

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Управління енергетичними процесами

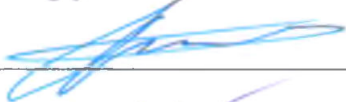
Інтелектуальні системи енергопостачання

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
бакалавра

Тему: Проект теплопостачання об'єктів депо м. Первомайськ та при-
населеного пункту. Розрахунок теплообмінного апарата.

Тематикою програмою Теплоенергетика
співвідношеності: 144 Теплоенергетика

Автор: студент групи ТЕ1911:



/ Владислав ГРИЦАЄНКО /

Перевірник:



/ доцент Ірина ПОТАПЧУК /

Контролер:



/ доцент Олександр ЖЕВЖИК /

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень
з праць інших авторів без відповідних поси-
лань.

Студент


(підпис)

Дніпро – 2023 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Energy process management

Intellectual power supply systems

Explanatory Note
to Master's Thesis
of Bachelor

on the topic: The project of heat supply of depot facilities in the city of Pervomaisk and the nearby settlement. Calculation of the heat exchanger.

according to educational curriculum Heat energy

in the Speciality: 144 Heat energy

Done by the student of the group TE1911: / Vladyslav Hrytsaienko /

Scientific Supervisor: / Ass. Prof. Iryna Potapchuk /

Normative controller : / Ass. Prof. Oleksandr Zhevzyk /

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Університет: Управління енергетичними процесами
Факультет: Інтелектуальні системи енергопостачання
Навчальний рівень: Перший (бакалаврський)
Навчальна програма: Теплоенергетика
Спеціальність: 144 "Теплоенергетика"

ЗАТВЕРДЖУЮ

 Завідувач кафедри ІСЕ
Дмитро БОСІЙ

Дата 06 02 23

З А В Д А Н Н Я

визначити роботу бакалавр з теплоенергетики

у Грицаєнку Владиславу Олександровичу

роботи: "Проект теплопостачання об'єктів депо м.Первомайськ та
всього населеного пункту. Розрахунок теплообмінного апарата".

к роботи: Потапчук Ірина Юріївна, к.т.н., доц.

визначені наказом від

" 06 " 02 2023 р.

142ст

к подання студентом роботи: 12.06.2023 р.

дані дані до роботи:

район будівництва м. Первомайськ

навантаження підприємства по технологічній парі 5,5 МВт. Тиск пари 0,6 МПа.
Максимальні навантаження систем опалення та вентиляції промислових будів-
лі (150/70 °C): локомотивного депо 3 МВт; механічних майстерень 2 МВт;
технічного огляду 1 МВт; адміністративного корпусу 0,6 МВт.

Максимальні навантаження гарячого водопостачання виробництва
5 МВт.

Поживачі теплових навантажень в житлово-комунальному секторі: 20 житло-
вих будівлі по 27 000 м³, поліклініка з об'ємом будівлі 6000 м³, дитячій садок з
будівлі 1600 м³, школа з об'ємом будівлі 37 000 м³, гуртожиток з об'ємом бу-
дівлі 100 м³.

Іст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

аналітична частина: Визначення теплових навантажень та вибір способу
постачання. Побудова графіка теплового навантаження. Вибір схеми теплопоста-

сновна частина: Розрахунок теплової схеми котельні. Вибір основного
обладнання котельні.

Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових крес-
Схема системи теплопостачання. Графік теплового навантаження. Схема
ні. основного та допоміжного обладнання.

Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада кон- сультанта	Завдання ви- дав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
Розрахунок теплових навантажень сис- теми теплопостачання	11.04.2023	
Вибір системи теплопостачання і роз- рахунок теплової схеми котельної	24.04.2023	
Вибір теплопідготовчого обладнання	29.05.2023	
Розрахунок теплообмінного апарату	06.06.2023	
Висновки та рекомендації. Подання кваліфікаційної роботи до ка- федри	12.06.2023	
Захист кваліфікаційної роботи на засі- данні Екзаменаційної комісії	27.06.2023	

Студент



Владислав ГРИЦАЄНКО

Керівник роботи



Ірина ПОТАПЧУК

ЗМІСТ

УПІ.....	7
ВРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ.....	9
Палювальні навантаження промислових приміщень та житлово- вого сектору.....	9
Витрата тепла на вентиляцію виробничих приміщень та житлово- вого сектору.....	11
Витрати тепла на технологічні потреби.....	12
Витрати тепла на гаряче водопостачання.....	12
Ведена таблиця теплових навантажень.....	14
Вісна витрата теплоти.....	17
ВІБІР СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ І РОЗРАХУНОК ТЕП- СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ.....	20
Вибір способу покриття теплового навантаження. Принципова схема.....	20
Розрахунок теплової схеми котельні.....	21
ВІБІР ТЕПЛОПІДГОТОВЧОГО ОБЛАДНАННЯ.....	40
ВРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА	42
Тепловий та конструктивний розрахунок.....	42
Гравітаційний розрахунок.....	48
Гідромеханічний розрахунок.....	49
ВІСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	51
СІЛК ПОСИЛАНЬ.....	52

02.15.ТЕ1911. КРБ.2029-ПЗ

Підпис	Дата	Літ.	Лист	Листів
СЕНКО В.	22.06		6	52
СЕНКО І.Ю.	22.06			
СЕНКО О.В.	22.06			
СЕНКО	22.06			

Проект тепlopостачання об'єктів
депо м.Первомайськ та прилег-
лого населеного пункту. Розраху-
нок теплообмінного апарата

МОНУ, УДУНТ, ІСЕ,
ТЕ1911

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:

52 с., 7 рис., 5 табл., 6 джерел.

Об'єкт дослідження – система теплопостачання об'єктів депо.

Мета роботи - розрахунок теплових навантажень та вибір системи теплопостачання і розрахунок теплової схеми котельної.

Методи дослідження – аналітичні методи розрахунку теплових навантажень та розрахункові методи вибору системи теплопостачання.

Одержані результати – визначено опалювальні навантаження промислових приміщень та житлово-комунального сектору, витрати теплоти на вентиляцію виробничих приміщень та житлово-комунального сектору, витрати тепла на технологічні потреби, витрати тепла на гаряче водопостачання, річну витрату теплоти, обрано спосіб покриття теплового навантаження, запропоновано принципову схему котельні, а саме водяної системи теплопостачання, системи гарячого водопостачання, системи опалення та гарячого водопостачання, системи опалення та вентиляції, виконано розрахунок теплової схеми котельні, обрано теплопідготовче обладнання.

Індивідуальним завдання роботи було проведення розрахунку спірального теплообмінника, призначеного для підігрівання миючої емульсії для промивання роликів підшипників буксового вузла вагонів водою з котельні.

Ключові слова: КОТЕЛЬНЯ, ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ, ОПАЛЕННЯ, СПІРАЛЬНИЙ ТЕПЛООБМІННИК.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ.....	9
1.1. Опалювальні навантаження промислових приміщень та житлово-комунального сектору.....	9
1.2. Витрата тепла на вентиляцію виробничих приміщень та житлово-комунального сектору.....	11
1.3. Витрати тепла на технологічні потреби.....	12
1.4. витрати тепла на гаряче водопостачання.....	12
1.5. Зведена таблиця теплових навантажень.....	14
1.6. Річна витрата теплоти.....	17
2. ВИБІР СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ І РОЗРАХУНОК ТЕП-ЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ.....	20
2.1. Вибір способу покриття теплового навантаження. Принципова схема котельні.....	20
2.2. Розрахунок теплової схеми котельні.....	21
3. ВИБІР ТЕПЛОПІДГОТОВЧОГО ОБЛАДНАННЯ.....	40
4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА	42
4.1 Тепловий та конструктивний розрахунок.....	42
4.2 Гідравлічний розрахунок.....	48
4.3 Механічний розрахунок.....	49
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	51
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	52

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2029-ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Проект теплопостачання об'єктів депо м.Первомайськ та прилеглого населеного пункту. Розрахунок теплообмінного апарата	Літ.	Лист	Листів
Разраб.		Грицаєнко В.						
Керівник		Потапчук І.Ю					6	52
Консульт.						МОНУ, УДУНТ, ІСЕ, ТЕ1911		
Норм.контр		Жевжик О.В.						
Затверд.		Босий Д.О.						

ВСТУП

Теплопостачання є важливою сферою господарської діяльності, що забезпечує перетворення енергетичних ресурсів на теплову енергію, її транспортування та постачання теплової енергії споживачам. Водночас теплопостачання є однією з найбільш енерговитратних галузей економіки. Так, втрати тепла тільки в теплових мережах складає від 5 до 32 %, а інколи навіть перевищують 40 %. Тому грамотне планування теплопостачання є однією зі стратегічних цілей розвитку країни, що підкреслено в законі України «Про теплопостачання».

В країнах Європи наразі спостерігається суттєвий розвиток централізованого теплопостачання. Це підкреслює ефективність систем централізованого теплопостачання, особливо у містах з досить щільною забудовою. Крім того саме централізоване теплопостачання дає змогу мати гнучку національну енергосистему та інтеграцію в неї поновлюваних джерел енергії, що є дуже важливим для України.

Індивідуальним завданням роботи було проведення розрахунку спірального теплообмінника, призначеного для підігрівання миючої емульсії для промивання роликів підшипників буксового вузла вагонів водою з котельні.

Теплообмінні апарати достатньо розповсюджені в сучасній техніці, мають багатоцільове призначення, тому вони повинні відповідати відповідним вимогам: велика теплова продуктивність та економічність роботи, проста конструкція, дешеві матеріали з яких вони виготовлені, компактність та малу вагу, зручність монтажу та експлуатації, надійність в роботі, довгий термін експлуатації. Ці вимоги досягаються різноманітним шляхом та різним ступенем досконалості.

