Еквівалентна довжина ділянки
0-1	250	Задв., гр.,ліч,хр на прохід	18	11,2	201,6
1-2	250	Задв., хр. прохід	2	11,2	22,4
2-3	250	Задв., тр. на прохід	1,5	11,2	16,8
3-4	175	Задв., тр.на прохід	2	7,3	14,6
4-5	175	Задв., хр.на відгалудження	2,5	7,3	18,25
5-6	175	Задв., тр. прохід	2	7,3	14,6
6-7	150	Задв., тр. на прохід	1,5	5,7	8,55
7-8	150	3 задв., тр. на прохід	1,5	5,7	8,55
8-9	125	тр. прохід	1	4,52	4,52
9- Жит.буд.	125	задв., тр. на прохід	1,5	4,52	6,78
1-10	70	Задв., тр. на відг.	18,5	2,19	40,52
10- Жит.буд.	70	Задв., хр. відгалудження,гр.,ліч	18,5	2,19	40,52
3-11	150	Задв., тр. на відгалуження	2	5,7	11,4
11-12	150	Задв., тр. на прохід	1,5	5,7	8,55
12-13	125	Задв,тр. на відгалуження	2	4,52	9,04
13- Жит.буд.	80	Задв,хр.на відгалуження,пов. 90 <sup>0</sup> ,гр.,ліч	19	2,63	49,97
5-14	150	Задв., хр. Відгалуження.	2,5	5,7	14,25
14-15	125	Задв., тр. на прохід,пов.на 90 <sup>0</sup>	2	4,52	9,04
15-16	80	Задв,тр. на прохід	1,5	2,63	9,95
16- Жит.буд.	80	Задв., тр. на прохід,пов.на 90 <sup>0</sup> гр., ліч.	18	2,63	47,34

### 7.3 Тепловий розрахунок

Задачами теплового розрахунку являються: визначення втрат тепла через трубопровід і ізоляцію в оточуюче середовище, розрахунок падіння температури теплоносія при транспортуванні його по теплопроводу і визначення економічно найвигіднішої товщини ізоляції [4].

В даному дипломному проєкті задачею теплового розрахунку є визначення товщини теплової ізоляції на ділянці теплопроводу. При проєктуванні теплових мереж товщину ізоляції визначають виходячи із норм втрат тепла, заданого перепаду температур на ділянці теплової мережі, допустимої температури на поверхні конструкції і техніко-економічного розрахунку.

Розрахунок теплової ізоляції виходячи із норм втрат тепла полягає у визначенні товщини основного ізоляційного шару для умови, щоб втрати тепла не перевищували норм.

Розрахунок товщини теплової ізоляції виконую для ділянки 5-14, умовний діаметр якої станове 159x4,5 мм.

#### Порядок розрахунку

1. Визначаю загальний опір переходу тепла від теплоносія до оточуючого середовища, м °C/Вт:

$$\sum R = \frac{\tau_{cp} - t_o}{q}, \quad (26)$$

де  $q$  – норма втрат тепла, Вт/м;

$\tau_{cp}$  – розрахункова температура теплоносія середня за рік;

$t_o$  – середньорічна температура ґрунту на осі закладання трубопроводу, приймаємо  $t_o = +5^\circ\text{C}$ .

Загальний опір подаючого трубопроводу:

$$\sum R_{под} = \frac{90 - 5}{76} = 1,11 \text{ Вт/м};$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальний опір зворотнього трубопроводу:

$$\sum R_{зв} = \frac{50-5}{49} = 0,91 \text{ Вт/м.}$$

З іншого боку при прокладці теплопроводу в непрохідному одноячейковому каналі загальний опір станове:

$$\sum R = R_{г} + R_{із} + R_{н.ш} + R_{з} + R_{кан} + R_{зр} + R_{1-2}, \quad (27)$$

З цього рівняння визначаємо опір основного ізоляційного шару:

$$R_{із} = \sum R - (R_{г} + R_{н.ш} + R_{з} + R_{кан} + R_{зр} + R_{1-2}), \quad (28)$$

Для визначення  $R_{п.ш}$  і  $R_{з}$  попередньо задають конструкцією теплоізоляції. Основний ізоляційний шар – *мати мінераловатні прошивні* в обкладці з металічної сітки товщиною  $\delta_{із} = 50 \text{ мм}$ .

Покрівельний шар – азбестоцементна штукатурка по металічній сітці  $\delta_{н.ш} = 8 \text{ мм}$ ,  $\lambda_{н.ш} = 0,38 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$ .

Зовнішній діаметр трубопроводу  $D_3 = 108 \text{ мм}$ ;

Визначаю діаметр ізоляції  $D_{із}$  та діаметр конструкції  $D_{к}$ , мм:

$$D_{із} = D_3 + 2 \cdot \delta_{із}, \quad (29)$$

$$D_{к} = D_{із} + 2 \cdot \delta_{н.ш}, \quad (30)$$

$$D_{із} = 108 + 2 \cdot 50 = 208 \text{ мм.}$$

$$D_{к} = 208 + 2 \cdot 8 = 224 \text{ мм.}$$

Підбираю тип каналу КЛ та визначаю його розміри виходячи із мінімально-допустимих відстаней (a, b, c, d), мм:

$$A = a + D_{к} + b + D_{к} + a, \quad (31)$$

$$H = c + D_{к} + d, \quad (32)$$

$$A = 80 + 224 + 140 + 224 + 80 = 748;$$

$$H = 150 + 224 + 50 = 424.$$

Стандартні розміри каналу становлять  $900 \times 450 \text{ мм}$ .

2. Визначаю еквівалентний діаметр каналу, м:

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$D_{екв} = \frac{4 \cdot F}{\Pi}, \quad (33)$$

де F – площа перерізу каналу, м<sup>2</sup>;

Π – периметр каналу, м.

$$D_{екв} = \frac{4 \cdot (0,9 \cdot 0,45)}{0,9 + 0,45 + 0,9 + 0,45} = 0,6$$

3. Обчислюю опір покрівельного шару, м °C/Вт:

$$R_{n.ш} = \frac{\ln \frac{D_{к}}{D_{із}}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{n.ш}}, \quad (34)$$

$$R_{n.ш} = \frac{\ln \frac{275}{259}}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.38} = 0.025$$

4. Опір переходу тепла від поверхні конструкції до повітря каналу, м °C/Вт:

$$R_3 = \frac{1}{\pi \cdot D_{к} \cdot \alpha_3}, \quad (35)$$

де  $\alpha_3 = 8,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$  - коефіцієнт теплообміну для непрохідних каналів.

$$R_3 = \frac{1}{3.14 \cdot 0.275 \cdot 8.14} = 0.14$$

5. Опір переходу тепла від повітря до поверхні каналу, м °C/Вт:

$$R_{кан} = \frac{1}{\pi \cdot D_{екв} \cdot \alpha_{кан}}, \quad (36)$$

де  $\alpha_3 = \alpha_{кан}$  - в непрохідних каналах.

$$R_{кан} = \frac{1}{3.14 \cdot 0.6 \cdot 8.14} = 0.065$$

6. Опір ґрунта, м °C/Вт:

$$R_{зр} = \frac{\ln \frac{4 \cdot h}{D_{екв}}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{зр}}, \quad (37)$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

де  $h$  – глибина закладання осі трубопроводу, приймається 0,9-1,2м;

$\lambda_{cp}$  - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності ґрунту, який станове:

- для мало вологого ґрунту - 1,7 Вт/(м °С);
- для вологого ґрунту - 2,3 Вт/(м °С);
- для водонасиченого ґрунту – 2,9 Вт/(м °С).

$$R_{cp} = \frac{\ln \frac{4 \cdot 1}{0.6}}{2 \cdot 3.14 \cdot 2.5} = 0.13$$

7. Опір впливу зворотного трубопроводу на подаючий, м °С/Вт:

$$R_{1-2} = \psi_1 \cdot (R_{кан} + R_{cp}), \quad (38)$$

$$\psi_1 = \frac{q_{зв}}{q_{под}}, \quad (39)$$

$$R_{1-2} = \frac{49}{76} \cdot (0.065 + 0.13) = 0.12$$

8. Опір впливу подаючого трубопроводу на зворотній, м °С/Вт:

$$R_{2-1} = \psi_2 \cdot (R_{кан} + R_{cp}), \quad (40)$$

$$\psi_2 = \frac{q_{под}}{q_{зв}}, \quad (41)$$

$$R_{2-1} = \frac{76}{49} \cdot (0.065 + 0.13) = 0.3$$

Визначаю опір теплопередачі шару ізоляції, м °С/Вт:

$$R_{i3}^{под} = 1.1 - (0.025 + 0.14 + 0.065 + 0.13 + 0.12) = 0.62,$$

$$R_{i3}^{зв} = 0.91 - (0.025 + 0.14 + 0.065 + 0.13 + 0.3) = 0.25$$

9. Визначаю коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/(м °С):

$$\lambda_{i3} = 1.163 \cdot 1.2 \cdot (0.046 + 0.00016 \cdot t_{cp}), \quad (42)$$

де  $t_{cp}$  – середня температура ізоляції, °С

- $t_{cp} = 57$  °С для подаючого трубопроводу;
- $t_{cp} = 50$  °С для зворотного трубопроводу;

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Подаючий трубопровід:  $\lambda_{із} = 1.163 \cdot 1.2 \cdot (0.046 + 0.00016 \cdot 57) = 0,077$ ;

Зворотній трубопровід:  $\lambda_{із} = 1.163 \cdot 1.2 \cdot (0.046 + 0.00016 \cdot 50) = 0,075$ ;

10. Обчислюю товщину основного ізоляційного шару, мм:

$$\delta_{із} = D_3 \cdot \frac{e^{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{із} \cdot R_{із}} - 1}{2}, \quad (43)$$

Товщина ізоляції подаючого трубопроводу:

$$\delta_{із} = 159 \cdot \frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,62 \cdot 0,08} - 1}{2} = 29,05 \approx 30 \text{ мм}$$

Приймаю товщину ізоляції 30 мм (рис.11).

Товщина ізоляції зворотного трубопроводу:

$$\delta_{із} = 108 \cdot \frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,294 \cdot 0,075} - 1}{2} = 9,7 \approx 10 \text{ мм}$$

Приймаю товщину ізоляції 10 мм (рис.11).

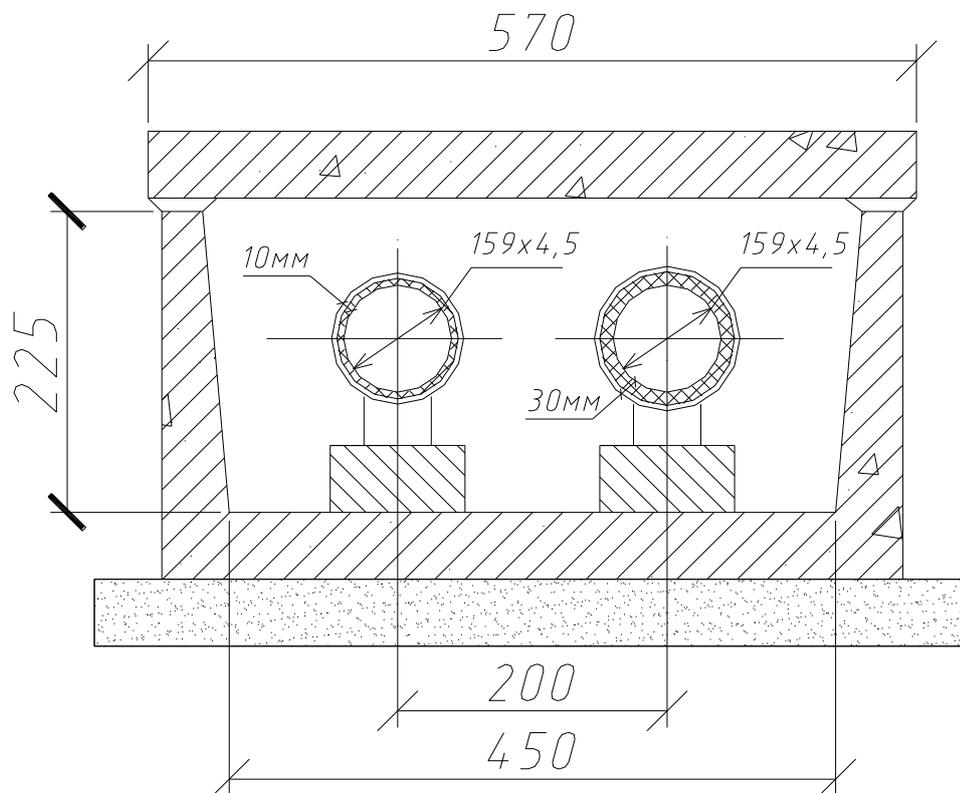


Рисунок 11 – Прокладка трубопроводів у непрохідних каналах



Котел паровий Viessmann Vitomax 200-NS – горизонтальний сталевий, жаротрубний, триходовий. Котел постачається з шафою керування Vitocontrol, арматурою регулювання і безпеки, двома індикаторами рівня, манометрами, головним паровим клапаном, продувним устаткуванням, панель керування. Котли Viessmann Vitomax оснащуються газовими або комбінованими пальниками, що сертифіковані в Україні.

