

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК 621.182

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ___ ” _____ 2018 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Реконструкція системи теплопостачання групи житлових будинків у м.Києві по
вул. Харківське шосе»

Виконав: студент II курсу, групи ТП-71мп

Бахарєв Владислав Олександрович _____ (підпис)
(прізвище, ім'я, по батькові)

Науковий керівник к.т.н. Соломаха А.С. _____ (підпис)
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Консультант з охорони праці к.т.н., доцент Каптанов С.Ф. _____ (підпис)
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

Рецензент _____ (підпис)
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____ (підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

Спеціалізація «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

« ____ » _____ 2018 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

Бахарєву Владиславу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Реконструкція системи теплопостачання групи житлових будинків у м.Києві по вул. Харківське шосе»

науковий керівник дисертації Соломаха Андрій Сергійович, к.т.н.

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

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2018 р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації 17.12.2018 р.

3. Об'єкт дослідження Система теплопостачання

4. Вихідні дані 1) Схема теплопостачання – двотрубна, водяна.

2) Загальна кількість квартир – 404.

3) Загальна кількість мешканців – 1213.

4) Джерело теплопостачання – магістраль №5.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

1) Розробка принципової схеми теплового пункту.

2) Підбір основного та допоміжного обладнання.

3) Розробка стартап-проекту.

4) .Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу

1) Принципова схема теплового пункту.

2) План розміщення обладнання.

3) Насосна група.

4) Вузол вводу теплоносія.

5) Схема трубопроводів та підключення до теплової мережі.

7. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Каштанов С.Ф, доцент		

9. Дата видачі завдання 11.11.2018

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Розробка принципової схеми теплового пункту	20.11.18	
2	Підбір основного та допоміжного обладнання	27.11.18	
3	Охорона праці	15.11.18	
4	Графічна частина		
5	Принципова схема теплового пункту	19.11.18	
6	План розміщення обладнання	19.11.18	
7	Насосна група	23.11.18	
8	Вузол вводу теплоносія	25.11.18	
8.1	Схема трубопроводів та підключення до теплової мережі	30.11.18	
8.2	Оформлення пояснювальної записки	17.12.18	
8.3			
8.4			
9			

Студент

_____ (підпис)

В.О.Бахарєв
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

А.С.Соломаха
(ініціали, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

Реферат

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою підготовки на тему: «Реконструкція системи теплопостачання групи житлових будинків у м.Києві по вул. Харківське шосе»: 124 с.,26 рис., 27 табл.,24 джерел, 9 креслень формату А1.

Об'єкт розробки – система теплопостачання групи житлових будинків у м.Києві.

Мета роботи – аналіз існуючої системи теплопостачання та запровадження технічних рішень щодо модернізації та реконструкції системи.

Приведені розрахунки теплових навантажень споживачів на опалення, та гаряче водопостачання. Складена теплова схема теплового пункту, розраховано та вибрано обладнання (водо підігрівальна установка, циркуляційні насоси, насоси підживлення та холодної води, запірні та регулювальні арматура).

Було здійснено гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж та трубопроводів в межах теплового пункту. Також було розраховано та підібрано двохступеневий пластинчастий теплообмінний апарат зібраного за двох ступінчатою змішаною схемою в одному моноблоці, для системи ГВП, фірма виробник Thermaks , модель РТА (GX) – 42.

Для зменшення внутрішньої корозії труб ГВП встановлена протикорозійна електролізерна установка типу ПКЕУ «Деоксиген» що слугує для захисту труб системи гарячого водопостачання від корозії, спричиненої внаслідок дії розчиненого у воді кисню, агресивної вуглекислоти, та ін.

У якості регулюючої арматури застосовується регулятори перепаду тиску, регулятори тиску „до себе”, запобіжні клапани, регулятори витрати в залежності від температури зовнішнього середовища фірми LDM та Siemens

В пункті охорона праці було проаналізовано шкідливі та небезпечні фактори що можуть зашкодити обслуговуючому персоналу. Розроблені засоби по безпеці та охороні праці . Виконані розрахунки теплової ізоляції.

Розроблений стартап – проект, в результаті техніко-економічних розрахунків показано, що строк окупності $T_{ок} = 3,3$ роки.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: система теплопостачання, опалення, реконструкція, тепловий пункт, теплові втрати, теплопостачання, гаряче водопостачання.

Реферат

Магистерская диссертация на соискание степени магистра по образовательно-профессиональной программе подготовки на тему: «Реконструкция системы теплоснабжения группы жилых домов в Киеве по ул. Харьковское шоссе»: 124 с., 26 рис., 27 табл., 24 источников, 9 чертежей формата А1.

Объект разработки - система теплоснабжения группы жилых домов в Киеве.

Цель работы - анализ существующей системы теплоснабжения и внедрение технических решений по модернизации и реконструкции системы.

Приведенные расчеты тепловых нагрузок потребителей на отопление, и горячее водоснабжение Составлена тепловая схема теплового пункта, рассчитано и выбрано оборудования (водо Подогреваемый установка, циркуляционные насосы подпитки и холодной воды, запорная и регулирующая арматура.

Был осуществлен гидравлический расчет трубопроводов тепловых сетей и трубопроводов в пределах теплового пункта. Также было рассчитано и подобрано Двухступенчатый пластинчатый теплообменный аппарат собранного за двоих ступенчатой смешанной схеме в одном моноблоке, для системы ГВС, фирма производитель Thermaks, модель РТА (GX) - 42.

Для уменьшения внутренней коррозии труб ГВС установлена противокоррозионная электролизерных установка типа ПКЭУ «Деоксиген» служащий для защиты труб системы горячего водоснабжения от коррозии, вызываемой вследствие действия растворенного в воде кислорода, агрессивной углекислоты и др.

В качестве регулирующей арматуры применяются регуляторы перепада давления, регуляторы давления "до себя", предохранительные клапаны, регуляторы расхода в зависимости от температуры внешней среды фирмы LDM и Siemens

В пункте охрана труда были проанализированы вредные и опасные факторы которые могут повредить обслуживающему персоналу. Разработанные средства по безопасности и охране труда. Выполнены расчеты тепловой изоляции.

Разработанный стартап - проект, в результате технико-экономических расчетов показано, что срок окупаемости $T_{ок} = 3,3$ года.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: система теплоснабжения, отопления, реконструкция, тепловой пункт, тепловые потери, теплоснабжение, горячее водоснабжение.

Abstract

Master's thesis for obtaining a master's degree in an educational and professional training program on the theme: "Reconstruction of the system of heat supply of a group of dwelling houses in the city of Kyiv on the street.": 124 p., 26 figures, 27 tables, 24 sources, 9 drawings of A1 format.

The object of development - the system of heat supply of a group of dwelling houses in the city of Kiev.

The purpose of the work is to analyze the existing system of heat supply and to introduce technical solutions for the modernization and reconstruction of the system.

Calculation of heat load of consumers for heating, and hot water supply The thermal circuit of a heat point is made, equipment is calculated and selected (water heating unit, circulating pumps, feed pumps and cold water, shut-off and adjusting valves.

Hydraulic calculation of pipelines of heat networks and pipelines within the heat point was carried out. Also, two-stage plate heat exchanger was assembled in two single-stage mixed-circuit circuits, for the PRT system, the Thermaks manufacturer, and the PTA model (GX) -42.

Anticorrosion electrolytic plant of the type PKEU "Deoksigen" is installed to reduce the internal corrosion of PVD pipes, which serves to protect the pipes of the hot water supply system from corrosion caused by the action of oxygen dissolved in water, aggressive carbon dioxide, and others.