Основною задачею при проектуванні нових, а також удосконаленні існуючих теплообмінних установок є створення високопродуктивних та економічних апаратів з максимальною інтенсифікацією процесів. Ступінь ефективності суттєво залежить від вибору типу теплообмінного апарату та режиму його роботи. Також проектуємий теплообмінний апарат повинен задовольняти відповідним

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

сучасним технологічним, економічним та екологічним вимогам. По технологічним вимогам апарат повинен повністю відповідати технології процесу та технічним умовам. По економічним вимогам створення апарату повинно бути маловитратним з мінімальними витратами на виробництво. Теплообмінний апарат не повинен мати шкідливих газових, рідких і твердих викидів. Спіральні теплообмінні апарати задовольняють цим вимогам, мають високу компактність, велику поверхню теплообміну в одиниці об'єму та незначний гідравлічний опір.

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

1.1 Опалювальні навантаження промислових приміщень та житлово-комунального сектору

Для зручності розрахунків розрахункова витрата тепла на опалення об'єкту визначається за спрощеною формулою:

$$Q_{\text{оп}} = q_{\text{оп}} V_0 (t_{\text{в}} - t_{\text{з.р.}}), \quad (1.1)$$

де $q_{\text{оп}}$ – питома опалювальна характеристика об'єкту, Вт/(м³К);

V_0 – об'єм об'єкту, м³;

$t_{\text{в}}$ – температура повітря всередині об'єкту, °С;

$t_{\text{зо}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря.

Питомі опалювальні характеристики будівель q_0 залежить від конструкції будівлі, її зовнішнього об'єму, кількості поверхів, конфігурації, ступені скління, призначення і можуть досить значно змінюватись. При відомому об'ємі будівлі q_0 можна знайти за наближеною формулою [1]:

$$q_{\text{оп.}} = \frac{1,85}{\sqrt[6]{V}},$$

де V – об'єм одного об'єкту за зовнішнім обміром, м³.

Отже:

1) 20 житлових будинків по 27 000 м³ кожен:

$$q_{\text{оп.}} = \frac{1,85}{\sqrt[6]{27\,000}} = 0,3378,$$

$$Q_{\text{оп}} = 0,3378 \cdot 27000 \cdot 20 \cdot (18 - (-20)) = 6\,931\,656 \text{ Вт};$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

2) поліклініка з об'ємом будівлі 6000 м³:

$$q_{\text{оп.}} = \frac{1.85}{\sqrt[6]{6000}} = 0,434 ,$$

$$Q_{\text{оп}} = 0,434 \cdot 6000 \cdot (20 - (-20)) = 104\,160 \text{ Вт};$$

3) дитячий садок з об'ємом будівлі 1600 м³:

$$q_{\text{оп.}} = \frac{1.85}{\sqrt[6]{1600}} = 0,5409 ,$$

$$Q_{\text{оп}} = 0,5409 \cdot 1600 \cdot (20 - (-20)) = 34\,617 \text{ Вт};$$

4) школа з об'ємом будівлі 37 000 м³:

$$q_{\text{оп.}} = \frac{1.85}{\sqrt[6]{37\,000}} = 0,3205 ,$$

$$Q_{\text{оп}} = 0,3205 \cdot 37000 \cdot (18 - (-20)) = 450\,623 \text{ Вт};$$

5) гуртожиток з об'ємом будівлі 10000 м³:

$$q_{\text{оп.}} = \frac{1.85}{\sqrt[6]{10\,000}} = 0,3986 ,$$

$$Q_{\text{оп}} = 0,3986 \cdot 10\,000 \cdot (18 - (-22)) = 159\,440 \text{ Вт};$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Загальна витрата тепла на опалення житлово-комунального масиву:

$$Q_{\text{оп.}}^{\Sigma \text{ЖКС}} = 6\,931\,656 + 104\,160 + 34\,617 + 450\,623 + 159\,440 = 7\,680\,496 \text{ Вт}$$

1.2 Витрата тепла на вентиляцію виробничих приміщень та житлово-комунального сектору

Розрахункова витрата тепла на вентиляцію визначається за формулою [2]:

$$Q_B^p = m V_{\text{вн}} \rho_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_{\text{в}} - t_{\text{нп}}),$$

де m – кратність повітрообміну, с^{-1} ;

$V_{\text{вн}}$ – внутрішній об'єм приміщення, м^3 ;

$\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$C_{\text{п}}$ – середня об'ємна теплоємність повітря, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

$t_{\text{нп}}$ – температура зовнішнього повітря для вентиляції, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{в}}$ – температура вентиляційного повітря, що дається до приміщення, $^{\circ}\text{C}$.

Підігрів повітря до $t_{\text{нп}}$ при температурах зовнішнього повітря нижче $t_{\text{нп}}$ забезпечується за рахунок кратності повітрообміну m .

Для зручності розрахунків формулу перетворюють, після чого розрахункова витрата тепла на вентиляцію будівлі (Вт) визначається за питомими характеристиками:

$$Q_B^p = q_{\text{в}} V_0 (t_{\text{в}} - t_{\text{з.в.}}), \quad (1.2)$$

де $q_{\text{в}}$ – питома вентиляційна характеристика, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

V_0 – об'єм об'єкту за зовнішнім обміром;

$t_{\text{з.в.}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для вентиляції.

Отже:

1) поліклініка з об'ємом будівлі 6000 м^3 :

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

$$Q_B^p = 0,29 \cdot 6000 \cdot (20 - (-7)) = 46\,980 \text{ Вт};$$

2) дитячий садок з об'ємом будівлі 1600 м³:

$$Q_B^p = 0,12 \cdot 1600 \cdot (20 - (-7)) = 5\,184 \text{ Вт};$$

3) школа з об'ємом будівлі 37000 м³:

$$Q_B^p = 0,1 \cdot 37\,000 \cdot (18 - (-7)) = 92\,500 \text{ Вт}.$$

Тоді:

$$Q_B^{\Sigma} = 46\,980 + 5\,184 + 92\,500 = 144\,664 \text{ Вт}.$$

1.3 Витрати тепла на технологічні потреби

Навантаження підприємств по технологічній парі складають 6,5 МВт.

1.4 Витрати тепла на гаряче водопостачання

Витрати тепла на гаряче водопостачання визначаються на основі норм споживання гарячої води. Для житлових будівель, підприємств житловокомунального призначення, промислових будівель витрата є нерівномірною протягом доби і тижня. Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання [3]:

$$Q_{г.в.} = \frac{1,2 \cdot m \cdot q \cdot (55 - t_{хв}) \cdot c}{T \cdot 3,6}, \quad (1.3)$$

де q – добова норма витрати гарячої води на одиницю споживання, м³;

m – кількість одиниць споживання;

c – теплоємність підігріваємої води Дж/(кг·К);

t – температура холодної води (взимку прийняти 5 °С, влітку 15 °С);

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

T – число годин роботи гарячого водопостачання протягом доби (для житлових будівель $T=24$ години).

Для житлових будинків з централізованим гарячим водопостачанням, обладнаними ваннами і душами 105 л на добу на одного мешканця:

$$Q_{\text{г.в.}} = \frac{1,2 \cdot 10\,000 \cdot 105 \cdot (55 - 5) \cdot 4,187}{24 \cdot 3,6} = 3\,053\,020 \text{ Вт.}$$

Для проектування гуртожитків приймаємо гуртожитки з загальними кухнями і блоками, душовими на поверхах при жилих кімнатах в кожній секції будівлі. Норма гарячої води на одного мешканця складає 80 л на добу:

$$Q_{\text{г.в.}} = \frac{1,2 \cdot 200 \cdot 80 \cdot (55 - 5) \cdot 4,187}{24 \cdot 3,6} = 46\,522 \text{ Вт.}$$

Поліклініки мають норму гарячої води 5,2 л на добу на одного хворого:

$$Q_{\text{г.в.}} = \frac{1,2 \cdot 500 \cdot 5,2 \cdot (55 - 5) \cdot 4,187}{24 \cdot 3,6} = 7\,560 \text{ Вт.}$$

Приймаємо для проектування дитячий садок з їдальнею, що працює на силовині та з пральнею з автоматичними пральними машинками; норма витрати гарячої води 25 л на добу на 1 дитину:

$$Q_{\text{г.в.}} = \frac{1,2 \cdot 200 \cdot 25 \cdot (55 - 5) \cdot 4,187}{24 \cdot 3,6} = 14\,538 \text{ Вт.}$$

Для загальної школи з душовими при гімнастичних залах та їдальнями норма витрати гарячої води складає 3 л на одного учня:

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$Q_{\text{г.в.}} = \frac{1,2 \cdot 1200 \cdot 3 \cdot (55 - 5) \cdot 4,187}{24 \cdot 3,6} = 10\,467 \text{ Вт.}$$

Отже загальна середня витрата теплоти на гаряче водопостачання:

$$Q_{\text{г.в.}}^{\Sigma} = 3\,053\,020 + 46\,522 + 7\,560 + 14\,538 + 10\,467 = 3\,132\,107 \text{ Вт.}$$

1.5 Зведена таблиця теплових навантажень

Для аналізу змін теплових навантажень протягом року складаємо зведену таблицю для чотирьох характерних режимів (три зимових, 1- літній): I – максимально зимовий (за температуру зовнішнього повітря приймається середня температура найбільш холодної п'ятиденки); II – середній для найбільш холодного місяця; III – середньо опалювальний (за середньою температурою опалювального періоду); IV – літній (витрати тепла на опалення та вентиляцію відсутні).