Таблиця 14 – Габаритні розміри газового котла Viessman Vitomax 200-NS №9

Максимальний тиск, бар	6 – 20
Максимальна паропроодуктивність, т/ГОД	0,5 – 30
Максимальна теплова потужність, МВт	325 – 19700 кВт
ККД, %	95,5
Габаритні розміри, ДхШхВ, мм	3480x2000x2300
Вага, т	4,3

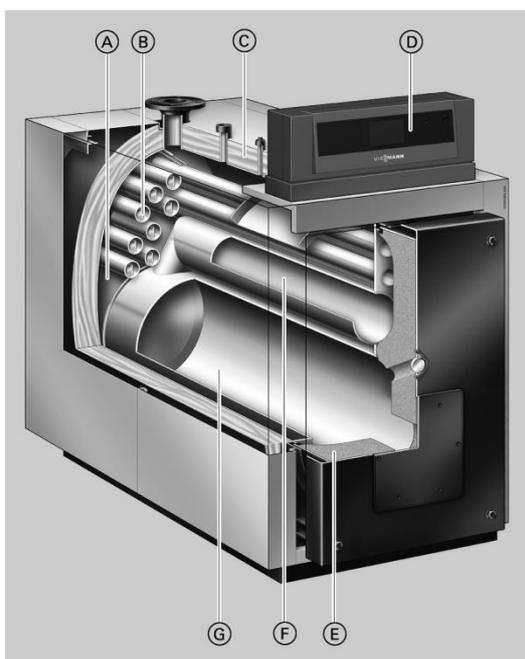


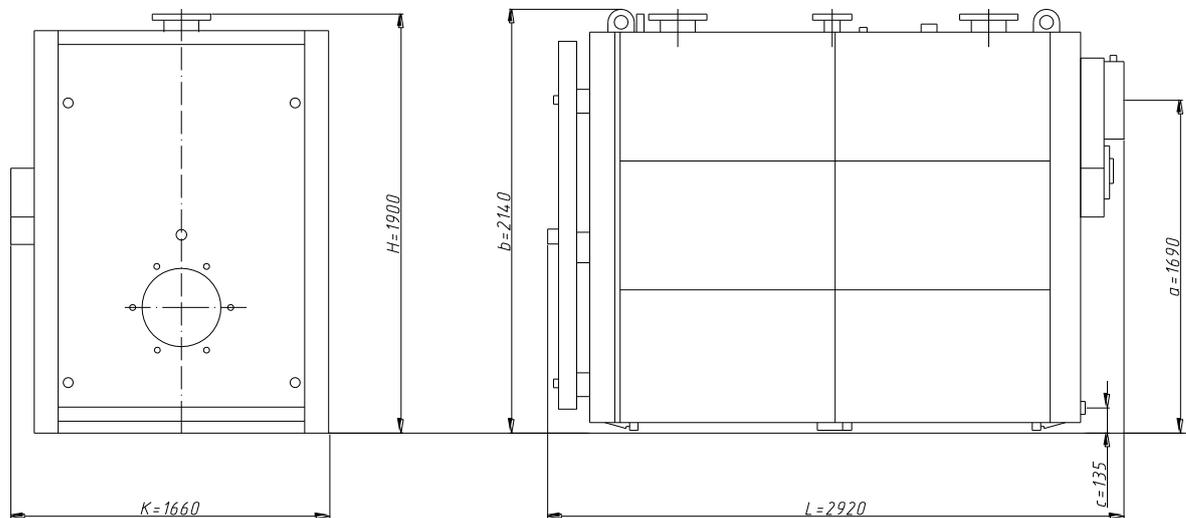
Рисунок 13– Водогрійний котел Vitoplex 200

*A – Завдяки широким проходкам між жаровими трубами та великому водонаповненню котлового блоку забезпечується ефективна природна циркуляція та спрощується гідравлічне стиккування котла із системою; B – третій газохід; C – високоефективна теплоізоляція; D – контролер Vitotronic з кольоровим сенсорним дисплеєм; E – теплоізоляційний дверець котла; F – другий хід димових газів; G – камера згорання*

Таблиця 15 – Габаритні розміри водогрійного котла Vitoplex 200

Модель котла	Ширина, К, мм	Глибина, L, мм	Висота, Н, мм	a, мм	b, мм	c, мм	Подаючий, мм	Зворотній, мм	Димова труба, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Vitoplex 200 1600 кВт	1660	2920	1900	1690	2140	135	150	150	400

Максимальний тиск, бар (кПа)	4 (400)
ККД, %	85
Габаритні розміри, ДхШхВ, мм	2920x1660x1900
Аеродинамічний опір, Па	285



*Рисунок 14 – Розріз котла Vitoplex 200 1600 кВт*

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

## 9 Визначення теплової потужності парових і водогрійного котла. Визначення витрат палива

Відповідно до нормативного документа [2] кількість котлів у котельні залежить від її виду, призначення щодо використання потужностей та класу споживача по надійності відпуску теплової енергії.

Для опалювальної котельні кількість котлів приймають на рівні теплової потужності без резерву, але не менше двох. Для виробничо-опалювальних і виробничих котелень – за рівнем розрахункової потужності плюс один котел.

При розробленні дипломного проекту кількість котлів слід розраховувати за такими формулами, шт.:

$$n = \frac{\sum Q}{Q_k}, \quad (44)$$

$$n = \frac{\sum D}{D_k}, \quad (45)$$

де  $Q_k$  – теплопродуктивність котла, кВт;

$D_k$  – паропроодуктивність котла, т/год;

$\sum Q$  – загальне теплове навантаження на котельню, кВт;

$\sum D$  – сумарне навантаження котельні по паропроодуктивності, т/год.

Кількість парових котлів складає 2 шт. марки Viessman Vitomax 200-HS №9, кількість водогрійних котлів – 1 шт. марки Vitoplex 200.

Потужність водогрійного та парового котлоагрегату становить:

$$N = \frac{Q}{\eta}, \quad (46)$$

де  $Q$  – теплопродуктивність котла;

$\eta = 92\%$  - ККД водогрійного котла;

$\eta = 95,5\%$  - ККД парового котла.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_6 = \frac{1600}{0,92} = 1739,13 \text{ кВт}$$

$$N_n = \frac{3500}{0,955} = 3665 \text{ кВт}$$

Розрахункова витрата палива розраховується:

$$B_p = \frac{N}{Q_n^p}, \quad (47)$$

де  $Q_n^p = 37,6 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$  – теплотворна здатність палива (завдання, розд.10)

- для водогрійного  $B_p^g = \frac{N_6}{Q_n^p} = \frac{1739,13 \text{ кВт} \cdot 1000}{37,6 \text{ МДж} / \text{м}^3 \cdot 3600} = 12,8 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$

- для парового  $B_p^n = \frac{N_n}{Q_n^p} = \frac{3665 \text{ кВт} \cdot 1000}{37,6 \text{ МДж} / \text{м}^3 \cdot 3600} = 27,1 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$

Загалом витрата палива для котельні буде становити:

$$\sum B = B_p^g + 2 \cdot B_p^n, \quad (48)$$

$$\sum B = 12,8 + 2 \cdot 27,1 = 67 \text{ м}^3 / \text{год}$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

## 10 Визначення параметрів процесу горіння (теплоти згорання, об'єму продуктів згорання, витрат повітря на горіння)

Згідно завдання на дипломне проектування паливом для роботи котлів служить природний газ, який транспортується. Газопровід: Шебелинка-Дніпро. Склад сухого газу, %, (див.табл.2 вихідні дані):

CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	$Q_H^p$ , МДж/нм <sup>3</sup>
92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	0,05	1,5	0,10	37,6

Теплотворна здатність палива становить:

$$Q_n^p = 35,831 \cdot CH_4 + 63,765 \cdot C_2H_6 + 91,272 \cdot C_3H_8 + 118,675 \cdot C_4H_{10} + 146,1 \cdot C_5H_{12}, \quad (49)$$

$$Q_n^p = 35,831 \cdot 0,928 + 63,765 \cdot 0,039 + 91,272 \cdot 0,01 + 118,675 \cdot 0,004 + 146,1 \cdot 0,003$$

$$Q_n^p = 33,25 + 2,49 + 0,91 + 0,487 + 0,44 = 37,6 \text{ МДж} / \text{м}^3$$

$$Q_n^p = 37,6 \text{ МДж} / \text{м}^3 = 8930 \text{ ккал} / \text{м}^3 = 10,4 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$$

Розрахунок горіння палива для визначення теоретичної кількості повітря, яка необхідна для згорання палива, а також визначення об'ємів продуктів згорання виконую нижче.

1) Теоретичний об'єм повітря на горіння:

$$V_m = \frac{4,76}{100} \cdot \left( 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + \left( m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n + 0,5CO + 0,5H_2 \right), \quad (50)$$

$$V_m = \frac{4,76}{100} \cdot (2 \cdot 92,8 + 3,5 \cdot 3,9 + 5 \cdot 1 + 6,5 \cdot 0,4 + 8 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0,05) = 9,96 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

2) Теоретичний об'єм трьохатомних газів:

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} = 0,01 \cdot \left( \sum m \cdot C_mH_n + CO_2 + CO + H_2S \right), \quad (51)$$

$$V_{CO_2} = 0,01 \cdot (CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12} + CO_2 + CO + H_2S) =$$

$$V_{CO_2} = 0,01 \cdot (1 \cdot 92,8 + 2 \cdot 3,9 + 3 \cdot 1,0 + 4 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,3 + 0,1 + 0 + 0) = 1,068 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

3) Теоретичний об'єм водяних парів, вміст водяних парів в продуктах згорання, нм<sup>3</sup>/нм<sup>3</sup>:

					201nHT-13491013-ДП	Арк. 57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left( \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2 + H_2 S \right) + 0,124 \cdot d_2 + 0,016 \cdot V_m, \quad (52)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + H_2 + H_2S) + 0,124 \cdot d_2 + 0,016 \cdot V_m$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (2 \cdot 92,8 + 3 \cdot 3,9 + 4 \cdot 1 + 5 \cdot 0,4 + 6 \cdot 0,3 + 0,05 + 0) + 0,124 \cdot 10 + 0,016 \cdot 9,96$$

$$V_{H_2O} = 3,451 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

де  $d_2$  – вологовміст газового палива, приймається  $d_2 = 8 \div 14 \text{ мг/нм}^3$ .

4) Теоретичний об'єм двохатомних газів,  $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ :

$$V_{R_2} = V_{N_2} = 0,01 \cdot (N_2 + 79 \cdot V_m \cdot \alpha), \quad (53)$$

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot (1,5 + 79 \cdot 9,96 \cdot 1,3) = 10,244 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря для економайзера,  $\alpha = 1,3$ .