Regulating valves use pressure regulators, pressure regulators "to itself", safety valves, flow regulators depending on the ambient temperature of LDM and Siemens

At the point of labor protection, harmful and hazardous factors that could damage the service personnel were analyzed. Developed tools for safety and protection of work. The calculations of thermal insulation are executed.

The developed startup - a project, as a result of technical and economic calculations shows that the payback period of the current $T_{ok} = 3.3$ years.

KEYWORDS: heat supply, heating, reconstruction, heat supply, heat losses, heat supply, hot water supply.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів.....	
Вступ.....	
1 Характеристика системи теплопостачання	
2 Розрахунки теплових навантажень споживачів	
2.1 Витрати теплоти на опалення.....	
2.2 Розрахунок витрати тепла та води на гаряче водопостачання.....	
2.3 Розрахунок витрати холодної води.....	
2.4 Розрахунок годинної витрати мережної води.....	
2.4 Висновки з розділу 2	
3 Тепловий пункт.....	
3.1 Опис схеми теплового пункту.....	
3.2 Розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання.....	
3.3 Вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту	
3.4 Вибір насосів.....	
3.5 Вибір регулятора перепаду тиску	
3.6 Розрахунок дросельної шайби для системи ГВП	
3.7 Вибір фільтрів.....	
3.8 Вибір грязьовиків	
3.9 Вибір запірної арматури	
3.10 Вибір зворотного клапану	
3.11 Вибір антикорозійної установки	
3.12 Висновки з розділу 3	
4 Зовнішні теплові мережі	
4.1 Вибір діаметрів трубопроводів зовнішньої теплової мережі.....	
4.2 Гідрравлічний розрахунок подавального трубопроводу ГВП	
4.3 Висновки з розділу 4	
5 Автоматизація теплового пункту.....	
5.1 Висновки з розділу 5	

					ТП 71мп 96 02 ПЗ			
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		Стадія	Аркуш	Аркушів
Студент	Бахарєв				Реконструкція системи теплопостачання групи житлових будинків у м.Києві по вул.Харківське шосе Пояснювальна записка	7		
Керівник	Соломаха							
Н. контр.	Боженко							
П.контр.								
Зав. каф.	Варламов							
						НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», ТЕФ, каф. ТПТ		

6	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	
6.1	Технічні рішення	
6.2	Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	
6.3	Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	
7	Розробка стартап проекту	
7.1	Висновки з розділу 7.....	
	Висновки	
	Список використаної літератури.....	
	Додатки	
	Додаток А	
	Характеристика насосів.....	
	Додаток Б	
	Технічне завдання на проектно-конструкторську розробку.....	
	Додаток В	
	Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....	
	Додаток Г	
	Перевірка на плагіат.....	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

t - температура;
 a, b, c – розміри;
 Q – тепловий потік, кількість теплоти;
 F – площа;
 K – коефіцієнт теплопередачі;
 G – витрата;
 T – час;
 c – теплоємність;
 ω - швидкість;
 ρ – густина;
 λ – теплопровідність;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 Re – число Рейнольдса;
 Nu – число Нуссельта;
 ν – в'язкість;
 q – питомий тепловий потік;
 L – довжина;
 D – діаметр;
 H – висота;
 Δp – втрати тиску
 Z – кількість;

Індекси

Нижні

$вк$ – вікно;	$ср$ – середня;
$вн$ – внутрішній;	$цир$ – циркуляційна;
$р.о.$ – розрахункова на опалення;	$сп$ – споживач;
$ст$ – стінка;	$вх$ – вхід;
$пер$ – перекриття;	$вих$ – вихід.
$втр$ – втрати;	$п.п$ – перший поверх;
$год$ – годинна;	$кв$ – квартир;
$с$ – секундна;	$пр.$ – прилад;

					ТП 71 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

г.в – гаряче водопостачання;

тах – максимальне;

м.в– мережна вода (гріюча);

г.в – вода що нагрівається;

б – більша;

м – менша;

л – лінійні;

м – місцеві;

гр – грязьовик;

зк – захист від корозії.

Верхні

дод – додаткові;

осн – основні;

опт – оптимальний;

II – другий ступень;

I – перший ступень;

л – літнє;

з – зимнє;

ст – стояк;

Скорочення

ГВП – гаряче водопостачання;

ТЕЦ – теплоелектроцентрально;

ЦТП – центральний тепловий пункт;

ВП – водопідігрівач

					ТП 71 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основною метою роботи теплоенергетичних систем є надання якісного, швидкого, економічного продукту споживачам.

Постійно йде розвиток нових технологій для забезпечення більш ефективного використання паливо-енергетичних ресурсів та підвищення екологічних показників виробництва та зовнішнього середовища.

Одним з перспективних напрямлень енергозбереження та зниження витрати паливо-енергетичних ресурсів є розроблення та впровадження ефективного теплогенеруючого обладнання та систем автоматики.

Головні джерела тепlopостачання у містах є теплоелектроцентралі (ТЕЦ), чи районі котельні (РК), чи котельні промислових підприємств.

Втрата теплової енергії при транспортуванні теплоносія по тепловим мережам є суттєвою та залежить як від відстані до споживача, так і від стану теплової ізоляції трубопроводів.

Також необхідно враховувати, що існуюча система тепlopостачання міста Києва є централізованою та використовує потужність ТЕЦ та районних котельнь разом з тепловими мережами. Враховуючи значний об'єм капіталовкладень у основне обладнання тепlopостачання необхідно впровадження нових економічних схем тепlopостачання та нового більш економічного обладнання.

Суттєвим елементом систем центрального тепlopостачання є установки, що розміщуються у вузлах приєднання до теплових мереж місцевих систем тепловикористання. У таких установках здійснюється контроль роботи теплових мереж та систем тепловикористання, а також управління ними. Виконується вимірювання параметрів теплоносія – тиску, температур, витрат та регулювання відпуску тепла. Від роботи таких установок залежить надійність та економічність тепlopостачання в цілому.

По призначенню теплові пункти (ТП) мають значення – відпустити споживачу теплову енергію (гарячу воду чи опалення), а по змісту – грають значну роль в якості та кількості обслуговування теплом споживачів. Таким чином, на теплові пункти покладається головна задача підвищення енергоефективності тепlopостачання енергії, яка виробляється тепловим джерелом ТЕЦ.

Всі теплові пункти відносяться чи до центральних (ЦТП), чи до індивідуальних (ІТП). До ІТП відносяться тільки установки з вузлами приєднання до теплових мереж систем тепловикористання одної будівлі або її частини. Всі інші теплові пункти незалежно від кількості будівель, що обслуговуються відносяться до ЦТП.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71 96 002 ПЗ					

На теплових пунктах застосовується складне тепломеханічне обладнання. Так у ЦТП використовується більше 15 найменувань обладнання (насоси, підігрівачі, засувки, регулятори, контрольно-вимірювальні прилади і т.п.).

Обладнання, що використовується на даний час у центральних теплових пунктах застаріле та не дає необхідного ефекту забезпечення споживачів теплом та гарячою водою. Тому встало питання заміни старого обладнання на нове. Але основний напрямок це використання в якості нового обладнання сучасного, економічного, компактного.

Підвищення надійності обладнання, що застосовується в теплових пунктах, раціональна організація його ремонту призводить до суттєвої економії експлуатаційних витрат та підвищення якості теплопостачання. Безвідмовність роботи обладнання в ТП у період роботи без перерв досягається не тільки за рахунок безвідмовної роботи його окремих частин, але також за рахунок резервування основного та допоміжного обладнання. Обладнання теплових пунктів в основному відноситься до того що ремонтується, незначна частина – до того що не ремонтується чи до обладнання, ремонт якого по економічним причинам недоцільний.