Технологічні потреби пари підприємства:

$$Q = \Delta i \frac{D_m}{3,6},$$

$$D_m = \frac{3,6Q}{\Delta i}, \quad (1.4)$$

де Δi – різниця ентальпії пари: $\Delta i = i_{\text{п}} - i_{\text{в}}$;

$i_{\text{п}}=2,7623$ кДж/кг для тиску пари $P=0,6$ МПа;

$i_{\text{в}}=0,021$ кДж/кг для тиску $P=0,6$ МПа.

$$D_m = \frac{3,6 \cdot 5,5}{2,7623 - 0,021} = 7,22 \text{ т/год.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Робимо перерахунок теплового навантаження для режимів II і III:

$$Q_{II} = Q_I \frac{t_B - t_3^{\text{mic}}}{t_B - t_{3.p.}}, \quad (1.5)$$

$$Q_{III} = Q_{II} \frac{t_B - t_3^{\text{оп}}}{t_B - t_{3.p.}}, \quad (1.6)$$

де t_3^{mic} – середня температура найхолоднішого місяця;

$t_3^{\text{оп}}$ – середня температура опалювального періоду;

Опалення та вентиляція промислових будівель:

$$Q_{II} = 6,6 \frac{18 - (-3,5)}{18 - (-20)} = 3,73 \text{ МВт};$$

$$Q_{III} = 6,6 \frac{18 - 0,4}{18 - (-20)} = 3,06 \text{ МВт}.$$

Опалення будівель ЖКС:

$$Q_{II} = 7,68 \frac{18 - (-3,5)}{18 - (-20)} = 4,35 \text{ МВт};$$

$$Q_{III} = 7,68 \frac{18 - 0,4}{18 - (-20)} = 3,58 \text{ МВт}.$$

Вентиляція ЖКС:

$$Q_{II} = Q_I \frac{t_B - t_3^{\text{mic}}}{t_B - t_{3.B.}}; \quad Q_{III} = Q_{II} \frac{t_B - t_3^{\text{оп}}}{t_B - t_{3.B.}};$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

$$Q_{II} = 0,145 \frac{18 - (-3,5))}{18 - (-20))} = 0,08 \text{ МВт};$$

$$Q_{III} = 0,145 \frac{18 - 0,4}{18 - (-20)} = 0,067 \text{ МВт.}$$

Для IV режиму:

$$Q_{IV} = Q_I \frac{t_T - t_X^{\text{літ}}}{t_T - t_X^{\text{зим}}},$$

де t_T – температура теплоносія (гаряча вода $t_T=65$ °С);

$t_X^{\text{літ}}, t_X^{\text{зим}}$ – температура холодної води влітку і взимку відповідно.

Гаряче водопостачання підприємства:

$$Q_{IV} = 2,5 \frac{65 - 15}{65 - 5} = 2,08 \text{ МВт.}$$

Гаряче водопостачання ЖКС:

$$Q_{IV} = 3,13 \frac{65 - 15}{65 - 5} = 2,6 \text{ МВт.}$$

Результати розрахунків наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Зведена таблиця теплових навантажень

№ з\п	Група споживачів	Теплоносієм та його властивості	Одиниці виміру	Витрати теплоти по режимах				Повернення конденсату, %
				I	II	III	IV	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Технологічні потреби підп-	Пара 0,6 МПа	т/год	7,22	7,22	7,22	7,22	60
			МВт	5,5	5,5	5,5	5,5	60

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ			Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				16

	риємства							
--	----------	--	--	--	--	--	--	--

Закінчення Таблиці 1.1

2	Опалення та вентиляція промислових будівель	Вода 150/70°C	МВт	6,6	3,73	3,06	-	
3	Опалення будівель ЖКС	Вода 150/70°C	МВт	7,68	4,35	3,58	-	
4	Гаряче водопостачання підприємства	Вода 65°C	МВт	2,5	2,5	2,5	2,08	
5	Гаряче водопостачання ЖКС	Вода 65°C	МВт	3,13	3,13	3,13	2,6	
6	Вентиляція будівель	Вода 150/70°C	МВт	0,145	0,08	0,067	—	
7	Сумарне навантаження по теплоносію вода	Вода 150/70°C і 65°C	МВт	20,055	13,79	12,337	4,68	
8	Сумарне навантаження по всім теплоносіям		МВт	25,555	19,29	17,837	10,18	

1.6 Річна витрата теплоти

Річна витрата теплоти визначається графіком тривалості теплового навантаження $Q_{оп.}=f(n)$, на якому відображається залежність витрати тепла на опалення від кількості годин за опалювальний період, наведена на рисунку 1.1. Кліматичні характеристики міста Первомайська наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Кліматичні характеристики міста Первомайськ

Температура зовніш-	-20	-15	-10	-5	0	+5	+8
---------------------	-----	-----	-----	----	---	----	----

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ			Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				17

нього повітря, $t_3, ^\circ\text{C}$							
Кількість годин опалувального періоду n , год	7	61	287	747	1797	3306	4032

Визначимо витрати тепла (Вт) при температурах $-20 ^\circ\text{C}$ та $+8 ^\circ\text{C}$:

$$Q_{\text{оп.}} = Q_{\text{оп.}}^p \cdot \frac{t_B^p - t_3}{t_B^p - t_{3.p.}}, \quad (1.7)$$

де $Q_{\text{оп.}}^p$ – загальна витрата на опалення промислових приміщень та ЖКС;

$$Q_{\text{оп.}}^p = Q_{\text{оп.}}^{\Sigma \text{ЖКС}};$$

t_B^p – приймається усереднене значення $+20 ^\circ\text{C}$.

$$Q_{\text{оп.}}^{+8} = 7\,680\,496 \cdot \frac{20 - 8}{20 - (-20)} = 2\,304\,149 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{оп.}}^{-25} = 7\,680\,496 \cdot \frac{20 - (-20)}{20 - (-20)} = 7\,680\,496 \text{ Вт.}$$

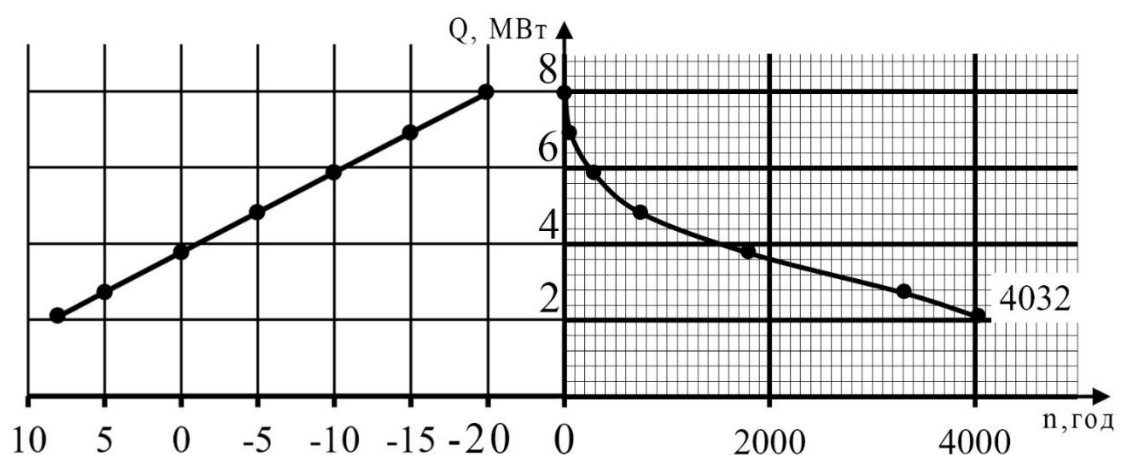


Рисунок 1.1 - Графік тривалості теплового навантаження

Річна витрата тепла на опалення знаходиться за формулою:

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$Q_{\text{річ.}} = S_1 m,$$

де S_1 – площа обмежена кривою опалювального навантаження;

$$S_1 = 376 \text{ мм}^2;$$

m – масштаб площі графіка, МВт·год/мм²;

$$m = m_1 m_2;$$

m_1 – масштаб осі ординат (осі опалювального навантаження);

$$m_1 = 0,4 \text{ МВт/мм};$$

m_2 – масштаб осі абсцис (осі тривалості опалювального періоду);

$$m_2 = 100 \text{ год/мм}.$$

$$m = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ МВт·год/мм}^2.$$

Отже:

$$Q_{\text{річ.}} = 40 \cdot 376 = 15\,040 \text{ МВт} \cdot \text{год}.$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

2 ВИБІР СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ І РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ

2.1 Вибір способу покриття теплового навантаження. Принципова схема котельні

Оскільки для покриття технологічного навантаження в якості теплоносія використовується водяна пара, а для решти теплових навантажень – вода, доцільно обрати котельню з паровими котлами або комбіновану котельню з паровими і водогрійними котлами [4].

На рисунку 2.1 показана тепла схема котельні з паровими котлами з відпуском теплоти на потреби опалення, вентиляції та гарячого водопостачання [5]. Насос сирій води подає воду в охолоджувач продувальної води, де вона нагрівається за рахунок теплоти продувальної води. Після цього вода підігрівается до 20..30 °С в пароводяному підігрівачі сирій води та направляється на хімводопідготовку. Хімічно очищена вода після підігріву парою направляється в головку деаератора живильної води котла, або через охолоджувач деаерованої води – в деаератор підживлювальної води тепломережі.

Підігрів сітьової води відбувається послідовно в двох сітьових підігрівачах.

Конденсат від всіх підігрівачів направляється в головку деаератора живильної води, в яку також поступає конденсат від зовнішніх споживачів пари.