5) Вміст кисню в продуктах згорання:

$$V_{O_2} = 0,01 \cdot (21 \cdot V_m \cdot (\alpha - 1)), \quad (54)$$

$$V_{O_2} = 0,01 \cdot (21 \cdot 9,96 \cdot (1,3 - 1)) = 0,628 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

6) Сумарний об'єм продуктів згорання:

$$V_{\Sigma} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}, \quad (55)$$

$$V_{\Sigma} = 1,068 + 10,244 + 0,628 + 3,451 = 15,391 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

7) Об'єм надлишкового повітря,  $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ :

$$\Delta V = V_m \cdot (\alpha - 1), \quad (56)$$

$$\Delta V = 9,96 \cdot (1,3 - 1) = 2,988 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

8) Надлишковий об'єм водяних парів,  $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ :

$$\Delta V_{H_2O} = V_m \cdot (\alpha - 1) \cdot 0,016, \quad (57)$$

$$\Delta V_{H_2O} = 2,988 \cdot 0,016 = 0,048 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

9) Дійсний об'єм димових газів визначається за:

$$\sum V_{d.g.} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + \Delta V, \quad (58)$$

$$\sum V_{d.g.} = 1,068 + 10,244 + 3,451 + 2,988 = 17,751 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$$

10) Об'ємна частка трьохатомних газів:

										Арк.
										58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	201нНТ-13491013-ДП					

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{d.z.}}, \quad (59)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,068}{17,751} = 0,060 \quad \text{Т}$$

11) Об'ємна частка водяних парів:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{d.z.}}, \quad (60)$$

$$r_{H_2O} = \frac{3,451}{17,751} = 0,194$$

12) Загальна об'ємна частка трьохатомних газів у складі продуктів горіння:

$$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}, \quad (61)$$

$$r_n = 0,060 + 0,194 = 0,254$$

13) Об'єм димових газів при температурі  $t_{eio.} = 170^\circ C$ :

$$V_{n3}^{t=170} = \sum V_{d.z.} \cdot \frac{t_{eio.} + 273}{273}, \quad (62)$$

$$V_{n3}^{t=170} = 17,751 \cdot \frac{170 + 273}{273} = 28,809$$

Результати розрахунку основних характеристик процесу горіння вношу до таблицю 17.

Таблиця 17 – Результат розрахунку основних характеристик процесу горіння

№ п/п	Назва величини	Позначення	Результати розрахунку
1	2	3	4
1	Теоретичний об'єм повітря на горіння	$V_m$	9,96
2	Об'єм трьохатомних газів у складі продуктів горіння	$V_{RO_2}$	1,068
3	Об'єм водяних парів у складі продуктів горіння	$V_{H_2O}$	3,451
4	Об'єм двохатомних газів у складі продуктів горіння	$V_{R_2}$	10,244

## Продовження таблиці 17

1	2	3	4
5	Вміст кисню в продуктах згорання	$V_{O_2}$	0,628
6	Сумарний об'єм продуктів згорання	$V_{\Sigma}$	15,391
7	Об'єм надлишкового повітря у складі продуктів горіння	$\Delta V$	2,998
8	Надлишковий об'єм водяних парів у складі продуктів горіння	$\Delta V_{H_2O}$	0,048
9	Дійсний об'єм водяних парів у складі продуктів горіння	$\Sigma V_{d.z.}$	17,751
10	Об'ємна частка трьохатомних газів у складі продуктів горіння	$r_{RO_2}$	0,030
11	Об'ємна частка водяних парів у складі продуктів горіння	$r_{H_2O}$	0,194
12	Загальна об'ємна частка трьохатомних газів у складі продуктів горіння	$r_n$	0,254
13	Об'єм димових газів при температурі 170 °С	$V_{n3}^{t=170}$	28,809

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

## 11 Проектування конденсаційного теплообмінника.

### Розрахунок теплообмінника і ефективності його роботи при різних температурах теплоносія на вході до теплообмінника

Конденсаційний теплообмінник призначений для збільшення ККД котла. Виконуємо підбір конденсаційного теплообмінника для різних температурних графіків відпуску теплоти (рис.4, 5, 6). Прорахуємо економію, виберемо оптимальний температурний графік.

Одним з найкращих варіантів збільшення ефективності котла є встановлення конденсаційного теплообмінника.

При середній температурі зовнішнього повітря за опалювальний період для м.Миргорода ( $t_{cep} = -0,8^{\circ}C$ ) проаналізуємо ефективність роботи теплообмінника при різних температурах теплоносія на вході до теплообмінника.

Збільшення втрат теплоти призводить до зменшення ККД котлів і зростанню витрат палива. Суттєвого зменшення втрат теплоти і, відповідно, збільшення ККД котлів можна досягнути за рахунок встановлення за котлами утилізаційних теплообмінників продуктів згорання, а саме, конденсаційних теплообмінників. Основним питанням є ефективність роботи таких теплообмінників.

Ефективність оцінюється величиною кількості теплоти, котру можна отримати в них у % від теплопродуктивності котлів, або кількістю теплоти у ккал або кВт год. Утилізовану теплоту доцільно використовувати для попереднього нагрівання мережної води із зворотної магістралі теплових мереж, або дуттьового повітря.

Економічна ефективність утилізації теплоти (табл.18) визначається співвідношенням вартості робіт і обладнання з встановлення утилізаційного теплообмінника і вартістю отриманої додаткової теплоти.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Ефективність роботи утилізаторів визначається:

- температурою мережної води у зворотній магістралі на вході до теплообмінника,
- величиною перепаду температур між температурою мережної води на вході і температурою продуктів згорання на виході (для найкращих зразків теплообмінників утилізаторів цей перепад становить 5...6°C, тобто продукти згорання вдається охолодити до величини, яка перевищує температуру води на вході на 5...-6°C).

Для встановлення в котельні обираємо водогрійний котел марки Vitoplex 200, потужністю  $N = 1600 \text{ кВт}$  і теплопродуктивністю:

$$N \cdot \eta = 1600 \cdot 0,85 = 1360 \text{ кВт}$$

Для більш ефективного використання потенціалу продуктів згорання в проекті запропоновано оснащення котла конденсаційним теплообмінником ЕКА-6. Потенційна теплопродуктивність конденсаційного теплообмінника становить 14% від теплопродуктивності котла, тобто:

$$0,14 \cdot N \cdot \eta = 0,14 \cdot 1360 = 190,4 \text{ кВт}$$

Приклад для водогрійного котла потужністю 1600 кВт, який покриває теплове навантаження на систему опалення (500кВт) та гаряче водопостачання (700кВт) в 1200кВт, за опалювальний період будуть становити ( $n_o = 178$  діб)

$$Q_o = 500 \cdot 3600 \cdot n_o = 500 \cdot 3600 \cdot 178 = 320,4 \text{ ГДж}$$

$$Q_{гв} = 700 \cdot 3600 \cdot n_o = 700 \cdot 3600 \cdot 178 = 448,6 \text{ ГДж}$$

$$\text{Разом, } \Sigma Q = 320,4 + 448,6 = 769 \text{ ГДж}$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

## 11.1 Визначення теплопродуктивності конденсаційного теплообмінника при різних температурах теплоносія на вході

У нашому випадку (рис.4, 5, 6) при температурі продуктів згорання за конденсаційним теплообмінником  $44,5^{\circ}\text{C}$  маємо  $9,4\%$  теплоти від теплопродуктивності котла. Коли температура (рис.15) у зворотному трубопроводі буде  $39,1^{\circ}\text{C}$ , то ефективність утилізаційного теплообмінника становитиме  $10,9\%$ . Якщо зменшити температури води теплоносія до  $70/50^{\circ}\text{C}$ , при цьому у зворотному трубопроводі буде  $34,1^{\circ}\text{C}$ , то отримаємо  $12\%$  від теплопродуктивності котла (за рахунок збільшення поверхні теплообмінника і зменшення температури води у зворотному трубопроводі до  $34^{\circ}\text{C}$ ).

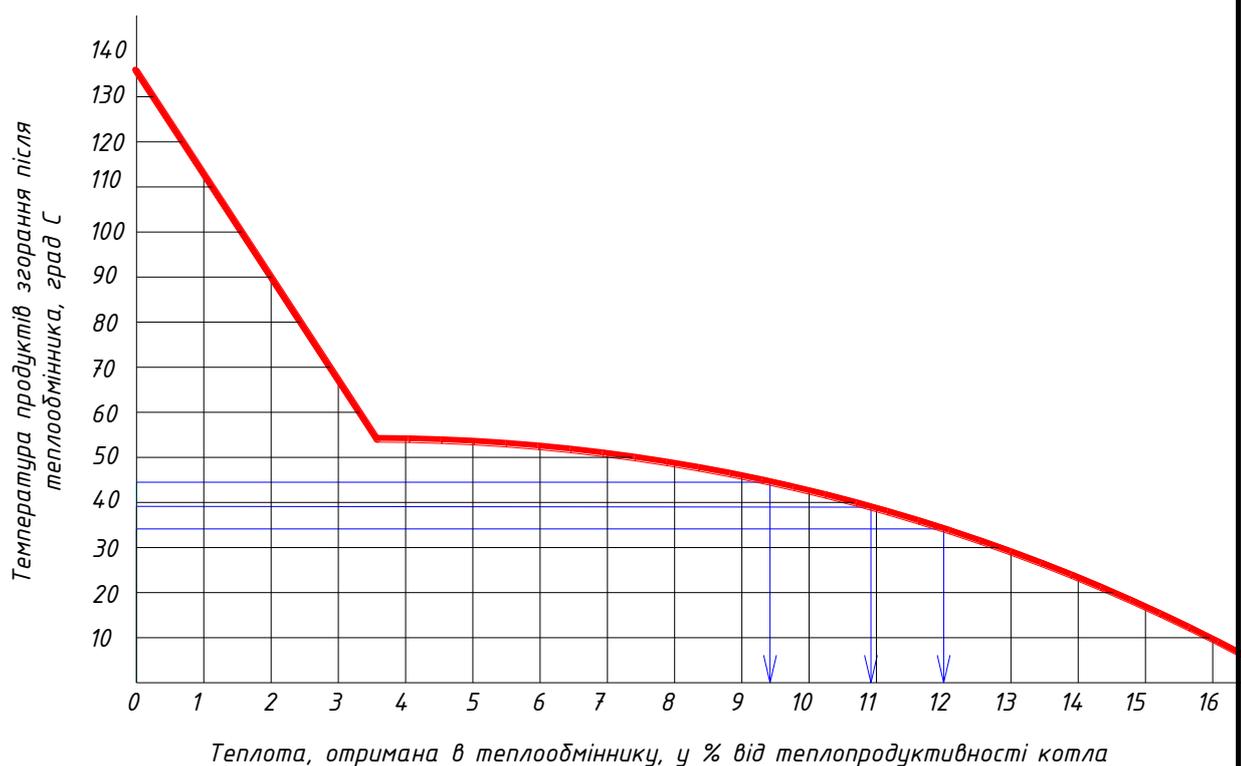


Рисунок 15 – Графік для визначення теплопродуктивності утилізаційного теплообмінника за котлом

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Таблиця 18 – Ефективність утилізаційного теплообмінника у % від теплопродуктивності котла

Температура відхідних газів, °С	Температура води у зворотному трубопроводі теплових мереж, °С, при температурному перепаді температур теплоносія		
	95/70	80/60	70/50
170	44,5	39,1	34,1
Ефективність, %	9,4 %	10,9 %	12%

При температурному графіку  $95/70^{\circ}\text{C}$ , середня температура води у зворотному трубопроводі буде становити  $44,5 + 5 = 50^{\circ}\text{C}$ .

Отже, ця вода зможе охолодити продукти згорання до температури близько  $44,5^{\circ}\text{C}$  (рис.4). При такій температурі зворотної води кількість утилізованої теплоти буде складати близько 9,5 % (рис.15, табл.18).

При теплопродуктивності котла  $1360 \text{ кВт}$  це становить:

$$1360 \cdot 0,095 = 129 \text{ кВт.}$$

Протягом опалювального періоду отримаємо додатково:

$$129 \cdot 4272 \text{ год} = 551088 \text{ кВт год, або } 473 \text{ Гкал теплоти.}$$

Тариф на тепло –  $2000 \text{ грн. за } 1 \text{ Гкал.}$

Економічна ефективність –  $473 \cdot 2000 = 946000 \text{ грн.}$

Але при цьому виникає проблема з тим, як себе поведуть опалювальні прилади, котрі розраховані на  $95/70^{\circ}\text{C}$ . Перевіряємо як змінить тепловіддача опалювальних приладів. Система опалення промислового підприємства розрахована на температуру теплоносія  $95/70^{\circ}\text{C}$ . При цьому середня температура приладу буде становити  $(95+70)/2 = 82,5^{\circ}\text{C}$ . А температурний напір передачі теплоти від приладу до повітря буде становити:  $\Delta t = 82,5 - 20 = 62,5^{\circ}\text{C}$ .