У трьохланковому ланцюгу системи теплопостачання (джерело тепла – теплова мережа – споживач) тепловий пункт, що пов'язує теплову мережу з споживачем тепла, займає важливе місце. Через тепловий пункт здійснюється управління місцевими системами споживання (опалення, гаряче водопостачання), у ньому також здійснюється трансформація параметрів теплоносія. Одночасно у тепловому пункті здійснюється управління самою тепловою мережею, так як у ньому виконується по відношенню до теплової мережі розподілення та контроль.

Теплові пункти обладнанні електричним освітленням, водопроводом, каналізацією та природною припливно-витяжною вентиляцією з трикратним обміном повітря. Згідно вимог техніки безпеки двері у теплових пунктах повинні відкриватися тільки зовні, а при довжині приміщення 12 м та більше передбачається не менше двох виходів. Теплові пункти, що мають великі розміри, розміщуються у окремих будівлях та приміщеннях.

У данній магістерській роботі розглядається незалежне приєднання систем опалення до водяних мереж та незалежна двоступінчата послідовна схема гарячого водопостачання.

Незалежне приєднання системи опалення з водопідігрівачем застосовується у тому випадку, коли режим роботи системи опалення та теплових мереж не співпадають, при цьому тиск теплоносія на ввіді значно більший чи значно менший, чим у системі опалення. По цій схемі приєднуються будівлі, що розташовані у низинних місцях чи на височині, а також висотні будівлі. Вода з магістралі, що подається, теплової мережі

										ТП 71 96 002 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

поступає у водо – водяний підігрівач, де нагріває воду, що циркулює у системі опалення. Охолоджена вода з підігрівача повертається у теплову мережу.

Двоступінчата послідовна схема ГВП характеризується тим, що водопровідна вода попередньо підігрівается у підігрівачі першої ступені, що підключений до зворотної магістралі теплової мережі послідовно після системи опалення. Останній момент підігріву води у підігрівачі другої ступені, що підключений до подаючої магістралі теплової мережі також послідовно, але вже перед системою опалення. Підігрівачі у цій системі розраховуються на середньо годинну витрату води у тепловій мережі 150/70 °С, водопровідна вода до заданої температури підігрівается тільки у підігрівачі першої ступені. У підігрівачі другої ступені підігрівается циркуляційна вода. Вибір підігрівачів першої та другої ступені виконується на перепад температур у подаючій та поворотній магістралях, які відповідають точкам злому графіку.

					ТП 71 96 002 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

Данна магістерська робота розроблена з метою покращення умов забезпечення споживачів теплом та гарячою водою. Це здійснюється за допомогою заміни у існуючому тепловому пункті за адресою: м.Київ, вул. Харківське шосе, 62а, старого зношеного існуючого обладнання на нове, сучасне, малогабаритне обладнання, яке легше обслуговувати, ремонтувати та експлуатувати. Здійснюється заміна старих теплообмінних кожухотрубних габаритних апаратів на пластинчастий апарат нового покоління, який є малогабаритним. А також виконується заміна насосного обладнання, запірної арматури, захисного та очисного обладнання, регуляторів та встановлення автоматики. Схема теплового пункту зображена на рисунку 1.1.

У даному тепловому пункті встановлюються:

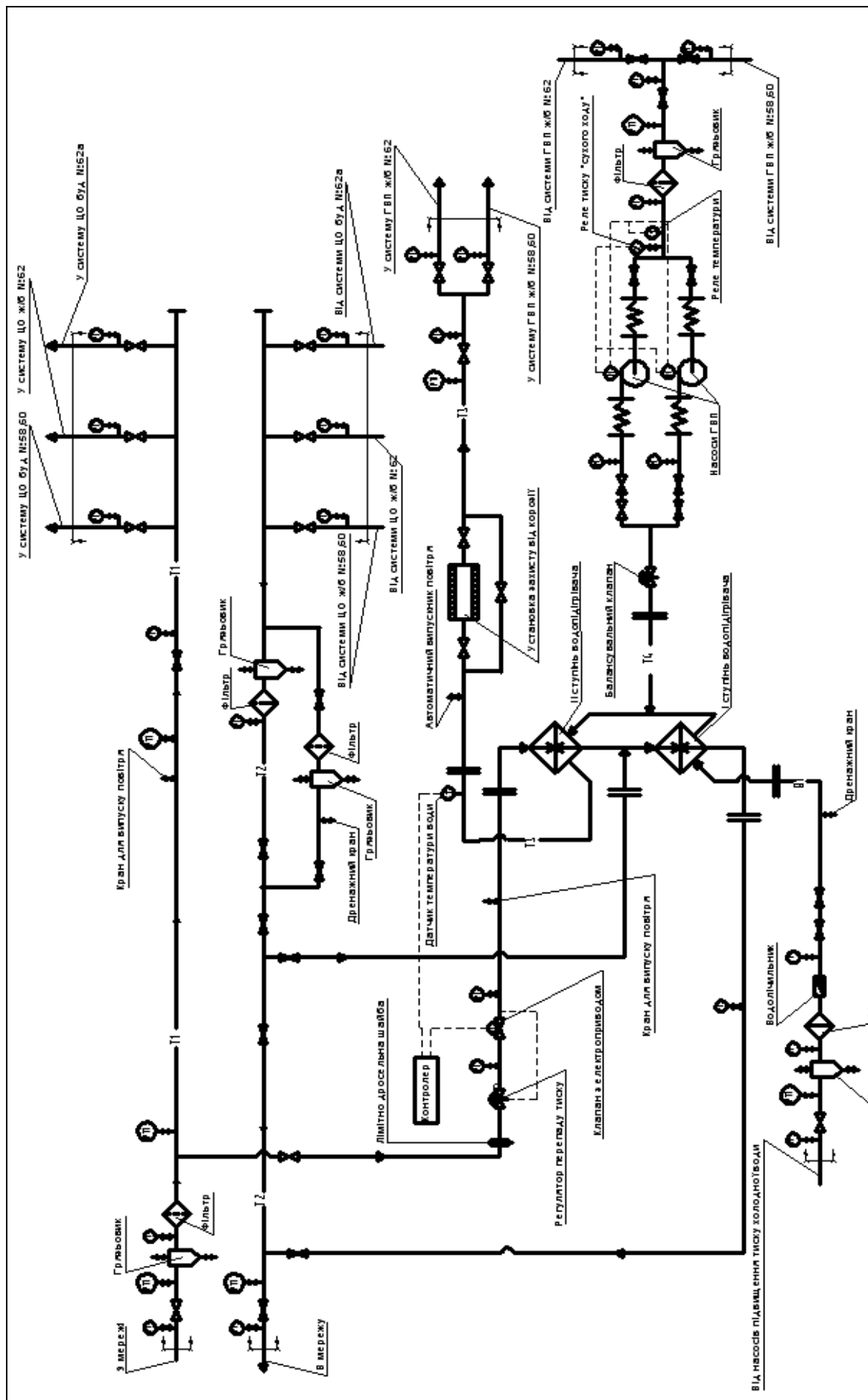
- теплообмінний апарат (пластинчастий) для системи гарячого водопостачання;
- два циркуляційні насоси системи центрального опалення;
- два циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання;
- два підвищувальні насоси холодного водопостачання;
- два підживлювальних насоси;
- регулювальне обладнання фірми «Siemens», «LDM»;
- контрольно-вимірювальні прилади;
- кулясті (шарові) крани.

Тепловий пункт має природне та штучне освітлення, ворота та вхідні металеві двері, дренажну систему.