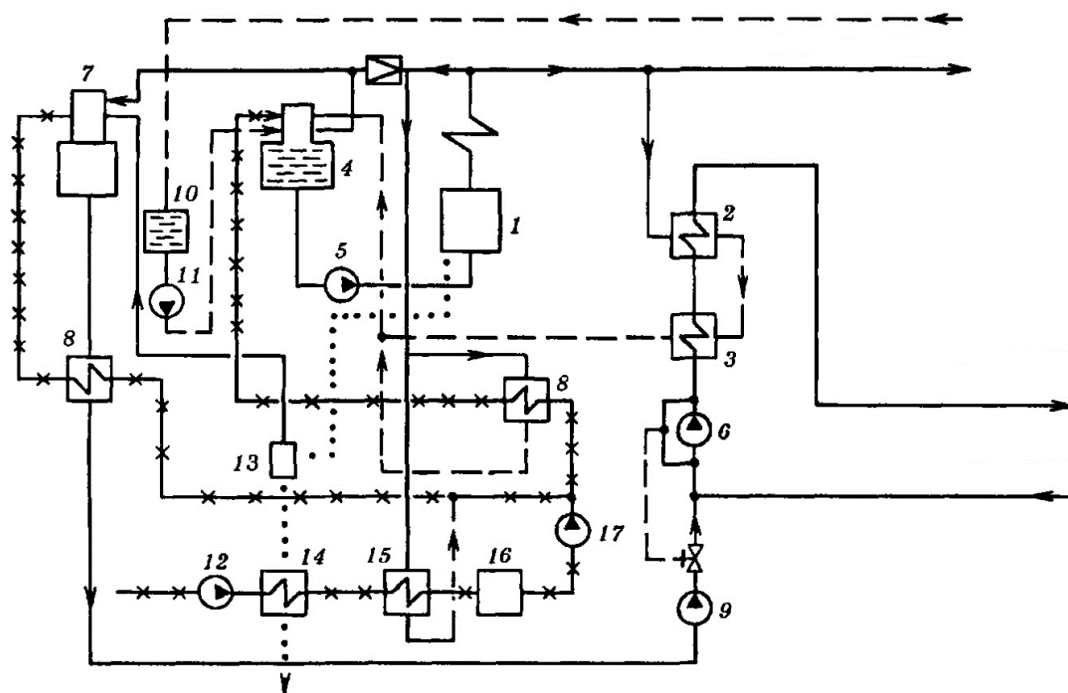
Підігрів води в деаераторах здійснюється парою з котлів і з сепаратора.

Неперервна продувка від котлів використовується в сепараторі, в якому котлова вода частково випаровується. В котельнях з паровими котлами незалежно від теплової схеми використання теплоти неперервної продувки котлів є обов'язковим. Використана продувальна вода скидається в продувальний колодязь.

Деаерована вода з деаератора живильної води котлів з температурою близько 104 °С живильним насосом подається до парових котлів. Підживлювальна вода для системи теплопостачання з деаератора підживлювальної води віддає

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

свою теплоту в підігрівачі хімічно очищеної води, охолоджуючись до 70 °С перед підживлювальним насосом.



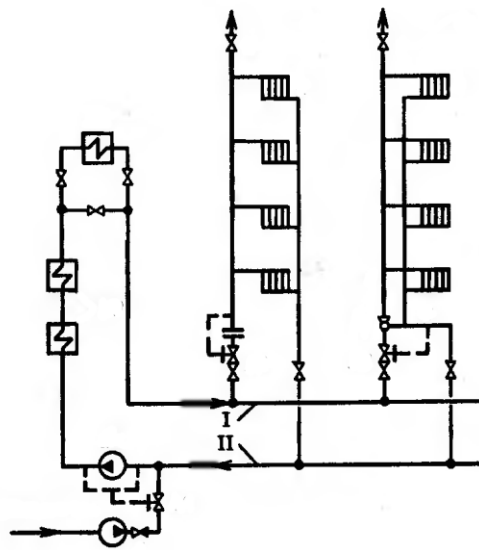
1 – паровий котел низького тиску; 2 – пароводяний підігрівач сітьової води; 3 — охолоджувач конденсату; 4 — деаератор живильної води котла; 5 — живильний насос; 6 — циркуляційний насос; 7 — деаератор підживлювальної води; 8 — підігрівачі хімічно очищеної води, 9 — підживлювальний насос; 10 — збірний бак конденсату, 11 — конденсатний насос; 12 — насос сирої води; 13 — сепаратор продувальної води; 14 — охолоджувач продувальної води, 15 — пароводяний підігрівач сирої води; 16 — хімводопідготовка; 17 — насос хімічно очищеної води.

Рисунок 2.1 – Принципова тепла схема котельні з паровими котлами

Використання двох деаераторів (один – для приготування живильної води котлів, інший – підживлювальної води системи тепlopостачання) є обов’язковим для відкритих систем тепlopостачання, оскільки витрати підживлювальної води в ній можуть бути досить значними. Для закритих систем тепlopостачання можливим є використання спільного деаератора для обох цілей.

На рисунку 2.2 наведено схему водяні системи тепlopостачання, до якої входять: ХВО живлення, підживлюваний насос, регулятор підживлення, сітьовий насос, теплофікаційний підігрівач, котел, регулятор витрати, повітряний

кран, нагрівальний прилад, елеватор. подавальна лінія теплової мережі, зворотна лінія теплової мережі.



I – подавальна лінія теплової мережі; II – зворотна лінія теплової мережі.

Рисунок 2.2 – Водяна система теплопостачання

На рисунку 2.3 наведено схему гарячого водопостачання, до якої входять: акумулятор гарячої води, водозабірний кран, насос, водоводяний підігрівач, регулятор температури, регулятор тиску.

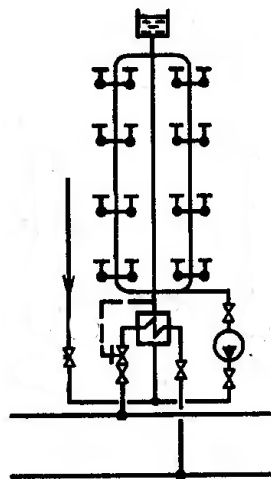


Рисунок 2.3 – Система гарячого водопостачання

На рисунку 2.4 наведено схему системи опалення та гарячого водопостачання, до якої входять: повітряні крани, водорозбірні крани, водоводяний підігрівач, регулятор температури, елеватор, регулятор тиску, нагрівальні прилади.

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

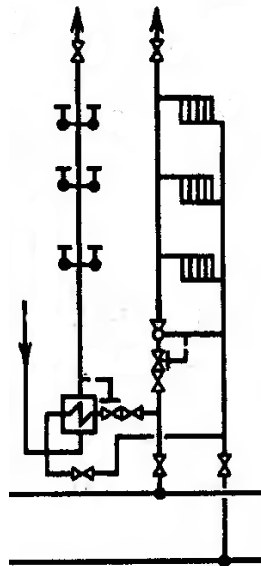


Рисунок 2.4 – Схема системи опалення та гарячого водопостачання

На рисунку 2.5 наведено схему системи опалення та вентиляції, до якої входять: калорифери нижньої та верхньої ступені, елеватор, регулятор тиску, нагрівальні елементи.

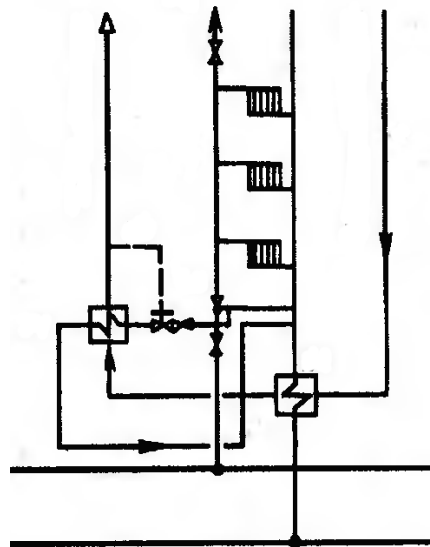


Рисунок 2.5 – Схема комбінованої системи опалення та вентиляції

2.2 Розрахунок теплової схеми котельні

Розрахунок теплової схеми виконується для чотирьох режимів роботи: максимально-зимового, найбільш холодного місяця, середньо-опалювального, літнього. Вихідними даними для нього є: кліматологічна характеристика району, витрати пари на технологічні потреби, витрати теплоти на опалення, вентиля-

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

цію та гаряче водопостачання, відсоток повернення конденсату, теплофізичні властивості води та водяної пари. Перед початком розрахунку всі необхідні вихідні дані доцільно привести в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні данні

Фізична величина	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення при характерних режимах роботи котельні			
			I	II	III	IV
1	2	3	4	5	6	7
Теплоємність води	C		4,19	4,19	4,19	4,19
Температура води перед сіттовими підігрівачами та за ними	t_1	°C	150	98	87	-
	t_2	°C	70	52	48	
Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення і вентиляцію	K	-	1	0,58	0,49	-
Ентальпія редукованої пари перед сіттовими підігрівачами сіттової води	i_{POY}	кДж/кг	2756	2756	2756	2756
Ентальпія конденсату за підігрівачами (при 80°C)	i_k	кДж/кг	335	335	335	335
Ентальпія котлової води при $P_{\text{пари}}=0,6$ МПа	$i_{\text{к.в.}}$	кДж/кг	667	667	667	667
Ентальпія пати в сепараторі при $P_{\text{пари}}=0,17$ МПа	$i_{\text{сеп}}$	кДж/кг	2698	2698	2698	2698
Ентальпія води в сепараторі при $P_{\text{пари}}=0,17$ МПа	$i_{\text{сеп}}$	кДж/кг	479	479	479	479
Ентальпія води після охолоджувача неперервної продукції	$i_{\text{пр}}$	кДж/кг	210	210	210	210
Температура сирі води	$t_{\text{с.в.}}$	°C	5	5	5	15
Ентальпія сирі води після підігрівача (20 °C)	$i_{\text{х.о.в.}}$	кДж/кг	83,9	83,9	83,9	83,9
Ентальпія води перед підігрівачем (при 18 °C)	$i_{\text{х.о.в.}}$	кДж/кг	75,53	75,53	75,53	75,53

Закінчення Таблиці 2.1

Ентальпія конденсату редукованого пари (при 80 °С)	$i_{\text{к}}^{\text{POY}}$	кДж/кг	335	335	335	335
Ентальпія живильної води	$i_{\text{ж.в.}}$	кДж/кг	437	437	437	437

Розрахунок теплової схеми котельної з паровими котлами проводимо у наступній послідовності:

Визначається витрата води на підігрівачі сітьової води (т/год):

$$G = \frac{3600Q}{c(t_1 - t_2)}, \quad (2.1)$$

де Q – сумарне теплове навантаження по теплоносію "вода";

c – теплоємність води, кДж/(кг·К);

t_1, t_2 – температура води перед сітьовими підігрівачами та за ними відповідно, °С.

$$G_I = \frac{3600 \cdot 20,055}{4,19(150 - 70)} = 215 \text{ т/год.}$$

$$G_{II} = \frac{3600 \cdot 13,79}{4,19(105,5 - 50)} = 213,5 \text{ т/год.}$$

$$G_{III} = \frac{3600 \cdot 12,337}{4,19(95 - 45)} = 212 \text{ т/год.}$$

Визначається витрата пари на підігрівачі сітьової води (т/год):

$$D_{\text{п.с.в.}} = \frac{cG(t_1 - t_2)}{(i_{\text{POY}} - i_{\text{к}})\eta}, \quad (2.2)$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

де i''_{POY}, i_k – ентальпія редукованої пари перед підігрівачами сітьової води та конденсату (температура конденсату приймається 80 °С) за ними, кДж/кг;

η – ККД сітьового підігрівача (для більшості підігрівачів може бути прийнятий рівним 0,98).

$$D_{\text{п.с.в. I}} = \frac{4,19 \cdot 215(150 - 70)}{(2756 - 335)0,98} = 30 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{п.с.в. II}} = \frac{4,19 \cdot 213,5(105,5 - 50)}{(2756 - 335)0,98} = 21 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{п.с.в. III}} = \frac{4,19 \cdot 212(95 - 45)}{(2756 - 335)0,98} = 19 \text{ т/год.}$$

Визначається витрата пари зовнішніми споживачами (т/год):

$$D_{\text{зов.}} = D_m + D_{\text{п.с.в.}}, \quad (2.3)$$

де D_m – витрата пари технологічними споживачами, т/год.

$$D_{\text{зов. I}} = 8,53 + 30 = 38,53 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{зов. II}} = 8,53 + 21 = 29,53 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{зов. III}} = 8,53 + 19 = 27,53 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{зов. IV}} = 8,53 \text{ т/год.}$$

Визначається витрата пари (т/год) на власні потреби котельні (підігрів сирій води та хімічно очищеної води, витрати на деаератори):

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$D_{\text{вл.}} = 0,01 K_{\text{вл.}} D_{\text{зов}}, \quad (2.4)$$

де $K_{\text{вл.}}$ – витрата пари на власні потреби, % (рекомендується приймати в межах 5-10 %).

$$D_{\text{вл.I}} = 0,01 \cdot 5 \cdot 38,53 = 1,9265 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{вл.II}} = 0,01 \cdot 5 \cdot 29,53 = 1,4765 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{вл.III}} = 0,01 \cdot 5 \cdot 27,53 = 1,3765 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{вл.IV}} = 0,01 \cdot 5 \cdot 8,53 = 0,4265 \text{ т/год.}$$

При наявності мазутного господарства визначається витрата пари на нього (т/год):

$$D_{\text{м}} = 0,01 K_{\text{м.}} D_{\text{зов}}, \quad (2.5)$$

де $K_{\text{м}}$ – витрата пари на мазутне господарство (при відсутності даних приймається 3 %).

$$D_{\text{мI}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 38,53 = 1,1559 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{мII}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 29,53 = 0,8859 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{мIII}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 27,53 = 0,8259 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{мIV}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 8,53 = 0,2559 \text{ т/год.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Визначаються витрати пари на покриття її втрат в котельні (т/год):

$$D_{\text{вт}} = 0,01K_{\text{вт}}(D_{\text{зов}} + D_{\text{м}}), \quad (2.6)$$

де $K_{\text{вт}}$ – втрати від витоку в тепломережі (рекомендується приймати 2-3 %).

$$D_{\text{втI}} = 0,01 \cdot 2 \cdot (38,53 + 1,1559) = 0,7937 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{втII}} = 0,01 \cdot 2 \cdot (29,53 + 0,8859) = 0,6083 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{втIII}} = 0,01 \cdot 2 \cdot (27,53 + 0,8259) = 0,5671 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{втIV}} = 0,01 \cdot 2 \cdot (8,53 + 0,2559) = 0,1757 \text{ т/год.}$$

Визначається сумарна паропродуктивність котельні, т/год:

$$D = D_{\text{зов}} + D_{\text{вл}} + D_{\text{м}} + D_{\text{вт}}. \quad (2.7)$$

$$D_{\text{I}} = 38,53 + 1,9265 + 1,1559 + 0,7937 = 42,4061 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{II}} = 29,53 + 1,4765 + 0,8859 + 0,6083 = 32,5007 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{III}} = 27,53 + 1,3765 + 0,8259 + 0,5671 = 30,2995 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{IV}} = 8,53 + 0,4265 + 0,2559 + 0,1757 = 9,3881 \text{ т/год.}$$

Визначаються втрати конденсату в обладнанні зовнішніх споживачів та в котельні (т/год):

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_K^{BT} = 0,01(100 - \beta)D_m + 0,01K_K D, \quad (2.8)$$

де β – частка конденсату, що повертається зовнішніми споживачами, %;

K_K – втрати конденсату в циклі котельної установки (рекомендується приймати рівними 3 %).

$$G_{KI}^{BT} = 0,01(100 - 60) \cdot 8,53 + 0,01 \cdot 2 \cdot 42,4061 = 4,26 \text{ т/год.}$$

$$G_{KII}^{BT} = 0,01(100 - 60) \cdot 8,53 + 0,01 \cdot 2 \cdot 32,5007 = 4,062 \text{ т/год.}$$

$$G_{KIII}^{BT} = 0,01(100 - 60) \cdot 8,53 + 0,01 \cdot 2 \cdot 30,2995 = 4,017 \text{ т/год.}$$

$$G_{KIV}^{BT} = 0,01(100 - 60) \cdot 8,53 + 0,01 \cdot 2 \cdot 9,3881 = 3,599 \text{ т/год.}$$

Визначається витрата хімічно очищеної води (т/год):

$$G_{X.O.B.} = G_K^{BT} + 0,01K_{TM} G, \quad (2.9)$$

де K_{TM} – втрати води в тепломережі (для закритої системи можуть бути прийняті рівними 2-3 %, для відкритої системи мають додатково враховувати витрату води з тепломережі на гаряче водопостачання).

$$G_{X.O.B.I} = 4,26 + 0,01 \cdot 2 \cdot 215 = 8,56 \text{ т/год.}$$

$$G_{X.O.B.II} = 4,062 + 0,01 \cdot 2 \cdot 213,5 = 8,332 \text{ т/год.}$$

$$G_{X.O.B.III} = 4,017 + 0,01 \cdot 2 \cdot 212 = 8,257 \text{ т/год.}$$

$$G_{X.O.B.IV} = 3,599 + 0,01 \cdot 2 \cdot 0 = 3,599 \text{ т/год.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Визначається витрата сирової води (т/год):

$$G_{\text{с.в.}} = K_{\text{х.о.в.}} G_{\text{х.о.в.}}, \quad (2.10)$$

де $K_{\text{х.о.в.}}$ – коефіцієнт, що враховує витрату сирової води на власні потреби хіміводопідготовки (рекомендується приймати рівним 1,25).

$$G_{\text{с.в. I}} = 1,25 \cdot 8,56 = 10,7 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{с.в. II}} = 1,25 \cdot 8,332 = 10,415 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{с.в. III}} = 1,25 \cdot 8,257 = 10,321 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{с.в. IV}} = 1,25 \cdot 3,599 = 4,4988 \text{ т/год.}$$

Визначається кількість води, що поступає з неперервною продувкою в сепаратор (т/год):

$$G_{\text{пр}} = 0,01 p_{\text{пр}} D, \quad (2.11)$$

де $p_{\text{пр}}$ – процент продувки (приймається від 2 до 5 %).

$$G_{\text{пр I}} = 0,03 \cdot 42,4062 = 1,272 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{пр II}} = 0,03 \cdot 32,5007 = 0,975 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{пр III}} = 0,03 \cdot 30,2995 = 0,908 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{пр IV}} = 0,03 \cdot 9,3881 = 0,281 \text{ т/год.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначається кількість пари, що утворюється в сепараторі неперервної продувки (т/год):

$$D_{\text{сеп}} = \frac{G_{\text{пр}}(i_{\text{к.в.}} - i_{\text{сеп}})}{x(i_{\text{сеп}}'' - i_{\text{сеп}}')\eta}, \quad (2.12)$$

де $i_{\text{к.в.}}$ – ентальпія котлової води, кДж/кг;

$i_{\text{сеп}}'', i_{\text{сеп}}'$ – ентальпія пари та води в сепараторі, кДж/кг;

x – степінь сухості пари, що виходить з сепаратора приймається рівною 0,98.

$$D_{\text{сепI}} = \frac{1,272(667 - 479)}{0,98(2698 - 479)0,98} = 0,112 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{сепII}} = \frac{0,975(667 - 479)}{0,98(2698 - 479)0,98} = 0,086 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{сепIII}} = \frac{0,908(667 - 479)}{0,98(2698 - 479)0,98} = 0,08 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{сепIV}} = \frac{0,281(667 - 479)}{0,98(2698 - 479)0,98} = 0,025 \text{ т/год.}$$

Визначається кількість води на виході з розширювача неперервної продувки (т/год):

$$G_{\text{сеп}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{сеп}}. \quad (2.13)$$

$$G_{\text{сепI}} = 1,272 - 0,112 = 1,16 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{сепII}} = 0,975 - 0,086 = 0,889 \text{ т/год.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$G_{\text{сепIII}} = 0,908 - 0,08 = 0,828 \text{ т/год.}$$

$$G_{\text{сепIV}} = 0,281 - 0,025 = 0,256 \text{ т/год.}$$

Визначається температура сирії води після охолоджувача неперервної продувки (°C):

$$t_{\text{с.в.}}' = \frac{G_{\text{сеп}}(i_{\text{сеп}}' - i_{\text{пр}}'')}{cG_{\text{с.в.}}} + t_{\text{с.в.}}, \quad (2.14)$$