Тепловіддача приладів зменшилася:

$$Q = \Delta t^{0,35} \cdot F, \quad (63)$$

де  $F$  – поверхня приладу, не змінюється

$$Q = 62,5^{0,35} \cdot F = 4,25 \cdot F$$

					$201nHT-13491013-ДП$	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Аналогічні розрахунки виконую для температурного графіка 80/60°С.

Середня температура води у зворотному трубопроводі буде становити близько  $39,1 + 5 = 44,1^{\circ}\text{C}$ .

Отже, ця вода зможе охолодити продукти згорання до температури близько  $39,1^{\circ}\text{C}$  (рис.5). При такій температурі зворотної води кількість утилізованої теплоти буде складати близько 10,9 % (рис.15).

При теплопродуктивності котла  $1360 \text{ кВт}$  це становить:

$$1360 \cdot 0,109 = 148 \text{ кВт}.$$

Протягом опалювального періоду отримаємо додатково:

$$148 \cdot 4272 \text{ год} = 632256 \text{ кВт год}, \text{ або } 543 \text{ Гкал теплоти}.$$

Економічна ефективність –  $543 \cdot 2000 = 1086000$  грн.

При цьому середня температура приладу буде становити  $(80+60)/2 = 70^{\circ}\text{C}$ . А температурний напір передачі теплоти від приладу до повітря буде становити:  $\Delta t = 70 - 20 = 50^{\circ}\text{C}$ .

Тепловіддача приладів зменшилася:

$$Q = 50^{0,35} \cdot F = 3,93 \cdot F$$

Аналогічні розрахунки виконую для температурного графіка 70/50°С.

Середня температура води у зворотному трубопроводі буде становити близько  $34,1 + 5 = 39,1^{\circ}\text{C}$ .

Отже, ця вода зможе охолодити продукти згорання до температури близько  $34,1^{\circ}\text{C}$  (рис.6). При такій температурі зворотної води кількість утилізованої теплоти буде складати близько 12 % (рис.15).

При теплопродуктивності котла  $1360 \text{ кВт}$  це становить:

$$1360 \cdot 0,12 = 163 \text{ кВт}.$$

Протягом опалювального періоду отримаємо додатково:

$$163 \cdot 4272 \text{ год} = 696336 \text{ кВт год}, \text{ або } 598 \text{ Гкал теплоти}.$$

Економічна ефективність –  $598 \cdot 2000 = 1196000$  грн.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому середня температура приладу буде становити  $(70+50)/2=60$  °C. А температурний напір передачі теплоти від приладу до повітря буде становити:  $\Delta t= 60-20 = 40$  °C.

Тепловіддача приладів зменшилася:

$$Q = 40^{0,35} \cdot F = 3,64 \cdot F$$

Так як тепловіддача приладів зменшується, це призведе до зниження температури в приміщенні.

Отже, при температурі продуктів згорання за теплообмінником 44,5°C маємо 9,4% теплоти від теплопродуктивності котла. Якщо зменшимо температуру продуктів згорання за теплообмінником до 39,1°C ( за рахунок збільшення поверхні теплообмінника і зменшення температури води у зворотному трубопроводі до 44,1°C), то отримаємо 10,9% від теплопродуктивності котла.

Таким чином встановлення конденсаційного теплообмінника на водогрійному котлі дасть можливість отримати додатково:

$$1086000 \text{ грн.} - 946000 \text{ грн.} = 140000 \text{ грн.}$$

Картинка спостерігається таким чином, що якщо понижаємо температуру теплоносія, за рахунок цього можна збільшити економічну ефективність. Але це можливо, лише при умові, що ми зможемо охолодити продукти згорання, близькі, до 39,1 °C. Отримати більше за 10,9 % можна якщо зменшити температуру води у зворотному трубопроводі до 44,1°C.

Вибираємо температурни графік при якому ефективність конденсаційного теплообмінника буде найвища. Так вибираємо остаточно температурний графік відпуску теплоти. Це буде температурний графік з параметрами 80/60°C.

Додаткові видатки на теплообмінник, 10 - 12% від величини додаткової економії, котра виникає в результаті отримання додаткової теплоти при переході на конденсаційний режим. Це ми зможемо спостерігати на I-d діаграмі.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Знайдемо точку суміші.

$$d_{\text{сум}} = \frac{d_1 + d_2 \cdot n}{1 + n} \quad (64)$$

$$I_{\text{сум}} = \frac{I_1 + I_2 \cdot n}{1 + n}$$

Точка 1:  $t_1=95^\circ\text{C}$ ;  $d_1=85\text{г/кг}$ ;  $I_1=250\text{кДж/кг}$ ;  $\varphi_1=20\%$

Точка 2:  $t_2=170^\circ\text{C}$ ;  $d_2=106\text{г/кг}$ ;  $I_2=485\text{кДж/кг}$ ;  $\varphi_2=13\%$

Проес 2-1 – процес адіабатного зволоження, охолодження

Нехай  $d_{\text{сум}}=105\text{ г/кг}$ ; тоді:

$$n = \frac{d_{\text{сум}} - d_1}{d_2 - d_{\text{сум}}} = \frac{105 - 85}{106 - 105} = 20$$

$$d_{\text{сум}} = \frac{d_1 + d_2 \cdot n}{1 + n} = \frac{85 + 106 \cdot 20}{1 + 20} = 105\text{ г / кг}$$

$$I_{\text{сум}} = \frac{I_1 + I_2 \cdot n}{1 + n} = \frac{250 + 485 \cdot 20}{1 + 20} = 474\text{кДж / кг}$$

Точка С (суміші):  $t_{\text{сум}}=135^\circ\text{C}$ ;  $d_{\text{сум}}=105\text{г/кг}$ ;  $I_{\text{сум}}=474\text{кДж/кг}$ ;  $\varphi_{\text{сум}}=16\%$

Коли будемо спускати до повної конденсації ( $\varphi_{\text{к}}=100\%$ ), то параметри будуть становити:  $t_{\text{к}}=45^\circ\text{C}$ ;  $d_{\text{к}}=74\text{г/кг}$ ;  $I_{\text{к}}=230\text{кДж/кг}$ ;  $\varphi_{\text{к}}=100\%$  (див.рис.16). Цей проце носить назву охолодження, осушення. А точка має параметри повної конденсації.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

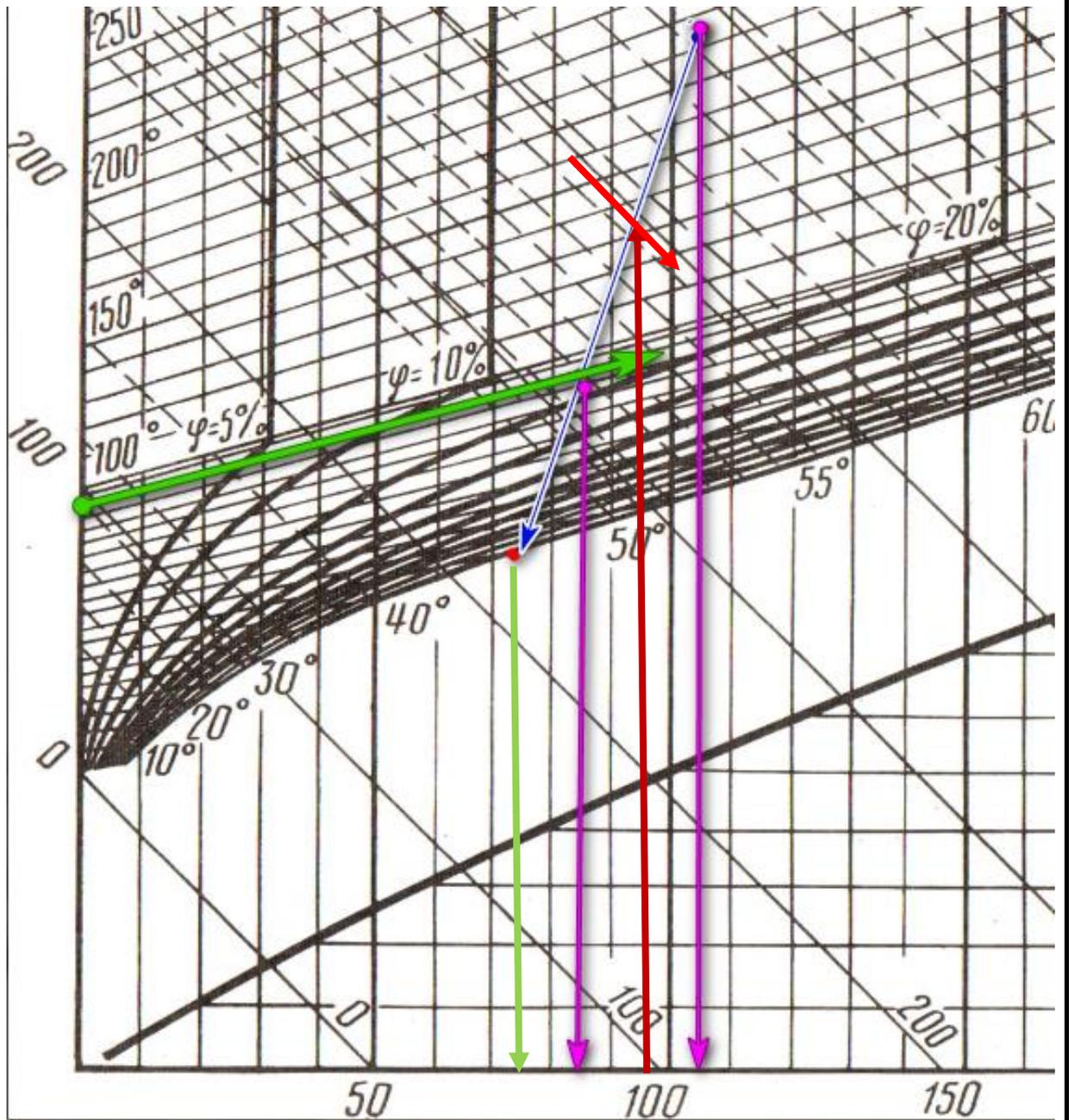


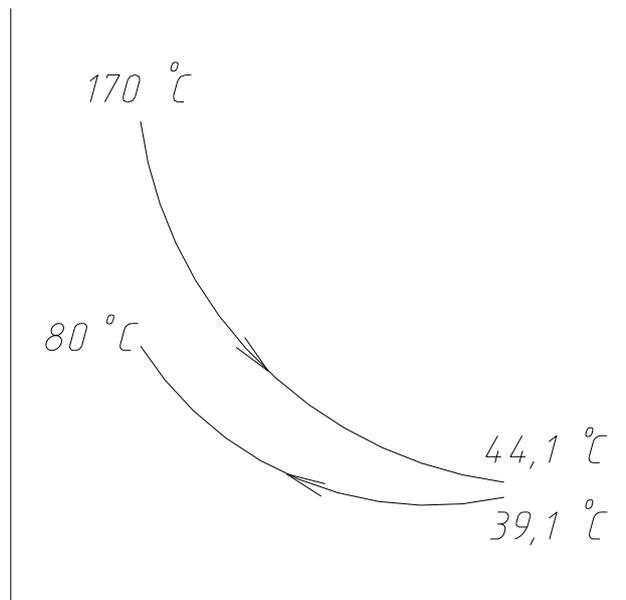
Рисунок 16 – Процеси на I-d діаграмі

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

201nHT-13491013-ДП

Арк.

68



Нижче наведена характеристика теплообмінника ЕКА-6.

Температура відхідних газів на вході до утилізатора	170	°C
Температура відхідних газів на виході із утилізатора	49,5	°C
Температура води на вході до утилізатора	44,5	°C
Ефективність утилізатора	9,4	%
Теплопродуктивність котла	1360	кВт
Теплопродуктивність утилізатора	190,4	кВт

Отже, обираємо конденсаційний теплообмінник ЕКА-6, у якого потужність котла 1500 кВт. У таблиці 19 наведені габаритні розміри теплообмінника. На рис. 17 наведені розрізи теплообмінника.