До теплового пункту приєднано 3 будинки:

- по вул. Харківське шосе, 58 - 96 квартири;
- по вул. Харківське шосе, 60 – 154 квартир;
- по вул. Харківське шосе, 62 – 154 квартир.

					ТП 71 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



ТП 71 96 02 ПЗ

Арк.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Температурний графік мережної води:

- в опалювальний період – 150/70 °С;
- в точці «злому» – 70/42,5 °С;
- в неопалюваний період – 70/30 °С.

В дипломному проекті розробляється центральний тепловий пункт за наступними вихідними даними:

Тепловий пункт, розташований у окремому приміщенні, призначений для розподілу теплової енергії між системами опалення та гарячого водопостачання 3 будинків розташованих поруч з тепловим пунктом.

Схема теплопостачання – двотрубна, водяна.

Загальна кількість квартир 404

Кількість мешканців 1213

Джерело теплопостачання – магістраль №5 теплових мереж АК «Київенерго» зони теплопостачання ЗАТ ЕК «ДАРтеплоцентрально»

Вузол приєднання – ТК 532а/3

Параметри теплоносія в точці приєднання:

- тиск в подавальному трубопроводі – 7,8 МПа;
- тиск в зворотному трубопроводі – 4,8 МПа.
- температура води в подавальному трубопроводі – $T_1 = 150^\circ\text{C}$;
- температура води в зворотному трубопроводі – $T_2 = 70^\circ\text{C}$.

Таблиця 1.1 – Кліматологічні дані для м. Києва

Назва	Позначення	Одиниця	Значення величини
Розрахункова температура на опалення	$t_{p.o}$	°С	-22
Середня розрахункова температура опалювального періоду	$t_{cp.o}$	°С	-0,1
Середня температура найбільш холодного місяця	$t_{cp.x.m}$	°С	-4,7
Тривалість опалювального періоду	n_o	доба	176

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71 96 02 ПЗ

2 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

2.1 Витрата теплоти на опалення

Від центрального теплового пункту здійснюється подача теплоти до систем опалення та гарячого водопостачання трьох будинків, характеристика будинків наведена у таблиці 2.1

2.1.1 Вихідні дані :

Населений пункт – м. Київ.

Температура повітря всередині приміщення $t_{вн} = 20^{\circ}\text{C}$

Кліматологічні дані для населеного пункту- м.Києва :

тривалість опалювального періоду $n_0 = 176$ діб, розрахункова температура повітря $t_{p.o} = -22^{\circ}\text{C}$, середня температура опалювального періоду $t_{cp.o} = -0,1^{\circ}\text{C}$

Таблиця 2.1 - Характеристика будинків

Показник	Будинок по вулиці Харківське шосе 60		Будинок по вулиці Харківське шосе 62		Будинок по вулиці Харківське шосе 58
	Висота приміщення одного поверху, м	2,5		2,5	
Кількість поверхів	9	14	9	14	9
Кількість квартир, шт	71	83	71	83	96
Висота будинку, м	24,6	39,5	24,6	39,5	28
Кіл-ть мешканців, чол	266	199	263	245	240
Площа будинку, м ²	715	660	715	660	1254
Площа фасадів, м ²	4000	5600	4000	5600	5500
Матеріал стін	Цегла-бетон		Цегла-бетон		Цегла-бетон
Засклення	Подвійне в дерев'яних сполучених рамах		Подвійне в дерев'яних сполучених рамах		Подвійне в дерев'яних сполучених рамах

Розрахунки будемо проводити за точною методикою, тобто за втратами теплоти у навколишнє середовище.

2.1.2 Загальні втрати теплоти

$$Q_{втр.} = Q_{втр}^{осн} + Q_{втр}^{дод}, \quad (2.1)$$

де $Q_{втр}^{осн}$ - основні теплові втрати, кВт;

$Q_{втр}^{дод}$ - додаткові втрати теплоти, кВт.

					ТП 71 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.3 Основні теплові втрати

$$Q_{втр}^{осн} = \sum_{i=1}^m F_i \cdot k_i (t_{вн} - t_{п.о}), \quad (2.2)$$

де F_i - площа обгороджень, m^2

k_i - коефіцієнт теплопередачі обгороджень, $Вт / (m^2 \cdot K)$

2.1.4 Теплові втрати через вікна

$$Q_{вік} = F_{вік} \cdot k_{вік} \cdot (t_{вн} - t_{п.о}), \quad (2.3)$$

де $F_{вік}$ - площа поверхні вікон, m^2 ;

$k_{вік}$ - коефіцієнт теплопередачі вікон, зашкленних подвійних у дерев'яній рамі $k_{вік} = 2,94$ $Вт / (m^2 \cdot K)$ [1].

Так як у будинку вікна різних розмірів, то площу поверхні вікон для окремого будинку розрахуємо за формулою (1.4)

$$F_{вік} = \sum_{i=1}^n (a_i \cdot b_i) \cdot n_{вік,i} \quad (2.4)$$

Таблиця 2.2 - Визначення площі поверхні вікон

	Розмір вікон $a \times b, m^2$			Загальна площа вікон $F_{вік_i}, m^2$
	1,17×1,46	1,77×1,46	2,07×1,46	
Харківське шосе 60	$n_{вік} = 154$	$n_{вік} = 231$	$n_{вік} = 231$	1790,9
Харківське шосе 62	$n_{вік} = 154$	$n_{вік} = 231$	$n_{вік} = 231$	1790,9
Харківське шосе 58	$n_{вік} = 96$	$n_{вік} = 240$	$n_{вік} = 240$	1654,6

Таблиця 2.3 - Визначення теплових втрат через вікна

	$F_{вік_i}, m^2$	$k_{вік_i}, Вт/(m^2 \cdot K)$	$\Delta t = t_{вн} - t_{п.о}$	$Q_{вік_i}, кВт$
Харківське шосе 60	1790,9	2,94	42	221,1
Харківське шосе 62	1790,9	2,94	42	221,1
Харківське шосе 58	1654,6	2,94	42	204,3

Теплові втрати через вікна для трьох будинків:

$$Q_{вік} = Q_{вік60} + Q_{вік62} + Q_{вік58}, \quad (2.5)$$

$$Q_{вік} = 221,1 + 221,1 + 204,3 = 646,5 \text{ кВт}$$

2.1.5 Теплові втрати через стіни

$$Q_{ст} = F_{ст} \cdot k_{ст} (t_{вн} - t_{п.о}), \quad (2.6)$$

де $F_{ст}$ - площа поверхні стін, m^2 ;

k_{cm} – коефіцієнт теплопередачі для цегляно-бетонних стін товщиною $\delta_1 = 525$ мм відповідає $k_{cm} = 1,16$ Вт/($m^2 \times K$) [1].

$$F_{cm} = F_{\text{фасад}} - F_{\text{вік}} \quad (2.7)$$

Таблиця 2.4 - Визначення площі поверхні стін

	$F_{\text{фасад}}, m^2$	$F_{\text{вік}}, m^2$	$F_{cm} = F_{\text{фасад}} - F_{\text{вік}}, m^2$
Харківське шосе 60	9600	1790,9	7809,1
Харківське шосе 62	9600	1790,9	7809,1
Харківське шосе 58	5500	1654,6	3845,4

Таблиця 2.5 - Визначення теплових втрат через стіни

	F_{cm_i}, m^2	$k_{cm_i}, \text{Вт}/(m^2 \cdot K)$	$\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}$	$Q_{cm_i}, \text{кВт}$
Харківське шосе 60	7809,1	1,16	42	380,5
Харківське шосе 62	7809,1	1,16	42	380,5
Харківське шосе 58	3845,4	1,16	42	187,3

Теплові втрати через стіни для трьох будинків:

$$Q_{cm} = Q_{cm60} + Q_{cm62} + Q_{cm58}, \quad (2.8)$$

$$Q_{cm} = 380,5 + 380,5 + 187,3 = 948,3 \text{ кВт.}$$

2.1.6 Теплові втрати через перекриття з горищами

$$Q_{\text{пер}} = F_{\text{пер}} \cdot k_{\text{пер}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}), \quad (2.9)$$

де $F_{\text{пер}}$ – площа поверхні перекриття, m^2 ;

$k_{\text{пер}}$ – коефіцієнт теплопередачі перекриття, для збірних залізо - бетонних панелей з горищем і з товщиною утеплювача $\delta_2 = 100$ мм, утеплювач – шлак $k_{\text{пер}} = 1,24$ Вт/($m^2 \times K$) [1].