де $i_{\text{пр}}''$ – ентальпія води після охолоджувача неперервної продувки (приймається рівною 210 кДж/кг), кДж/кг;

$t_{\text{с.в.}}$ – температура сирії води на вході в котельню, °C.

$$t_{\text{с.в.I}}' = \frac{1,16(479 - 210)}{4,19 \cdot 10,7} + 5 = 11,96 \text{ °C.}$$

$$t_{\text{с.в.II}}' = \frac{0,889(479 - 210)}{4,19 \cdot 10,415} + 5 = 10,48 \text{ °C.}$$

$$t_{\text{с.в.III}}' = \frac{0,828(479 - 210)}{4,19 \cdot 10,321} + 5 = 10,15 \text{ °C.}$$

$$t_{\text{с.в.IV}}' = \frac{0,256(479 - 210)}{4,19 \cdot 4,4988} + 15 = 18,65 \text{ °C.}$$

Визначається витрата пари на підігрівач сирії води (т/год):

$$D_{\text{с.в.}} = G_{\text{с.в.}} \frac{i_{\text{х.о.в.}}' - i_{\text{с.в.}}'}{i_{\text{поу}}'' - i_{\text{к}}'}, \quad (2.15)$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

де $i_{\text{х.о.в.}}$ – ентальпія сирії води після підігрівача, що визначається для температури води, яка приймається в межах 20...30 °С, кДж/кг;

$i_{\text{с.в.}}$ – ентальпія сирії води після охолоджувача неперервної продувки, що визначається за температурою $t_{\text{с.в.}}$, кДж/кг;

$i_{\text{к}}^{\text{роу}}$ – ентальпія конденсату редукованої пари, що визначається за температурою конденсату, яка приймається в межах 70...85 °С.

$$D_{\text{с.в.I}} = 10,7 \frac{83,9 - 47,54}{2756 - 335} = 0,16 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{с.в.II}} = 10,415 \frac{83,9 - 42,8}{2756 - 336} = 0,176 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{с.в.III}} = 10,321 \frac{83,9 - 42,04}{2756 - 336} = 0,178 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{с.в.IV}} = 4,4988 \frac{83,9 - 73,65}{2756 - 336} = 0,019 \text{ т/год.}$$

Визначається витрата пари на підігрів хімічищеної води в підігрівачі перед деаератором живильної води котлів (т/год):

$$D_{\text{х.о.в.}} = G_{\text{к}}^{\text{вт}} \frac{i_{\text{к}} - i_{\text{х.о.в.}}}{i_{\text{роу}} - i_{\text{к}}} \quad (2.16)$$

де $i_{\text{к}}$ – ентальпія хімічищеної води після підігрівача (визначається за температурою конденсату, рівною 70-85 °С), кДж/кг;

$i_{\text{х.о.в.}}$ – ентальпія хімічно очищеної води перед підігрівачем (приймається за температурою на ≈ 2 °С меншою від температури сирії води на виході з підігрівача сирії води), кДж/кг.

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$D_{\text{х.о.в. I}} = 4,26 \frac{335 - 75,53}{2756 - 335} = 0,456 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{х.о.в. II}} = 4,062 \frac{335 - 75,53}{2756 - 335} = 0,435 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{х.о.в. III}} = 4,017 \frac{335 - 75,53}{2756 - 335} = 0,43 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{х.о.в. IV}} = 3,599 \frac{335 - 75,53}{2756 - 335} = 0,385 \text{ т/год.}$$

Визначається сумарна кількість води та пари, що поступають в деаератори, окрім гріючої пари деаератора (т/год):

$$G_{\text{д}} = G_{\text{х.о.в.}} + \beta 0,01 D_{\text{т}} + D_{\text{х.о.в.}} + D_{\text{с.в.}} + D_{\text{п.с.в.}} + D_{\text{сеп.}} \quad (2.17)$$

$$G_{\text{д I}} = 8,56 + 60 \cdot 0,01 \cdot 8,53 + 0,456 + 0,16 + 30 + 0,112 = 44,406 \text{ т/год}$$

$$G_{\text{д II}} = 8,332 + 60 \cdot 0,01 \cdot 8,53 + 0,435 + 0,176 + 21 + 0,086 = 35,147 \text{ т/год}$$

$$G_{\text{д III}} = 8,257 + 60 \cdot 0,01 \cdot 8,53 + 0,43 + 0,178 + 19 + 0,08 = 33,063 \text{ т/год}$$

$$G_{\text{д IV}} = 3,599 + 60 \cdot 0,01 \cdot 8,53 + 0,385 + 0,019 + 0,025 = 9,146 \text{ т/год}$$

Визначається середня температура води в деаераторах (°C):

$$t_{\text{д}} = \frac{G_{\text{х.о.в.}} \cdot i_{\text{к}} + \beta D_{\text{т}} \cdot i_{\text{к}} + D_{\text{х.о.в.}} \cdot i_{\text{к}}^{\text{POY}} + D_{\text{с.в.}} \cdot i_{\text{к}}^{\text{POY}} + D_{\text{сеп.}} \cdot i_{\text{сеп.}}'' + D_{\text{п.с.в.}} \cdot i_{\text{к}}}{c G_{\text{д}}} \quad (2.18)$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$t_{дI}^{\cdot} =$$

$$= \frac{(9,026 + 0,6 \cdot 8,53 + 0,456 + 0,16 + 30) \cdot 335 + 0,112 \cdot 2698}{4,19 \cdot 44,406} =$$

$$= 82,21^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{дII}^{\cdot} =$$

$$= \frac{(8,806 + 0,6 \cdot 8,53 + 0,435 + 0,176 + 21) \cdot 335 + 0,086 \cdot 2698}{4,19 \cdot 35,147} =$$

$$= 82,41^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{дIII}^{\cdot} =$$

$$= \frac{(8,602 + 0,6 \cdot 8,53 + 0,43 \cdot 335 + 0,178 + 19) \cdot 335 + 0,08 \cdot 2698}{4,19 \cdot 33,063} =$$

$$= 82,15^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{дIV}^{\cdot} =$$

$$= \frac{(3,599 + 0,6 \cdot 8,53 + 0,385 + 0,019 + 0) \cdot 335 + 0,025 \cdot 2698}{4,19 \cdot 9,146} =$$

$$= 81,49^{\circ}\text{C}.$$

Визначається витрата гріючої пари на деаератори (т/год):

$$D_{д} = \frac{G_{д}(i_{ж.в.} - 4,2t_{д}^{\cdot})}{(i_{POY} - i_{ж.в.})\eta}, \quad (2.19)$$

де $i_{ж.в.}$ – ентальпія живильної води, кДж/кг, (температура живильної води приймається 104°C).

$$D_{дI} = \frac{44,406 (437 - 4,2 \cdot 82,21)}{(2698 - 437)0,98} = 1,838 \text{ т/год.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$D_{дII} = \frac{35,147 (437 - 4,2 \cdot 82,41)}{(2698 - 437)0,98} = 1,441 \text{ т/год.}$$

$$D_{дIII} = \frac{33,063 (437 - 4,2 \cdot 82,15)}{(2698 - 437)0,98} = 1,372 \text{ т/год.}$$

$$D_{дIV} = \frac{9,146 (437 - 4,2 \cdot 81,49)}{(2698 - 437)0,98} = 0,391 \text{ т/год.}$$

Визначається витрата редукованої пари на власні потреби котельні (т/год):

$$D_{вл}^p = D_{д} + D_{х.о.в.} + D_{с.в..} \quad (2.20)$$

$$D_{влI}^p = 1,838 + 0,456 + 0,16 = 2,454 \text{ т/год.}$$

$$D_{влII}^p = 1,441 + 0,435 + 0,176 = 2,052 \text{ т/год.}$$

$$D_{влIII}^p = 1,372 + 0,43 + 0,178 = 1,98 \text{ т/год.}$$

$$D_{влIV}^p = 0,391 + 0,385 + 0,019 = 0,795 \text{ т/год.}$$

Визначається дійсна паропродуктивність котельні з врахуванням витрат пари на власні потреби (т/год):

$$D_{к} = (D_{зов} + D_{вл}^p) + 0,01 \cdot 2(D_{зов} + D_{вл}^p). \quad (2.21)$$

$$D_{кI} = (38,53 + 2,454) + 0,01 \cdot 2(38,53 + 2,454) = 41,803 \text{ т/год.}$$

$$D_{кII} = (29,53 + 2,052) + 0,01 \cdot 2(29,53 + 2,052) = 32,213 \text{ т/год.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$D_{\text{кIII}} = (27,53 + 1,98) + 0,01 \cdot 2(27,53 + 1,98) = 30,1 \text{ т/год.}$$

$$D_{\text{кIV}} = (8,53 + 0,795) + 0,01 \cdot 2(8,53 + 0,795) = 9,511 \text{ т/год.}$$

Визначається нев'язка з попередньо прийнятою паропродуктивністю котельні (%):

$$\Delta D = 100 \frac{D_k - D}{D_k}. \quad (2.22)$$

$$\Delta D_I = 100 \frac{41,803 - 42,4061}{41,803} = 1,44 \text{ \%}.$$

$$\Delta D_{II} = 100 \frac{32,213 - 32,5007}{32,213} = 0,89 \text{ \%}.$$

$$\Delta D_{III} = 100 \frac{30,1 - 30,2995}{30,1} = 0,66 \text{ \%}.$$

$$\Delta D_{IV} = 100 \frac{9,511 - 9,3881}{9,511} = 1,29 \text{ \%}.$$

Результати розрахунку по чотирьом режимам роботи заносимо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку по чотирьом режимам роботи