Додаткові аеродинамічні втрати утилізатора по лінії продуктів згорання при повному навантаженні – 360 Па ( 36 мм. вод ст.). Додатковий аеродинамічний опір утилізатора, за необхідності, може бути компенсований збільшенням теплової потужності пальника.

Таблиця 19 – Габаритні розміри конденсаційного теплообмінника ЕКА-6

Модель теплообмінника	А, мм	В, мм	С, мм	Д, мм	Е, мм	Поверхня нагріву м <sup>2</sup>
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
ЕКА-6	2379	1393	477	400	100	133

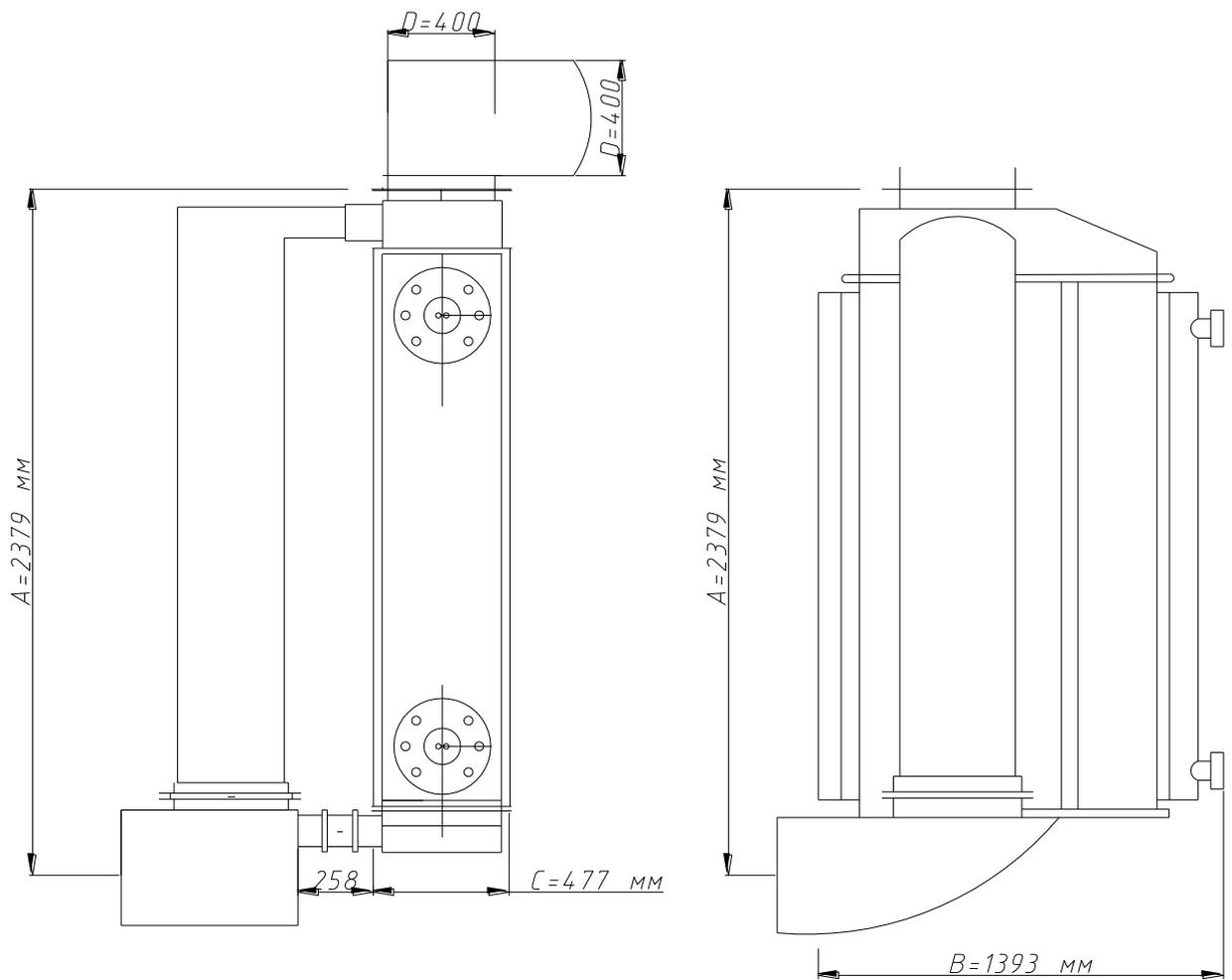


Рисунок 17 – Розріз конденсаційного теплообмінника ЕКА-6

На риунку 18 показане послідовне з'єднання конденсаційного теплообмінника та водогрійного котла. Конденсаційний теплообмінник розташований на опорах.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70



## 12 Аеродинамічний розрахунок газового тракту котельні

При установці конденсаційного теплообмінника після водогрійного котла необхідно виконати аеродинамічний розрахунок газового тракту котлоагрегату для визначення потужності димососа.

Аеродинамічний розрахунок виконується з метою визначення втрат напору газу під час руху по тракту газоходу та визначення потужності димососа, який повинен подолати втрати напору.

Загальні втрати напору визначаються за формулою [9]:

$$\Delta H = \Delta H_m + \Delta H_k + \Delta H_{yt} + \Delta H_{d.mp} + \Delta H \quad (65)$$

де  $\Delta H_m = 40 \text{ Па}$  – втрати напору в топці котла;

$\Delta H_k$  - втрати напору газу на водогрійному котлі, дорівнюють аеродинамічному опору котла, 285 Па;

$\Delta H_{yt}$  - втрати газу при обтіканні конденсаційного теплообмінника, утилізатора, становлять 360 Па;

$\Delta H_{пв}$  - втрати напору газу через подолання димової труби,

$$\Delta H_{d.mp} = \frac{h \cdot 0,03}{\rho_{d,z}} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{d,z} \quad (66)$$

$\rho_{d,z} = \frac{353}{273 + \theta_{cp}} = \frac{353}{273 + 109,75} = 0,92 \text{ кг/м}^3$  – густина димових газів;

$$\Delta H_{d.mp} = \frac{20 \cdot 0,03}{0,92} \cdot \frac{8,5^2}{2} \cdot 0,92 = 21,7 \text{ Па}$$

$\Delta H$  – інші втрати напору газу,  $\Delta H = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$ ;

$\zeta$  – коефіцієнти місцевих опорів ділянок газового тракту;

$w = 8,5 \text{ м/сек}$  – середня швидкість руху продуктів згорання по газовому тракту;

$\rho$  – густина димових газів, яка залежить від температури газів.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прийmemo інші втрати напору газу в межах 600 Па.

Додаткові аеродинамічні втрати утилізатора по лінії продуктів згорання при повному навантаженні – 360 Па (36 мм.вод.ст.). Додатковий аеродинамічний опір утилізатора, за необхідності, може бути компенсований збільшенням теплової потужності пальника.

Загальні втрати напору:

$$\Delta H = 40 + 285 + 360 + 21,7 + 600 = 1303,7 \text{ Па}$$

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 13 Підбір тягодуттєвих машин

Після аеродинамічного розрахунку газового тракту вибирають димосос.

Головні розрахункові показники димососа – його продуктивність  $Q_0$  і напір, який він створює. Продуктивність димососа чисельно дорівнює розрахунковій годинній об'ємній витраті димових газів в газовому тракці котельні, м<sup>3</sup>/год:

$$Q_0 = B_p \cdot V_{вих} \cdot \frac{\theta + 273}{273} \cdot \frac{101,3}{p_{бар}} \quad (67)$$

де  $B_p \cdot V_{вих} = 67 \cdot 28,809$  – годинна об'ємна витрата продуктів горіння перед димососом з урахуванням підсосів по газовому шляху;

$\theta = 170^\circ C$  – температура продуктів горіння при проходженні їх через димосос, °C;

$p_{бар} = 101,3 \text{ кПа}$  – барометричний тиск місцевості, кПа.

$$Q_0 = 67 \cdot 28,809 \cdot \frac{170 + 273}{273} \cdot \frac{101,3}{101,3} = 3141 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Необхідний напір димососу становить:  $\Delta H = 1303,7 \text{ Па}$

Необхідна потужність димососа [9]:

$$N_d = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot \frac{V_d \cdot \Delta H}{\eta_d \cdot 10^3}; \quad (68)$$

$$N_d = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot \frac{28,809 \cdot 1303,7}{0,75 \cdot 10^3} = 8,8 \text{ кВт},$$

де  $\eta_d$  - ККД електродвигуна;

$k_i$  - коефіцієнти запасу.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Отже, для відводу продуктів згорання вибираю димосос типу ДН 6,5 ,  
електродвигун АІР132S4 (рис.19), який має такі характеристики:

- потужність – 9 кВт;
- частота обертів – 1500 об/хв.;
- продуктивність – 4500 м<sup>3</sup>/год;
- тиск – 1500 Па;
- вага – 315 кг

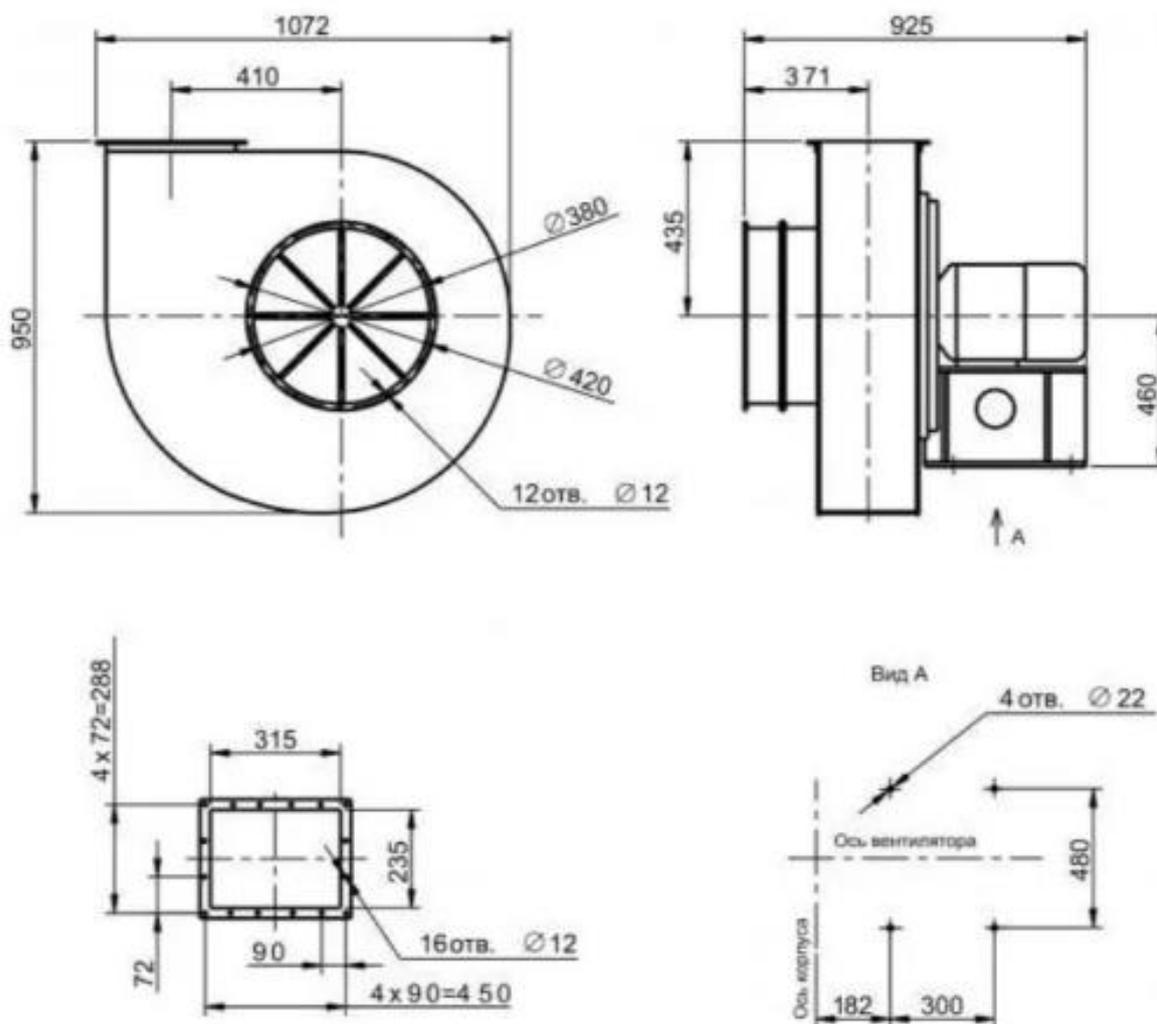


Рисунок 19 – Схема димососа типу ДН 6,5

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

## 14 Техніко-економічні розрахунки ефективності використання конденсаційних теплообмінників в котельних

Метою техніко-економічного розрахунку є визначення економічної ефективності використання конденсаційних теплообмінників та терміну повернення капіталу при роботі котельні, яку використовують на технологічні потреби, опалювання, вентиляцію і гаряче водопостачання.