Площа поверхні перекриття дорівнює площі будинку $F_{\text{пер}} = F_{\text{буд}}$

Таблиця 2.6 Визначення теплових втрат через перекриття з горищем

	$F_{\text{пер}_i}, m^2$	$k_{\text{пер}_i}, \text{Вт}/(m^2 \cdot K)$	$\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}$	$Q_{\text{пер}_i}, \text{кВт}$
Харківське шосе 60	1375	1,24	42	71,61
Харківське шосе 62	1375	1,24	42	71,61
Харківське шосе 58	1254	1,24	42	65,31

2.1.7 Теплові втрати через перекриття для трьох будинків:

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ТП 71 96 02 ПЗ

$$Q_{nep} = Q_{nep60} + Q_{nep62} + Q_{nep58}, \quad (2.10)$$

$$Q_{nep} = 71,61 + 71,61 + 65,31 = 208,53 \text{ кВт.}$$

2.1.8 Теплові втрати через підлогу першого поверху

$$Q_{n.n} = F_{n.n} \cdot k_{n.n} (t_{вн} - t_{нідс}), \quad (2.11)$$

де $F_{n.n}$ – площа поверхні перекриття першого поверху, m^2 ;

$k_{n.n}$ – коефіцієнт теплопередачі перекриття над першим поверхом, для перекриття над опалюваним підвалом (паркетна підлога по залізобетонному перекритті) з товщиною утеплювача $\delta_2 = 100 \text{ мм}$, утеплювач – шлак $k_{n.n} = 1,2 \text{ Вт}/(m^2 \times K)$ [1].

$t_{нідс}$ – температура повітря у підвалі, приймаємо її $t_{нідс} = 5 \text{ }^\circ C$

Таблиця 2.7 - Визначення теплових втрат через підлогу першого поверху

	$F_{n.n_i}, m^2$	$K_{n.n_i}, \text{Вт}/(m^2 \cdot K)$	$\Delta t = t_{вн} - t_{нідс}$	$Q_{n.n_i}, \text{кВт}$
Харківське шосе 60	1375	1,2	15	24,8
Харківське шосе 62	1375	1,2	15	24,8
Харківське шосе 58	1254	1,2	15	22,6

2.1.9 Сумарні теплові втрати через перекриття першого поверху для трьох будинків:

$$Q_{n.n} = Q_{n.n60} + Q_{n.n62} + Q_{n.n58}, \quad (2.12)$$

$$Q_{n.n} = 24,8 + 24,8 + 22,6 = 72,2 \text{ кВт.}$$

Тоді за формулою (2.1) основні теплові втрати будинків дорівнюють:

$$Q_{втр}^{осн} = 646,5 + 948,3 + 208,53 + 72,2 = 1875,5 \text{ кВт.}$$

2.1.10 Додаткові витрати теплоти

2.1.10.1 Додаткові тепловтрати по орієнтації приміщень по сторонам світу.

- на північ, схід, північний-схід, північний-захід – 10% від $Q_{втр}^{осн}$;
- на південний-схід і захід – 5% від $Q_{втр}^{осн}$;
- на південь і південний-захід – 0% від $Q_{втр}^{осн}$.

$$Q_{втр.1}^{дод} = \left(\frac{Q_{ст} + Q_{вік}}{2} \right) \cdot \frac{10}{100} + \left(\frac{Q_{ст} + Q_{вік}}{2} \right) \cdot \frac{5}{100}, \quad (2.13)$$

$$Q_{втр.1}^{дод} = \left(\frac{948,3 + 646,5}{2} \right) \cdot \frac{10}{100} + \left(\frac{948,3 + 646,5}{2} \right) \cdot \frac{5}{100} = 119,61 \text{ кВт.}$$

2.1.10.2 Додаткові втрати теплоти при наявності двох або більше кутових стін

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.2 Розрахунок витрат тепла та води на гаряче водопостачання

Таблиця 2.2.1 – Вихідні дані

Параметри	Позначення	Значення
Кількість квартир що обслуговуються ЦТП	$N_{кв}$	404
Кількість мешканців у квартирах, споживачів, чол	U	1213
Кількість сан.-технічних приладів у квартирі, шт.	$N_{пр}$	2
Кількість годин споживання гарячої води	T	24
Середня норма витрати води за добу, кг/добу	$g_{вит.доб}$	115
Норма витрати за добу найбільшого водо - споживання , кг/добу	$g_{сп}$	130
Секундна норма витрати води, кг/с	g	0,2
Норма витрати води в годину найбільшого водоспоживання, кг/год	$g_{вит.год}$	10,9

2.2.2 Секундна витрата води усіх під'єднаних водозабірних приладів:

$$G_c = 5 \cdot g \cdot \alpha, \quad (2.16)$$

де g – витрата гарячої води одним водозабірним приладом, кг/с,

α – коефіцієнт, що визначається в залежності від загальної кількості приладів N та ймовірності їх дії P ;

2.2.2.1 Визначення загальної кількості приладів N , шт.

$$N = N_{кв} \cdot N_{пр} = 404 \cdot 2 = 808 \text{ шт.} \quad (2.17)$$

2.2.2.2 Ймовірність дії санітарно – технічних приладів P :

$$P = \frac{U_{спож} \cdot g_{вит.год}}{g \cdot N \cdot 3600}, \quad (2.18)$$

$$P = \frac{1213 \cdot 10,9}{0,2 \cdot 808 \cdot 3600} = 0,0227$$

Тоді , $N \cdot P = 808 \cdot 0,0227 = 18,34$. По номограмі (Рисунок 2.1) при $N \cdot P = 18,34$ та $P = 0,0227$ величина $\alpha = 6,4$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