№ п/п	Найменування величини	Одини- ці вимі- ру	Поз- начен- ня	Режими			
				I	II	III	IV
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Витрата води на підігрівання сітьової води	т/год	G	215	213,5	212	0

Продовження таблиці 2.2

2	Витрата пари на підігрівання сітьової води	т/год	$D_{\text{п.с.в.}}$	30	21	19	0
3	Витрата пари зовнішніми споживачами	т/год	$D_{\text{зов.}}$	38,53	29,53	27,53	8,53
4	Витрата пари на власні потреби котельні	т/год	$D_{\text{вл.}}$	1,9265	1,4765	1,3765	0,4265
5	Витрата пари на мазутне господарство	т/год	$D_{\text{м}}$	1,1559	0,8859	0,8259	0,2559
6	Витрата пари на покриття її втрат в котельні	т/год	$D_{\text{вт}}$	0,7937	0,6089	0,5671	0,1757
7	Сумарна паропроодуктивність котельні	т/год	D	42,4061	32,5007	30,2995	9,3881
8	Витрата конденсату в обладнанні споживачів	т/год	$G_{\text{к}}^{\text{вт}}$	4,26	4,062	4,017	3,599
9	Витрата хім.очищеної води	т/год	$G_{\text{х.о.в.}}$	8,56	8,332	8,257	3,599
10	Витрата сирієї води	т/год	$G_{\text{с.в.}}$	10,7	10,415	10,321	4,4988
11	Кількість води з неперервною продувкою в сепаратор	т/год	$G_{\text{пр}}$	1,272	0,975	0,908	0,281
12	Кількість пари, що утворюється в сепараторі неперервної продувки	т/год	$D_{\text{сеп}}$	0,112	0,086	0,08	0,025
13	Кількість пари на виході з розширювача неперервної продувки	т/год	$G_{\text{сеп}}$	1,16	0,889	0,828	0,256
14	Температура сирієї води після охолоджувача неперервної продувки	°C	$t_{\text{с.в.}}$	11,96	10,48	10,15	18,65
15	Витрата пари на підігрівач сирієї води	т/год	$D_{\text{с.в.}}$	0,16	0,176	0,178	0,019
16	Витрата пари на підігрів хім.очищеної води	т/год	$D_{\text{х.о.в.}}$	0,456	0,435	0,43	0,385

Закінчення таблиці 2.2

17	Сумарна кількість води та пари, що поступають в деаератори, окрім гріючої пари деаератора	т/год	G_d	44,406	35,147	33,063	9,146
18	Середня температура води в деаераторах	°C	t_d	82,21	82,41	82,15	81,49
19	Витрата гріючої пари на деаератори	т/год	D_d	1,838	1,441	1,372	0,391
20	Витрати редукованої пари на власні потреби котельні	т/год	$D_{вл}^p$	2,454	2,052	1,98	0,795
21	Дійсна паропроодуктивність котельні	т/год	D_k	41,803	32,213	30,1	9,511
22	Нев'язка з попередньо прийнятою паропроодуктивністю	%	ΔD	1,44	0,89	0,66	1,29

3 ВИБІР ТЕПЛОПІДГОТОВЧОГО ОБЛАДНАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ

В основному в котельнях застосовуються теплообмінники поверхневого типу. Площа поверхні теплообміну визначається за формулою (м²):

$$F = \frac{10^3 N}{k \Delta t \eta}, \quad (3.1)$$

де N – теплова потужність теплообмінника, кВт;

Δt – середньологарифмічний перепад температур, °С;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К), який для приблизних розрахунків може бути прийнятий в межах 1950...2100 Вт/(м²·К);

η – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти від зовнішнього охолодження (може бути прийнятий рівним 0,98).

$$\Delta t = \frac{(t_n - t_2) - (t_n - t_1)}{\ln \frac{t_n - t_2}{t_n - t_1}}. \quad (3.2)$$

$$\Delta t = \frac{(180 - 70) - (180 - 150)}{\ln \frac{180 - 70}{180 - 150}} = 61,6^\circ\text{C}.$$

$$F = \frac{10^3 \cdot 20,055}{2000 \cdot 61,6 \cdot 0,98} = 166,106 \text{ м}^2.$$

Обираємо 3 теплообмінника типорозміру 17 з площею поверхні нагріву 71 м² кожен та площею живого перерізу 0,2416 м². Для обраного теплообмінника визначаємо швидкість води в трубах (м/с):

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$W = \frac{Q_B}{f}, \quad (3.3)$$

де Q_B – об'ємна витрата води, що підігрівається м³/с;

f – живий переріз для проходу води, м².

$$W = \frac{215 \cdot 1000}{3600 \cdot 971,8 \cdot 0,2416} = 0,254 \text{ м/с.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

Система для омивання та очищення устаткування і промивки роликів підшипників буксового вузла вагонів складається з двох складових: миючої машини та теплообмінного апарату. Теплообмінний апарат розміщується окремо від миючої машини і призначається для приготування миючої емульсії для промивки підшипників.

Вихідні данні:

Температура гарячої води перед теплообмінником $t_{1.1}$, °C	100
Температура гарячої води після теплообмінника $t_{1.2}$, °C	65
Витрата гарячої води G , м³/с	10
Температура миючої емульсії на вході $t_{2.1}$, °C	50
Температура миючої емульсії на виході $t_{2.2}$, °C	95
Витрата емульсії, м³/с	10

4.1 Тепловий та конструктивний розрахунок

Тепловий та конструктивний розрахунок спірального теплообмінника розпочинаємо з визначення температурних умов процесу [6].

Визначимо середню різницю температур між теплоносієм та емульсією:

більша різниця температур $\Delta t_6 = t_{2.1} - t_{2.2} = 95 - 50 = 45$ °C;

менша різниця температур $\Delta t_m = t_{1.1} - t_{1.2} = 100 - 65 = 35$ °C.

Через те, що співвідношення

$$\Delta t_6 / \Delta t_m = 45 / 35 = 1,28 < 2,0,$$

температурний напір визначаємо як середню арифметичну різницю температур:

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$\Delta t = (\Delta t_6 + \Delta t_m)/2 = (45 + 35)/2 = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Середня температура води, що підігріває:

$$t_B = t_{2,1} - \Delta t = 95 - 40 = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Теплове навантаження:

$$Q = C_p \cdot G \cdot \Delta t = 4012 \cdot (10 \cdot 1000/3600) \cdot 40 = 445777,78 \text{ Вт}.$$

Приймаємо швидкість води, що підігріває емульсію [6], $W = 0,5 \text{ м/с}$, тоді необхідний перетин каналу:

$$s_1' = \frac{G}{3600 \cdot W} = \frac{10}{3600 \cdot 0,5} = 0,0056 \text{ м}^2.$$

Приймаємо ширину каналу $b = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$ та знаходимо ширину спіралі:

$$B = s_1' / b = 0,0056 / 0,01 = 0,56 \text{ м}.$$

З врахуванням закріплення кінцівок спіралі у кришці:

$$B_{\text{еф}} = B - 0,025 = 0,56 - 0,025 = 0,531 \text{ м}$$

та швидкість

$$W_1 = \frac{G}{3600 \cdot s_1'} = \frac{10}{3600 \cdot 0,0056} = 0,52 \text{ м/с}.$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Для емульсії приймаємо такий же переріз каналу ($s_1=s_2$), тоді й швидкість емульсії приблизно буде дорівнюватиме швидкості теплоносія $W_1= W_2=0,52$ м/с.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі [6].

Вибір розрахункових формул для визначення коефіцієнта тепловіддачі в середині спіралі і у робочому просторі при повздовжньому обтіканні поверхні починається з обчислення критерія Рейнольдса, що визначає режим руху теплоносія. При $Re \leq 2200$ встановлюється ламінарний режим руху; при $10000 \geq Re \geq 2200$ відповідає перехідному режиму, а $Re > 10000$ - турбулентному.

Критерій Re визначається за формулою:

$$Re = W \cdot d_e / \nu_{\text{ж}}, \quad (4.1)$$

де W – середня швидкість теплоносія, м/с;

$\nu_{\text{ж}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія, м²/с, причому індекс "ж" як і скрізь далі, вказує, що значення величини відповідає середній по значенню температурі теплоносія;

d_e – еквівалентний (гідравлічний) діаметр поперечного перетину потоку:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot B_{ef} \cdot b}{(B_{ef} + b)^2} = \frac{4 \cdot 0,53 \cdot 0,01}{(0,53 + 0,01)^2} = 0,021 \text{ м.}$$

Тоді

$$Re = 0,52 \cdot 0,021 / 0,7 \cdot 10^{-6} = 15,6 \cdot 10^3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$\alpha = A \cdot W^{0.8} / d^{0.2}. \quad (4.2)$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$\alpha_1 = 2001,5 \cdot 1,161 \cdot 0,52^{0,8} / 0,021^{0,2} = 2992,28 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\alpha_2 = 2138,5 \cdot 1,161 \cdot 0,52^{0,8} / 0,021^{0,2} = 3197,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

де коефіцієнт A_1 та A_2 взято з табл. 4.1 при $\Delta t_m = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ та $\Delta t_6 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно.

Таблиця 4.1 - Значення коефіцієнта A

Різниця температур, $^\circ\text{C}$	Значення коефіцієнта A
20	1746
30	1909
40	2064
50	2213
60	2350

Термічний опір сталевій стінки та її забруднення знаходимо з рівняння:

$$\sum R_{ст} = R_{забр.ем.} + R_{ст.} + R_{забр.в.} = 1/10\,000 + 0,000047 = 0,000147 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

при чому забруднення зі сторони емульсії

$$1/R_{забр.ем.} = 10\,000 \text{ м}^2 \cdot \text{К /Вт};$$

$$R_{ст.} = d_c / \lambda = 0,0021 / 45 = 0,000047,$$

а для води

$$R_{забр.в.} \approx 0,$$

де $\lambda = 45 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ - коефіцієнт теплопровідності сталі.