### Розрахунок потреби та вартості матеріалів та обладнання котельні

Метою техніко-економічного розрахунку є визначення економічної ефективності використання конденсаційних теплообмінників та терміну повернення капіталу при роботі котельні, яку використовують на технологічні потреби, опалювання, вентиляцію і гаряче водопостачання.

Кошторис витрат – це вартість проекту, який визначає загальний обсяг і структуру витрат на його проведення [6].

Необхідно розрахувати вартість матеріалів, обладнання, витрати на оплату праці, та інші витрати.

Розрахунок вартості матеріалів та обладнання таблиці 20

Таблиця 20 – Розрахунок потреби та вартості матеріалів та обладнання котельні

№ з/п	Найменування	Кількість	Ціна, грн.	Сума, грн.
1.1	Паровий котел продуктивністю 4т/год, тиском 1,0МПа, Viessman Vitomax 200-HS N9	2 шт.	843542	1 687 084
1.2	Водогрійний котел Vitoplex 200 1600кВт, 0,6МПа	1 шт.	2 700 000	2 700 000
2	Живильний насос CR5-22 Grundfoss, G=4,1т-год, Н=115 м.в.ст., N=4кВт, п=2950	4 шт.	51 764	207 056

					201nHT-13491013-ДП	Арк. 76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 20				
10	Конденсаційний теплообмінник ЕКА-6	1 шт.	150 000	150 000
11	Насос "холодної води" Wilo MVIE 204 M2	1 шт.	83 413	83 413
13	Димова труба 1000 мм, Н=20м	1 шт.	71 412	71 412
	Димосос типу ДН 6,5 , електродвигун АІР132S4	1 шт.	77071+14676	91 747
	Інше обладнання котельні	шт.	600 000	600 000
<b>Всього</b>				4 881 728

### Розрахунок витрат на оплату праці

Заробітна плата нараховується відповідно норм заробітної плати 30% [6], встановлених Державними будівельними розцінками вартості виконання монтажних робіт:  $4\,881\,728 \cdot 0,3\% = 1\,464\,518$  грн.

### Кошторис витрат на котельню підприємства

Результати всіх попередніх розрахунків зводимо в таблицю 21

Таблиця 21 – Кошторис витрат на котельню підприємства

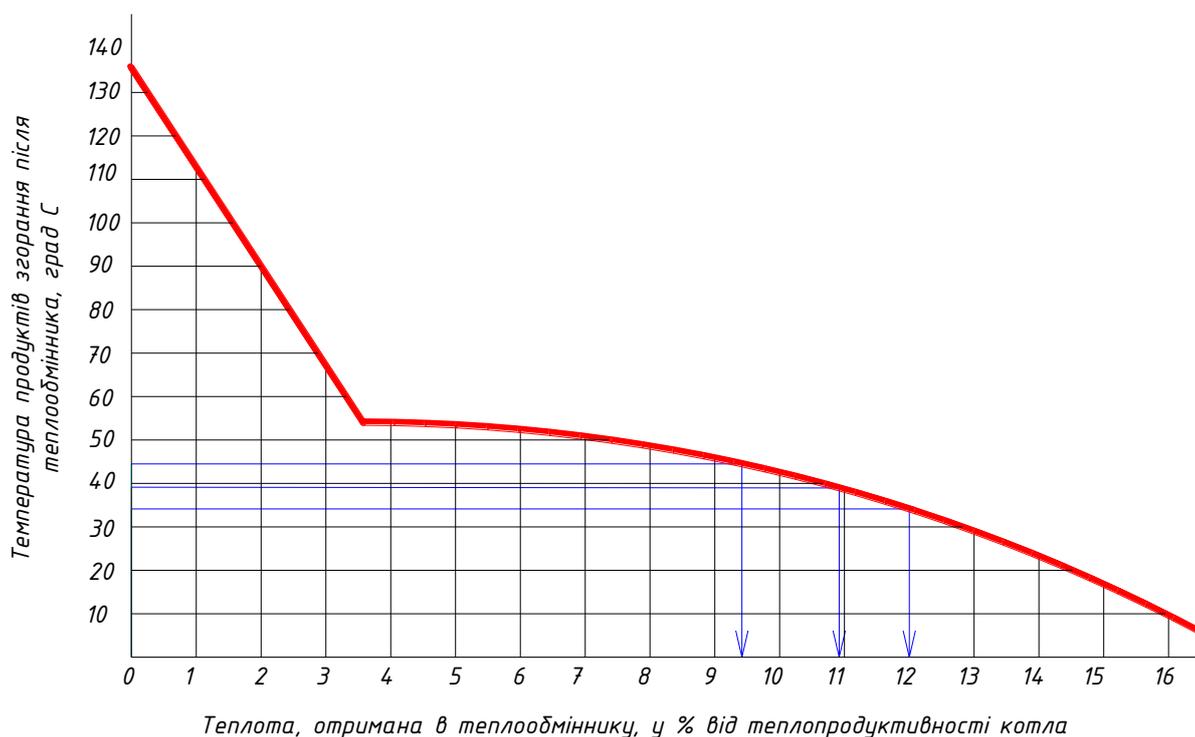
№ з/п	Назва статей витрат	Одиниці виміру	Сума
1	Матеріали та обладнання	грн.	4 881 728
2	Заробітна плата робітників	грн.	1 464 518
3	Інші витрати 2-5% (суми попередніх витрат)	грн.	97 635
Разом			6 443 881

Отже, кошторис витрат на котельню підприємства молокозаводу складає: *6 443 881 грн.*

					201nHT-13491013-ДП	Арк. 77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Техніко-економічні розрахунки ефективності використання конденсаційного теплообмінника в котельні

Для розрахунку економії, отриманої від утилізації теплоти продуктів згоряння з використанням конденсаційних теплообмінників в водогрійному котлі, можна використовувати наступну методику, визначати теплову ефективність.



*Рисунок 15 – Графік для визначення теплопродуктивності утилізаційного теплообмінника за котлом*

Таблиця 18 – Ефективність утилізаційного теплообмінника у % від теплопродуктивності котла

Температура відхідних газів, °С	Температура води у зворотному трубопроводі теплових мереж, °С, при температурному перепаді температур теплоносія		
	95/70	80/60	70/50
Температура теплоносія у зворотньому трубопроводі	44,5	39,1	34,1
Температура продуктів згорання	44,5+5=49,5	39,1+5=44,1	34,1+5=39,1
Ефективність, %	9,4 %	10,9 %	12%

Якщо на теплообмінник подається вода із зворотного трубопроводу теплової мережі з температурою  $44,5^{\circ}\text{C}$ , то ефективний теплообмінник утилізатор (конденсаційний т/об) охолоджує продукти згорання до  $44,5+5=49,5^{\circ}\text{C}$ .

При температурному графіку  $95/70^{\circ}\text{C}$ , середня температура води у зворотному трубопроводі буде становити близько  $44,5 + 5 = 50^{\circ}\text{C}$ .

Отже, ця вода зможе охолодити продукти згорання до температури близько  $44,5^{\circ}\text{C}$  (рис.4). При такій температурі зворотної води кількість утилізованої теплоти буде складати близько 9,5 % (рис.15, табл.18).

При теплопродуктивності котла  $1360 \text{ кВт}$  це становить:

$$1360 \cdot 0,095 = 129 \text{ кВт.}$$

Протягом опалювального періоду отримаємо додатково:

$$129 \cdot 4272 \text{ год} = 551088 \text{ кВт год, або } 473 \text{ Гкал теплоти.}$$

Тариф на тепло –  $2000 \text{ грн. за } 1 \text{ Гкал}$ .

Економічна ефективність –  $473 \cdot 2000 = 946000 \text{ грн}$ .

Аналогічні розрахунки виконую для температурного графіка  $80/60^{\circ}\text{C}$ .

Середня температура води у зворотному трубопроводі буде становити близько  $39,1 + 5 = 44,1^{\circ}\text{C}$ .

Отже, ця вода зможе охолодити продукти згорання до температури близько  $39,1^{\circ}\text{C}$  (рис.5). При такій температурі зворотної води кількість утилізованої теплоти буде складати близько 10,9 % (рис.15).

При теплопродуктивності котла  $1360 \text{ кВт}$  це становить:

$$1360 \cdot 0,109 = 148 \text{ кВт.}$$

Протягом опалювального періоду отримаємо додатково:

$$148 \cdot 4272 \text{ год} = 632256 \text{ кВт год, або } 543 \text{ Гкал теплоти.}$$

Економічна ефективність –  $543 \cdot 2000 = 1086000 \text{ грн}$ .

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, при температурі продуктів згорання за теплообмінником 44,5°C маємо 9,4% теплоти від теплопродуктивності котла. Якщо зменшимо температуру продуктів згорання за теплообмінником до 39,1°C ( за рахунок збільшення поверхні теплообмінника і зменшення температури води у зворотному трубопроводі до 44,1°C), то отримаємо 10,9% від теплопродуктивності котла.

Таким чином встановлення конденсаційного теплообмінника на водогрійному котлі дасть можливість отримати додатково (розділ 1.1):

$$1086000 \text{ грн.} - 946000 \text{ грн.} = 140000 \text{ грн.}$$

Отримана економія тепла показує, наскільки ефективно використовується теплова енергія продуктів згорання за допомогою конденсаційних теплообмінників в котлі.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВОК

Завданням даного дипломного проекту було «Розроблення котельні з конденсаційним теплообмінником у місті Миргород».

Розрахунок проекту розпочав із визначення основних кліматичних умов, для міста Миргород, розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення становить  $t_{30} = -23^{\circ}\text{C}$ ; середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період –  $t_{\text{сер}} = -0,8^{\circ}\text{C}$ ; тривалість опалювального періоду –  $n_0 = 178$  діб. Познайомився з характеристикою населеного пункту, характеристикою промислового підприємства (молокозаводу). На підприємстві розташована власна котельня, яка працює на природньому газі.

Спершу ознайомився з характеристиками житлового мікрорайону міста Миргород з відомою забудовою. Визначив кількість споживання тепла, а саме теплове навантаження на опалення населеного пункту, яка склала  $7384 \text{ кВт}$ . Визначив розрахункові теплові навантаження на вентиляцію громадських будівель населеного пункту (школа, дитячий садок), які становили  $74 \text{ кВт}$ . Визначив розрахункове теплове навантаження гарячого водопостачання населеного пункту –  $1237,9 \text{ кВт}$ .

Зі зміною температури зовнішнього повітря кількість спожитої теплоти буде змінюватись, тому далі розраховував та побудував графіки споживання теплоти для котельні населеного пункту, залежно від температури зовнішнього повітря – годинні і річний, а також розробив опалювальний температурний графік регулювання температури теплоносія для параметрів  $95/70^{\circ}\text{C}$ .

Виконав визначення розрахункового навантаження на молокозавод. У місті Миргород на території підприємства «Миргородського сироробного комбінату» (молокозаводу) буде своя котельня, в якій будуть встановлені парові котли – для потреб вентиляції і технологічних потреб, а також водогрійний котел для потреб опалення і гарячого водопостачання.

					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		









Вибираємо температурний графік при якому ефективність конденсаційного теплообмінника буде найвища. Так вибираємо остаточно температурний графік відпуску теплоти. Це буде температурний графік з параметрами  $80/60^{\circ}\text{C}$ . Конденсаційний теплообмінник розташований на опорах.