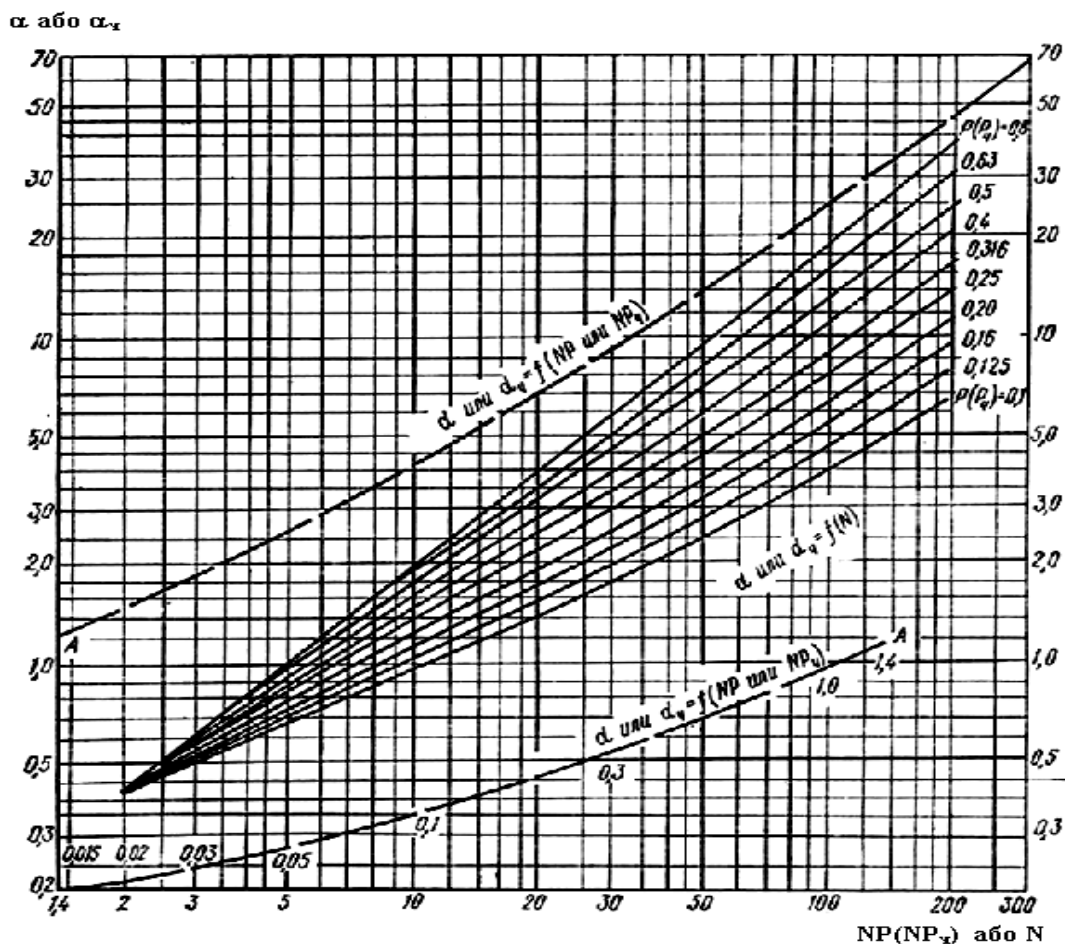


Рисунок 2. 1 - Залежність безрозмірних величин α і α_x від кількості водорозбірних приладів N , вірогідності їх дії P і використання P_q .

Тоді секундна витрата води дорівнює

$$G_c = 5 \cdot 0,2 \cdot 6,4 = 6,4 \text{ кг/с.}$$

2.2.2.3 Розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{zod} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{vit} \cdot \alpha_{zod}, \quad (2.19)$$

де K_{vit} – коефіцієнт використання водозабірних приладів за годину найбільшого водоспоживання, $K_{vit} = 0,28$ для змішувача ванни; α_{zod} – коефіцієнт, що визначається в залежності від загальної кількості водозабірних приладів N та ймовірності їх використання P_{zod} .

2.2.2.4 Ймовірність використання водозабірних приладів:

$$P_{zod} = P / K_{vit} \quad (2.20)$$

$$P_{zod} = 0,0227 / 0,28 = 0,081$$

тоді, $N \cdot P_{zod} = 808 \cdot 0,081 = 65,4$. По номограмі (Рис. 1) при $N \cdot P_{zod} = 65,4$, та

$P_{zod} = 0,081$ величина $\alpha_{zod} = 18$.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot 18 = 18144 \text{ кг/ год.}$$

2.2.2.5 Циркуляційні витрати гарячої води у системі ГВП,

$$q_{\text{цир}} = \frac{Q_{\text{втр}}^{\text{mp}}}{4,2 \cdot \Delta t}, \quad (2.21)$$

де $Q_{\text{втр}}^{\text{mp}}$ - втрати тепла у трубопроводах ГВП, кВт;

Δt – різниця температур у подавальному трубопроводі системи від нагрівача до нагрівального тіла до найбільш віддаленого водозабірною приладу, ($^{\circ}\text{C}$). Приймаю $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$.

Середньо-годинна втрата тепла на ГВП без врахування втрат тепла трубопроводами:

$$Q'_{\text{cp}} = 1,16 \cdot q_{\text{cp}} \cdot (55 - 5) \quad (2.22)$$

де q_{cp} – середньо-годинна витрата води за добу максимального водоспоживання

$$q_{\text{cp}} = \frac{g_{\text{сн}} \cdot U_{\text{снож}}}{1000 \cdot T}, \quad (2.23)$$

$$q_{\text{cp}} = \frac{130 \cdot 1213}{1000 \cdot 24} = 6,6 \text{ м}^3/\text{год};$$

тоді: $Q'_{\text{cp}} = 1,16 \cdot 6,6 \cdot (55 - 5) = 382,8 \text{ кВт.}$

Втрати тепла у трубопроводах приймаю для систем з рушникосушильником та ізольованими стояками у розмірі 25% від середньо-годинного теплового потоку:

$$Q^{\text{cm}} = 0,25 \cdot Q'_{\text{cp}}, \quad (2.24)$$

$$Q^{\text{cm}} = 0,25 \cdot 382,8 = 95,7 \text{ кВт.}$$

2.2.2.6 Максимальна витрата тепла на ГВП:

$$Q_{\text{г.в.мак}} = 1,163 \cdot G_{\text{год}} \cdot (t_{\text{г.ср}} - t_{\text{х.з}}) + Q^{\text{cm}} \quad (2.25)$$

$$Q_{\text{г.в.мак}} = 1,163 \cdot 18144 \cdot (55 - 5) + 95,7 = 1055,2 \text{ кВт.}$$

2.2.2.7 Секундна витрата циркуляційної води.

$$q_{\text{цир}} = \frac{Q_{\text{втр}}^{\text{mp}}}{4,2 \cdot \Delta t}, \quad (2.26)$$

$$q_{\text{цир}} = \frac{95,7}{4,2 \cdot 10} = 2,28 \text{ кг/с.}$$

2.2.2.8 Годинна витрата циркуляційної води:

$$G_{\text{год}} = 2,28 \cdot 3,6 = 8,208 \text{ м}^3/\text{год.}$$

					ТП 71 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок витрати холодної води

Таблиця 2.3.1 – Вихідні дані

	Познач.	Значення
Кількість квартир що обслуговуються ЦТП	$N_{кв}$	404
Кількість мешканців у квартирах, споживачів, чол	U	1213
Кількість сан.-технічних приладів у квартирі, шт.	$N_{пр}$	2
Кількість годин споживання холодної води	T	24
Середня норма витрати води за добу, кг/добу	$g_{вит.доб}$	300
Норма витрати за добу найбільшого водо - споживання , кг/добу	$g_{сн}$	400
Секундна норма витрати води, кг/с	g	0,3
Норма витрати води в годину найбільшого водоспоживання, кг/год	$g_{max.сн}$	20

2.3.2 Визначення розрахункових витрат холодної води.

2.3.2.1 Ймовірність дії сантехнічних приладів:

$$P = \frac{U \cdot g_{max.сн}}{g \cdot N \cdot 3600}, \quad (2.27)$$

$$P = P = \frac{1213 \cdot 20}{0,3 \cdot 808 \cdot 3600} = 0,0278$$

Тоді , $N \cdot P = 808 \cdot 0,0278 = 22,5$. По номограмі (Рис. 1.) при $N \cdot P = 22,5$ та $P = 0,0278$ величина $\alpha = 6,6$

2.3.2.2 Розрахункова максимальна секундна витрата води визначається:

$$G_c = 5 \cdot g \cdot \alpha, \quad (2.28)$$

$$G_c = 5 \cdot 0,3 \cdot 6,6 = 9,9 \text{ кг/с.}$$

2.3.2.3 Ймовірність використання санітарно – технічних приладів:

$$P_{год} = P / K_{вит} \quad (2.29)$$

$$P_{год} = 0,0278 / 0,28 = 0,0993$$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

тоді, $N \cdot P_{zod} = 808 \cdot 0,0993 = 80,23$. По номограмі (Рис. 1) при $N \cdot P_{zod} = 80,23$, та $P_{zod} = 0,0993$ величина $\alpha_{zod} = 23$.