Загальний коефіцієнт теплопередачі:

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum R_{cm.} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2992,28} + 0,000147 + \frac{1}{3197,1}} = 550,7 \text{ Вт/м} \cdot \text{К.}$$

Поверхня нагріву:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{445778}{550,7 \cdot 40} = 20,24 \text{ м}^2.$$

Згідно з [6] мінімальна поверхня серійно виготовлених спіральних теплообмінних апаратів дорівнює 10 м², тому для наших умов необхідно виготовити його за спеціально розробленим кресленням.

Визначимо конструктивні розміри теплообмінника.

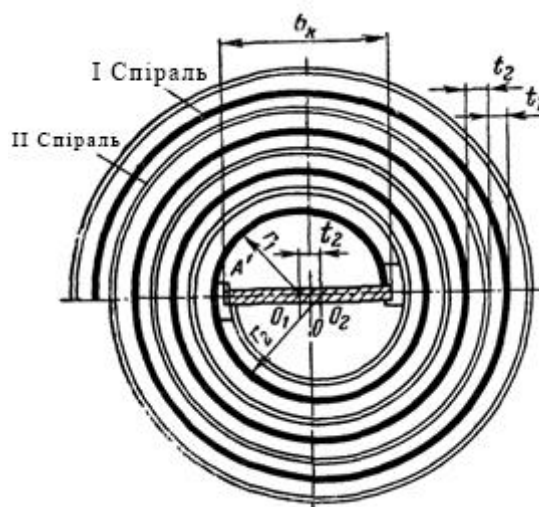


Рисунок 4.1 - Спіральний теплообмінник

Ефективна довжина:

$$h_{ef} = F/2 \cdot B_{ef} = 20,24/2 \cdot 0,53 = 5,36 \text{ м.}$$

Конструктивний розрахунок починають з визначення кроку спіралі:

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$s=b+\delta=10+2,5=12,5 \text{ мм},$$

де b – ширина каналу, що дорівнює 6-15 мм;

δ – товщина листа (для сталі 2-8 мм).

Кожен напіввиток спіралі будується по радіусах r_1 і r_2 , причому для першого напіввитка:

$$r_1=d/2=300/2=150 \text{ мм},$$

а для іншого:

$$r_2=s+d/2=12,5+300/2=162,5 \text{ мм},$$

і т.д.,

де d – діаметр першого витка спіралі 1 (приймається в межах 300...800 мм).

Товщина керна:

$$b_k=2 \cdot r_1-s_1=2 \cdot 150-12,5=287,5 \text{ мм},$$

де s_1 - крок спіралі 1.

Кількість витків спіралей:

$$N=2n=\sqrt{2 \cdot \frac{h_{ef}}{\pi \cdot t} + x^2} - x = \sqrt{2 \cdot \frac{5,36}{3,14 \cdot 0,0125} + 11,5^2} - 11,5=4,79;$$

$$x=0,5(d/s-1)=0,5(0,3/0,0125-1)=11,5,$$

де n – число витків однієї спіралі;

s - середній крок спіралей.

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Зовнішній діаметр спірального теплообмінника:

$$D=d+2N_s\delta=0,3+2\cdot4,79\cdot0,0125+0,0025=0,42\text{ м.}$$

Довжина спіралей L_1 та L_2 :

$$L_1=L_{\text{еф}}+\frac{1}{4}\cdot\pi D+a=5,36+\frac{1}{4}\cdot3,14\cdot0,42+0,03=5,59\text{ м,}$$

$$L_2=L_{\text{еф}}+\frac{3}{4}\cdot\pi D-b=5,36+\frac{3}{4}\cdot3,14\cdot0,42-0,1=6,12\text{ м.}$$

4.2 Гідравлічний розрахунок

Опір теплообмінника:

$$\Delta p = W^2 \left(n \cdot a + b \frac{h_{\text{еф}}}{d} \right) = 0,52^2 \left(2,39 \cdot 0,02 + 0,131 \frac{5,36}{0,021} \right) \cdot 133 = 0,101\text{ МПа,}$$

де $n=N/2=4,79/2=2,39$ - кількість витків спіралей,

$a=0,05\dots0,01$; приймаємо $a=0,02$.

$$b = \frac{b_0}{\sqrt[4]{d_e}} = \frac{0,005}{\sqrt[4]{0,021}} = 0,013.$$

Потужність, що споживається насосом для подолання втрат у теплообміннику:

$$N = \frac{G \cdot \Delta p}{3600 \cdot \rho \eta} = \frac{10 \cdot 1011,43}{3600 \cdot 102 \cdot 0,85} = 243,6\text{ Вт} = 0,24\text{ кВт.}$$

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

4.3 Механічний розрахунок

Проведемо механічний розрахунок спірального теплообмінника, який по умовам компактності та надійності має найкращі показники. Товщина стінки циліндричної частини теплообмінника, що знаходяться під дією внутрішнього тиску при $D_{\text{зовн.}}/D_{\text{вн.}} < 1,1$ знаходиться за формулою:

$$\delta_k = \frac{p \cdot D_{\text{зовн.}}}{230 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{доп.}} - p} + C, \quad (4.3)$$

де φ – коефіцієнт міцності зварного шву (0,85...1,0);

p – розрахунковий надлишковий тиск, в МПа;

$\sigma_{\text{доп.}}$ – допустиме напруження при розтягу, МПа;

C – додаток до розрахункової товщини стінки на корозію.

Величина δ_k визначається в залежності від розрахункової температури стінки та відповідного запасу міцності. При $t_{\text{ст.}} < 250$ °С та $B = D_{\text{зовн.}}/D_{\text{вн.}} < 1,5$ можна прийняти $\sigma_{\text{доп.}} = \frac{\sigma_{\text{с}}}{n_{\text{с}}}$. Запаси міцності приймають в залежності від категорії ємності, її конструкції, виду ослаблення стінок та експлуатаційних умов за табличними даними.

Ємність в нашому випадку зварна, така, що не обігрівается, категорії 5, тоді приймаємо запас міцності 3,5.

Матеріал стінок Ст.2. Границя міцності $\sigma_{\text{с}} = 3,4...4,2$ МПа.

$$\sigma_{\text{доп.}} = \frac{3,5}{3,5} = 1 \text{ МПа.}$$

Приймаємо розрахунковий збитковий тиск $p = 0,1$ МПа, додаток на корозію $C = 1,0$ мм.

Тоді

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$\delta_k = \frac{1 \cdot 420}{230 \cdot 0,85 \cdot 1 - 0,1} + 1 = 0,0022 \text{ м.}$$

Перевіримо ємність на міцність в повздовжньому напрямі. Вага теплообмінника згідно проекту $G_{\text{вл.}}=935$ кг [6], вага підігрівачої води:

$$G_{\text{в.}} = b B_e L \gamma_{\text{в}} = 0,01 \cdot 0,53 \cdot 5,23 \cdot 1000 = 27,72 \text{ кг.}$$

Вага емульсії $G_{\text{в}} = G_{\text{ем.}}$

Тоді загальна вага:

$$G = G_{\text{вл.}} + 2G_{\text{в.}} = 935 + 2 \cdot 27,72 = 990,44 \text{ кг.}$$

Тоді

$$\delta_k = \frac{p \cdot D_{\text{зовн.}}}{4\sigma_{\text{доп.}}} + \frac{G}{\pi D_{\text{зовн.}} \sigma_{\text{доп.}}} = \frac{1 \cdot 0,03}{4 \cdot 1000} + \frac{990,44}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 1000} = 0,00015 \text{ м.}$$

З умов технології виготовлення та запасу міцності товщину стінки теплообмінника приймемо $\delta_k = 3$ мм.

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У кваліфікаційній роботі було розроблено проєкт теплопостачання об'єктів депо м. Первомайськ та прилеглого населеного пункту.

Визначено опалювальні навантаження промислових приміщень, витрати теплоти на вентиляцію виробничих приміщень, витрати тепла на технологічні потреби, витрати тепла на гаряче водопостачання, річну витрату теплоти, обрано спосіб покриття теплового навантаження, запропоновано принципову схему котельні, а саме водяної системи теплопостачання, системи гарячого водопостачання, системи опалення та гарячого водопостачання, системи опалення та вентиляції, виконано розрахунок теплової схеми котельні.

Індивідуальним завдання роботи було проведення розрахунку спірального теплообмінника, призначеного для підігрівання миючої емульсії для промивання роликів підшипників буксового вузла вагонів водою з котельні.

					02.15.ТЕ1911. КРБ.2023-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Нечуйвітер, М.М. Теплофікація і теплові мережі. Теплоенергозабезпечення та теплофікаційні установки [Текст]: навч.-метод. посібник для вищих нав. закладів інж.-теплоенерг. профілю / М. М. Нечуйвітер, І. Г. Шелепов ; Укр. інж.-пед. акад. – Х.: [б. в.], 2009. – 153 с.
2. Теплові мережі: [Текст]: Навчальний посібник / За ред. М.О. Прядка. – К.: Алерта, 2005. – 227 с.
3. Борисенко, В. П. Котли і теплові мережі: Довідник [Текст] / В.П. Борисенко. – К.: Основа, 2002. – 160 с.
4. Степанов, Д.В., Корженко, Є.С., Боднар, Л.А. Котельні установки промислових підприємств. Навчальний посібник [Текст] / Д.В. Степанов, Є.С. Корженко, Л.А. Боднар. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 120 с.
5. Волощук, В.А., Денісов А.К., Трофимчук І.П. Котельні установки промислових підприємств: навч. посіб. / В.А. Волощук, А.К. Денісов, І.П. Трофимчук. – Рівне: НУВГП, 2013. – 227 с.
6. Воронін, Л.Г. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів. [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів" / Л.Г. Воронін, А.Р. Степанюк, Л.І. Ружинська,. - Київ : НТУУ „КПІ”, 2011. – 68 с.