При установці конденсаційного теплообмінника після водогрійного котла необхідно виконати аеродинамічний розрахунок газового тракту котлоагрегату для визначення потужності димососа.

Аеродинамічний розрахунок виконується з метою визначення втрат напору газу під час руху по тракту газоходу та визначення потужності димососу, який повинен подолати втрати напору. Загальна витрата напору становить:  $1303,7 \text{ Па}$ . Для відводу продуктів згорання вибираю димосос типу ДН 6,5, електродвигун AIP132S4 по продуктивності і напору.

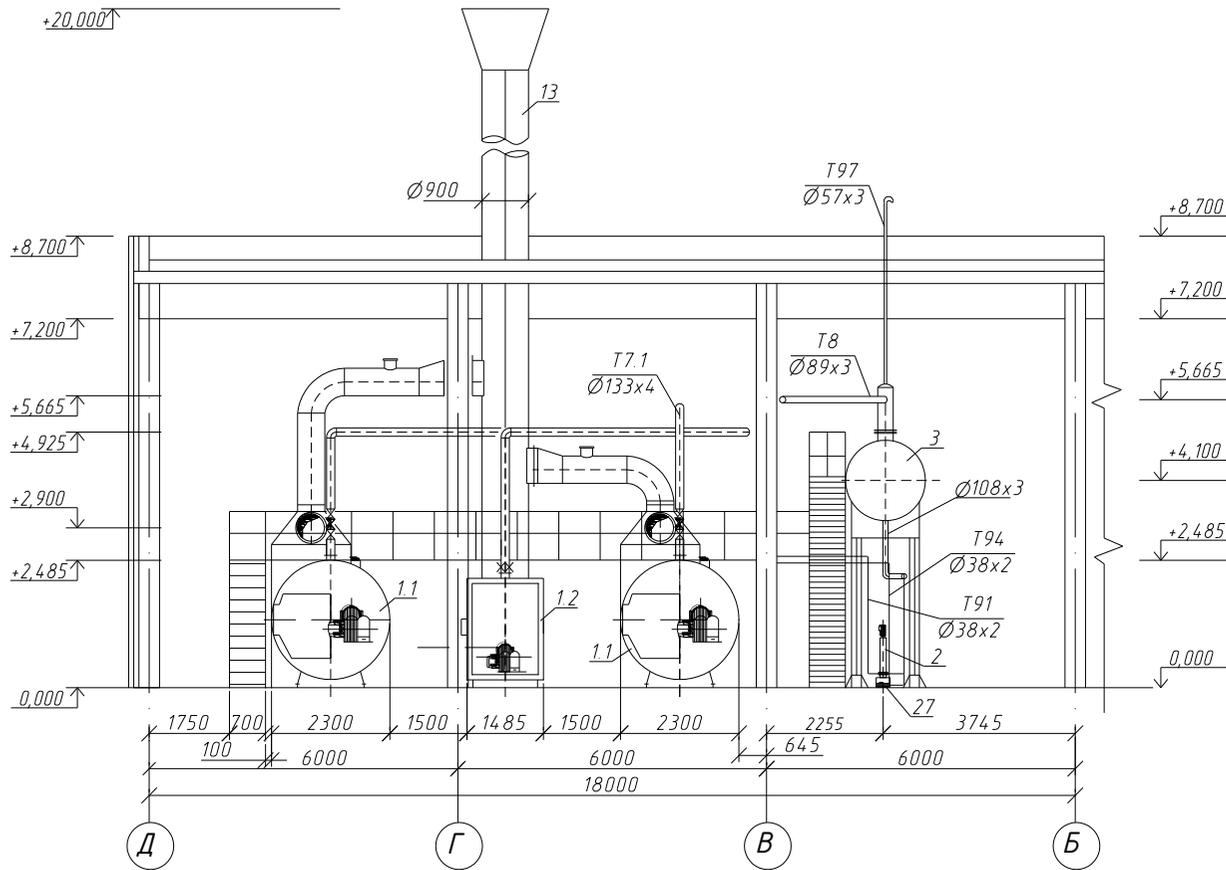
					<i>201nHT-13491013-ДП</i>	<i>Арк.</i>
						86
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

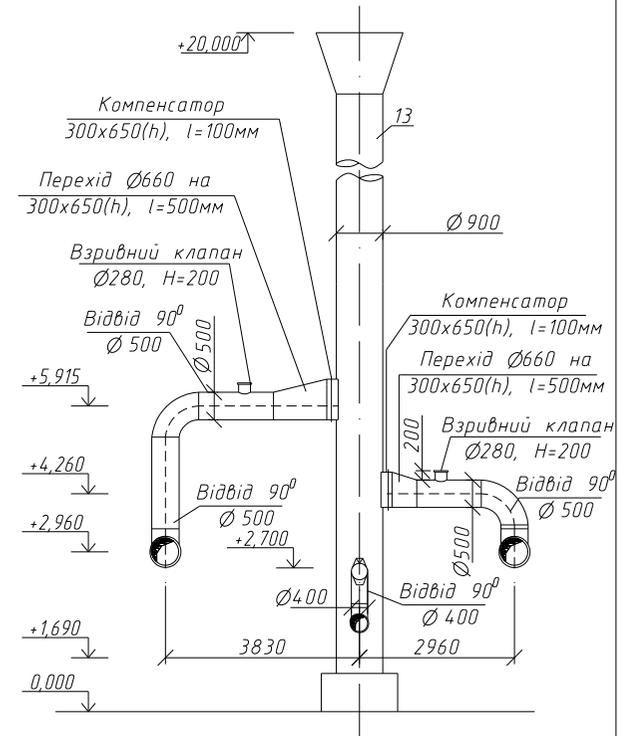
1. Теплові мережі ДБН В.2.5-39:2008
2. Будівельна кліматологія ДСТУ-Н Б В.1.1 -27:2010.
3. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання (частина I «Теплові мережі та споруди») Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2007, - 244с.
4. Кошельник В.М. Тепловий баланс парогенераторів промислових підприємств. Харків, ХП: 1985 р.
5. Тепловий розрахунок котлів. (Нормативний метод) Видавництво НПО ЦКТИ СПб, 1998 р.
6. Частухін В.И. Тепловий розрахунок промислових парогенераторів. - Київ: «Вища школа»,1980 р.
7. Братута Е.Г. Методичні вказівки. Тепловий баланс парогенераторів промислових підприємств. – Харків: ХП, 1985 р.
8. Левченко Б.А. Тепло-масообмінні апарат і установки промислових підприємств – Харків: ХДПУ, 2000 р.
9. Івановський А.Ю. Методичні вказівки. Аеродинамічний розрахунок парогенератора. – Харків : ХП, 1990 р.
10. Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж, затверджені наказом Міністерства палива та енергетики №71 від 14.02.2007 із змінами затвердженими Міністерством енергетики та вугільної промисловості України наказ № 183 від 27.03.2015
11. Соколов Е.Я. Теплофікація і теплові мережі : навч. посіб.: “Енергоиздат” , 1983. 360 с.
12. WILO. Водоснабжение и повышение давления : каталог / WILO: “Pumpen Intelligenz” , 2016. 346 с.
13. Манюк В.І. Справочник по налагодці та експлуатації водяних теплових мереж : навч. Посіб.: “Стройиздат” , 1982. 214 с.

					201nHT-13491013-ДП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

# Розположення трубопроводів Розріз 1-1

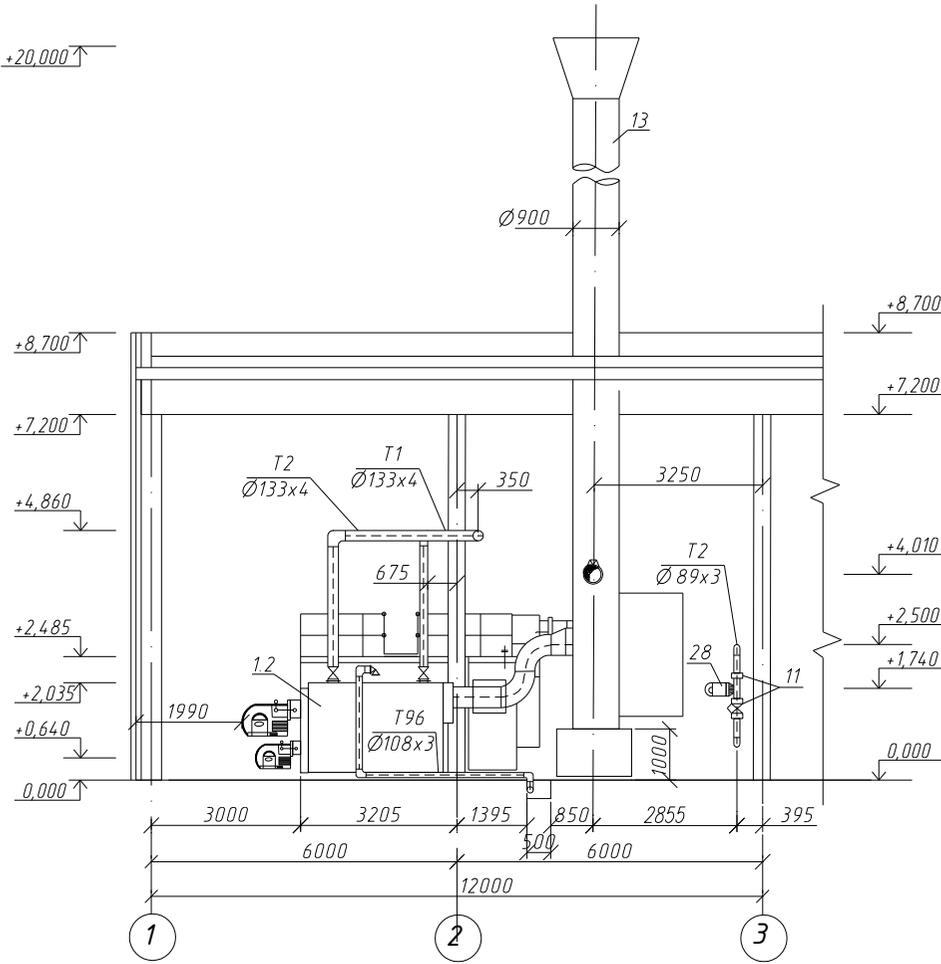


# Димохід Вид А



ТЕМА						Стадія	Лист	Листів
Зм.	Арк.	Лист	№ док	Підпис	Дата	ДП	1	5
Розробив	Салій А.							
Перевірив	Колієнко А.Г.					Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" Кафедра ТГВіТ, 2023		
Консул.ЕП								
Консул.ОП								
Н. контр.								
Рецензент						Розположення трубопроводів Розріз 1-1. Димохід Вид А		