2.3.2.4 Розрахункова витрата холодної води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{zod} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вир} \cdot \alpha_{zod}, \quad (2.30)$$

$$G_{zod} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 0,28 \cdot 23 = 34776 \text{ кг/ год.}$$

2.3.2.5 Середньо-годинна витрата холодної води:

$$q_{cp} = \frac{g_{сн} \cdot U}{1000 \cdot T}, \quad (2.31)$$

$$q_{cp} = q_{cp} = \frac{400 \cdot 1213}{1000 \cdot 24} = 20,22 \text{ м}^3/\text{год}$$

2.4 Розрахунок годинної витрати мережної води

2.4.1 Годинна витрата мережної води на систему опалення

Для розрахунку годинної витрати мережної води на систему опалення розраховую у відповідності з СНиП 2.04.07-86, т/год

$$G_0^{\max} = \frac{3,6 Q_0^{\max}}{c(t_1 - (t_2 + 10))}, \quad (2.32)$$

де Q_0^{\max} – максимальне теплове навантаження на опалення,
 $Q_0^{\max} = Q_{вир.} = 2241,7$ кВт.

c – теплоємність води, $c = 4,187$ кДж/(кг \times °C);

t_1 – температура води у подавальному трубопроводі мережної води, $t_1 = 150^\circ\text{C}$;

t_2 – температура води у поворотному трубопроводі мережної води, $t_2 = 70^\circ\text{C}$;

$$G_0^{\max} = \frac{3,6 \cdot 2241,7}{4,187 \cdot (150 - (70 + 10))} = 25,9 \text{ т/год,}$$

2.4.2 Для розрахунку годинної витрати мережної води на гаряче водопостачання у опалювальний період при умові, що для нового теплообмінника температура підігріву у першому ступені приймається $38,4^\circ\text{C}$, використовую формулу:

$$G_{ГВП}^3 = \frac{0,4 \cdot Q_{z.e.\max}}{(t_1 - t_2)} \quad (2.33)$$

де Q_z^{\max} – максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання,
 $Q_{z.e.\max} = 1055,2$ кВт;

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

t_1' - температура мережної води у точці “зламу” опалювального графіку у подавальному трубопроводі, для змішаної схеми підключення бойлерів $t_1' = 70^\circ\text{C}$;

t_2' - температура у зворотному трубопроводі, після незалежної системи опалення $t_2' = 43,4^\circ\text{C}$.

$$G_{\text{ГВП}}^3 = \frac{0,4 \cdot 1055,2}{(70 - 43,4)} = 15,86 \text{ т/год.}$$

2.4.3 У літній період для розрахунку погодинної витрати мережної води на гаряче водопостачання згідно до СНиП 2.04.07-86, т/год

$$G_{\text{ГВП}}^{\text{л}} = \frac{\beta \cdot Q_{\text{з.в.макс}}}{(t_1^{\text{л}} - t_3^{\text{л}})} \quad (2.34)$$

де $t_1^{\text{л}}$ - температура мережної води в подавальному трубопроводі в літній період, $t_1^{\text{л}} = 70^\circ\text{C}$;

$t_3^{\text{л}}$ - температура мережної води після підігрівача в літній період, $t_3^{\text{л}} = 30^\circ\text{C}$.

β - коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання в неопалювальний період по відношенню до опалювального та більше значення температури холодної води (15°C), $\beta = 0,8$.

$$G_{\text{ГВП}}^{\text{л}} = \frac{0,8 \cdot 1055,2}{(70 - 30)} = 21,1 \text{ т/год.}$$

2.5 Висновки до розділу 2

Від центрального теплового пункту здійснюється подача теплоти до системи опалення та гарячого водопостачання трьох будинків. Були визначені основні та додаткові теплові втрати теплоти через вікна, підлогу, перекриття першого поверху та інш.

Визначили, що загальні витрати теплоти становлять 2112,1 кВт.

Також були визначені втрати теплоти та води на ГВП. Максимальна витрата теплоти на ГВП складає 1055,2кВт, а годинна витрата циркуляційної води складає 8,208м³/год.

Середньо-годинна витрата холодної води складає 20,22м³/год.

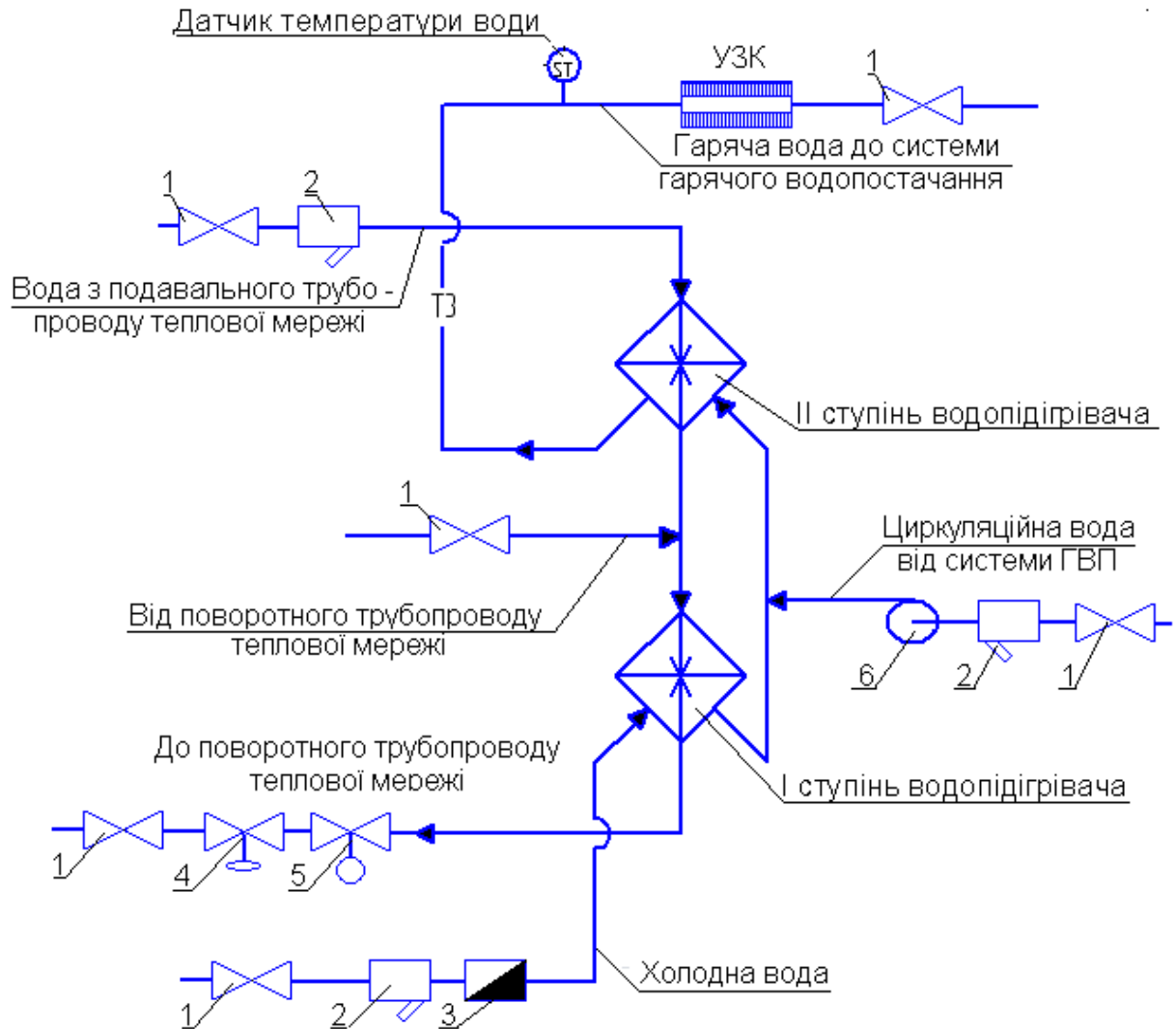
Годинна витрата мережної води складає 21,1 т/год.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ТП 71 96 02 ПЗ