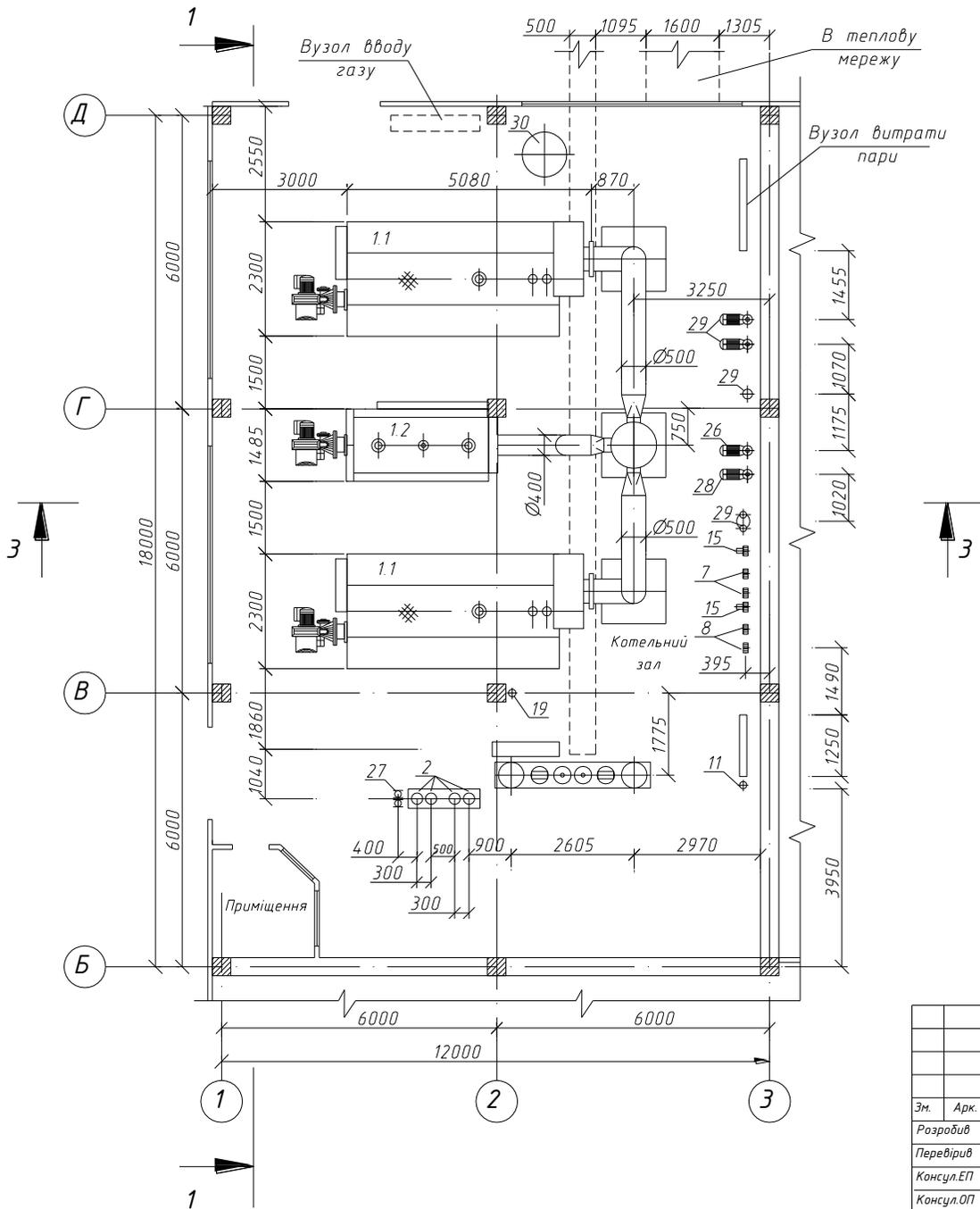
Розположення трубопроводів Розріз 3-3



						ТЕМА			
Зм.	Арк.	Лист	№ док.	Підпис	Дата	Котельня	Стадія	Лист	Листів
Розробив	Салій А.А.						ДП	2	5
Перевірив	Колієнко А.Г.								
Консул.ОП									
Н. контр.									
Рецензент						Розположення трубопроводів. Розріз 3-3	Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" Кафедра ТТВіТ, 2023		

Розміщення обладнання. План на відмітці +2,000

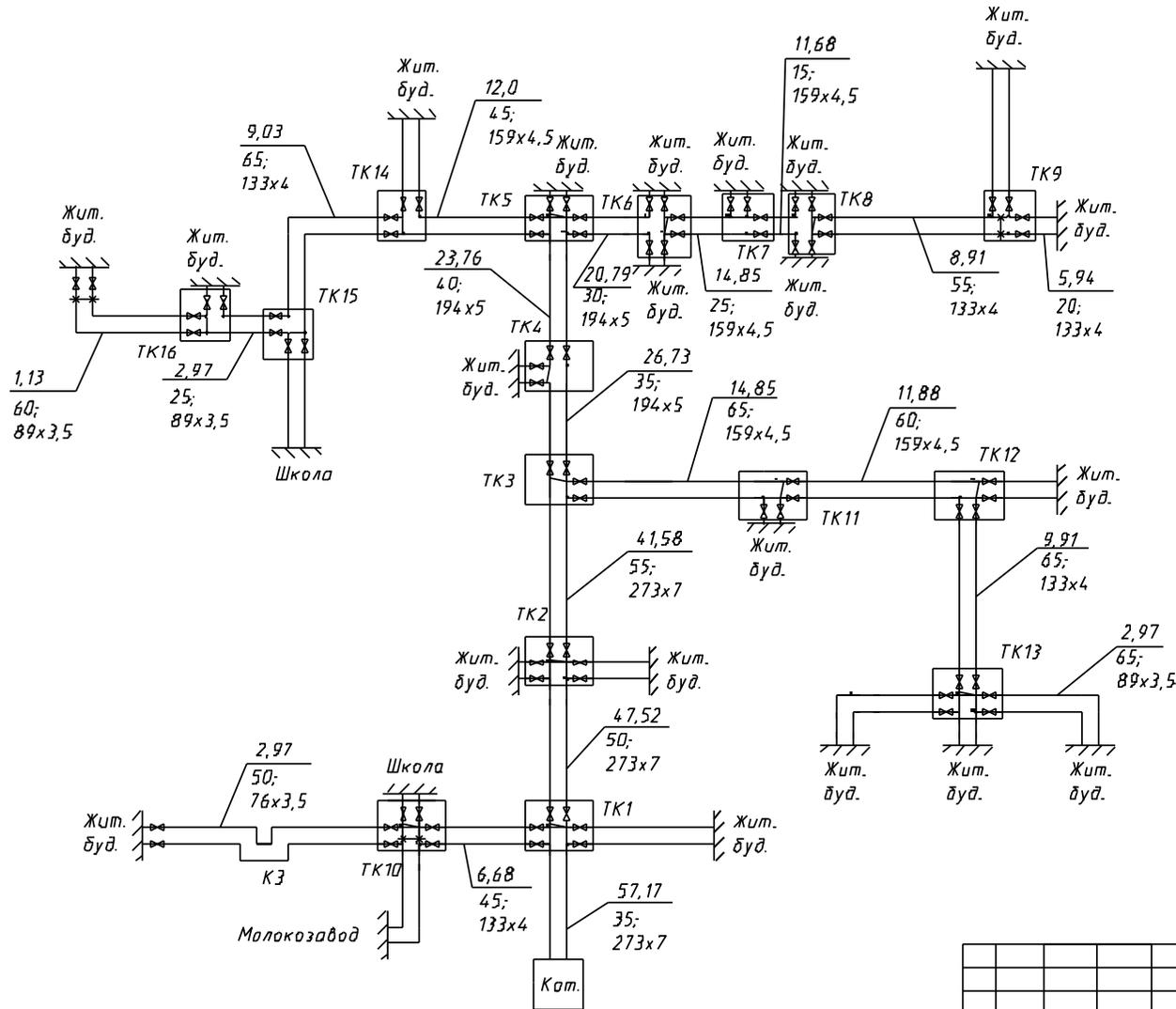
Експлікація обладнання



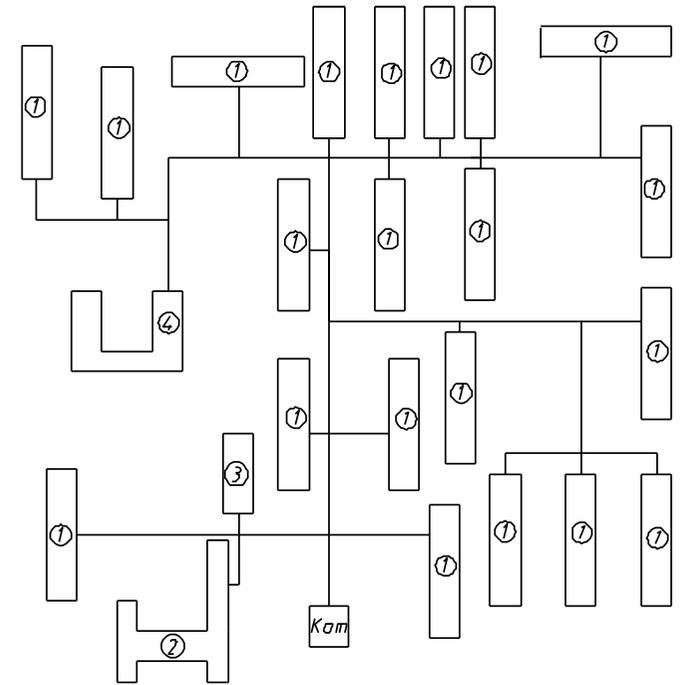
№ позиц	Найменування	Одиниц вимір.	Кільк.	Примітка
1.1	Паровий котел продуктивністю 4т/год, тиском 1,0МПа, Viessman Vitomax 200-HS N9	Компл.	2	Viessman
1.2	Водогрійний котел Vitoplex 200 1600кВт, 0,6МПа	Компл.	1	Viessman
2	Живильний насос CR5-22, G=4,1т-год, N=115 м.в.ст., N=4кВт, n=2950	Компл. шт.	4 1	Grundfoss
3	Деаераторний бак, 4м <sup>3</sup>			
7	Теплообмінник зв. 65 °С, 1,82 м <sup>3</sup> /год, насичений	шт.	2	Secespol
8	Теплообмінник зв. 55 °С, 1,38 м <sup>3</sup> /год, насичений пар 1,0МПа, JAD X2.11.08.68	шт.	2	Secespol
11	Насос "холодної води" Wilo MVIE 204 M2, G=2т/год, N=40 м.в.ст., N=1,1кВт	шт.	1	Wilo
13	Димова труба Ø1000 мм, H=20м	шт.	1	
15	Циркуляційний насос системи зв. TOP-Z 25/10, 0,9 м <sup>3</sup> /год, 8 м.в.ст, 0,31кВт	шт.	2	Wilo
19	Теплообмінник охолодження неперервчастої провідки 0,4 м <sup>3</sup> /год, 100 °С, ОВА-2	шт.	1	
21	Лічильник холодної води Ду=50, Multical	шт.	1	
22	Лічильник витрати води ВСТ-150С, Ду=32 (130 °С, Ру16)	шт.	3	
24	Блок механічних фільтрів (фільтрів грубого очищення Ду=325, Cartridge filter)	шт.	2	Jurby Watertech
25	Мережний насос IL 80/120-4/2, 45 м <sup>3</sup> /год, 15 м.в.ст	шт.	2	Wilo
26	Насос котлового контуру IL 100/150-1,5/2, 45 м <sup>3</sup> /год, 5 м.в.ст	шт.	1	Wilo
27	Підживлюючий насос MHI 202 3-400, 1 м <sup>3</sup> /год, 21 м.в.ст, 0,55кВт	шт.	1	Wilo
28	Насос первичного контуру системи ОВ IL 100/150-1,5/2, 45 м <sup>3</sup> /год, 5 м.в.ст	шт.	1	Wilo
29	Теплообмінник ОВ 60/80 °С, 45 м <sup>3</sup> /год, насичений пар 1,0МПа, JAD X2.114.08.50	шт.	2	Secespol
30	Мембранний розширювальний бак V=1000м <sup>3</sup> , ERL-1000	шт.	1	Reflex
31	Розподільюча гребінка	шт.	1	
32	Гідравлічна стрілка Ø325x7, H=2м	шт.	1	

Зм.	Арк.	Лист	№ док	Підпис	Дата	ТЕМА			
Розробив		Салій А.А.				Котельня	Стадія	Лист	Листів
Перевірів		Колієнко А.Г.					ДП	3	5
Консул.ЕП									
Консул.ОП									
Н. контр.									
Рецензент						Розміщення обладнання План на відмітці +2,000 Експлікація обладнання	Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" Кафедра ТГВіТ, 2023		

# Монтажна схема трубопроводів теплової мережі



# План забудови житлового мікрорайону міста



## Умовні позначення

- 1 - житловий будинок, 5 поверхків
- 2 - молокозавод, 3 поверхки
- 3 - дитячий садок на 110 місць, 2 поверхки
- 4 - школа на 540 учнів, 3 поверхки

					ТЕМА				
Зм.	Арк.	Лист	№ док.	Підпис	Дата				
Розробив	Салій А.А.					Котельня	Стадія	Лист	Листів
Перевірив	Колієнко А.Г.						ДП	4	5
Консульт.						План забудови житлового мікрорайону міста. Монтажна схема трубопроводів теплової мережі		Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" Кафедра ТГВ і Т, 2023	
Н. контр.									
Рецензент									