3 ТЕПЛОВИЙ ПУНКТ

3.1 Опис схеми теплового пункту



1- кран кульовий, 2 – фільтр-грязьовик, 3 – лічильник холодної води, 4 – регулятор перепаду тиску, 5 – клапан з електроприводом, 6 – відцентровий насос гарячого водопостачання.

Рисунок 3.1 - Схема гарячого водопостачання

Система гарячого водопостачання складається з пластинчатого теплообмінника, який виконаний у вигляді моноблоку (перша і друга ступені виконані на одній рамі з проміжною плитою). Таке рішення робить конструкцію дешевою за рахунок зниження металоємності даного обладнання, а також покращує об'язку теплообмінного апарата і його обслуговування, що також відбивається на зниженні затрат на монтаж і експлуатацію.

Холодна вода з трубопроводу вихідної води поступає на 1-ий ступень теплообмінника через фільтр-грязьовик (2), який зменшує вміст механічних домішок у воді, де нагрівається до температури $36,7^{\circ}\text{C}$.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ					

Після цього нагріта вихідна вода поступає на другий ступень теплообмінника, де до неї підмішується циркуляційна вода від системи ГВП, у 2-ій ступені водопідігрівача відбувається кінцевий нагрів водопровідної води до необхідної температури 60⁰С.

Мережна вода з подавального трубопроводу теплової мережі подається на 2-ий ступень водопідігрівача де догріває воду що йде на ГВП до температури 60⁰С Після другої ступені мережна вода змішується з водою із зворотної магістралі, що має температуру 41,7⁰С (див. 3.2.1 Розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання) і направляється на першу ступінь теплообмінника, у якій за рахунок великої витрати гріючого теплоносія відбувається нагрів водопровідної води з температурою 5⁰С. До температури 36,7⁰С, далі охолоджена мережна (гріючий теплоносій) вода поступає у поворотний трубопровід теплової мережі.

У схемі застосована циркуляція ГВП.

З метою економічної роботи системи ГВП передбачено встановлення системи автоматичного регулювання, що включає у себе такі елементи:

Контролер одно контурний, датчик температури води, регулятор перепаду тиску, регулятор температури.

Температура гарячої води на виході з 2-го ступеня програмується у опцію контролера, датчик температури гарячої води, що встановлений у подавальному трубопроводі системи ГВП, вимірює температуру води на ГВП, та надсилає інформацію до контролера, у випадку відхилення цієї температури в бік зниження чи підвищення, контролер надсилає управляючий сигнал до регулюючого клапану регулятора температури. Регулюючий клапан відкривається чи закривається, до того моменту, поки значення температури у подавальному трубопроводі не стане рівним заданому.

Фунціональне призначення регулятора перепаду тиску – це постійне підтримання різниці значень тисків, між значенням тиску до регулюючого клапану температури та значенням тиску після нього, Підтримання вищезазначеного перепаду тиску забезпечує комфортний гідравлічний режим для регулюючого клапану температури у момент його спрацювання, та розвантажує електричний привід регулятора температури.

У тепловій схемі передбачається регулювання витрати теплоносія в залежності від його температури та температури навколишнього середовища для забезпечення комфортних умов мешканців будинків (температура повітря в квартирах будинків 20⁰С, температура ГВП 60⁰С)

Розрахунковий температурний графік на опалення 95-70⁰С

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання

3.2.1 Вихідні дані

а) загальне максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання

$$Q_{2.в.маx} = 1055 \text{ кВт};$$

б) розрахункова температура води:

- у прямому трубопроводі мережної води $t_1^P = 150^\circ\text{C}$;
- у зворотному трубопроводі мережної води $t_2^P = 70^\circ\text{C}$;
- в точці зламу температурного графіка $t_1^{3л} = 70^\circ\text{C}$;
- гарячої води $t_{2,2} = 60^\circ\text{C}$;
- холодної води $t_{x,1} = 5^\circ\text{C}$;

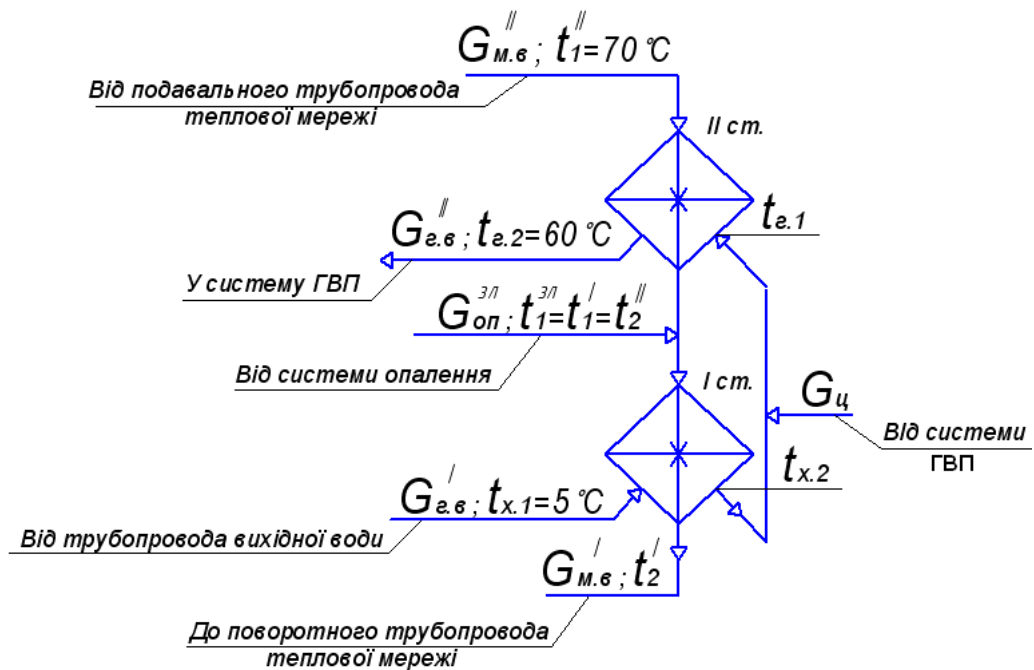


Рисунок 3.2 - Схема підігрівача гарячого водопостачання.

3.2.1.1 Температура гріючого теплоносія на вході у I ступень водопідігрівача.

$$t_1^I = t_1^{3л} - K_{OB} (t_1^P - t_2^P) \quad (3.1)$$

де $K_{OB} = 0,354$, а $t_1^{3л} = 70^\circ\text{C}$

$$t_1^I = 70 - 0,354 \cdot (150 - 70) = 41,7^\circ\text{C}$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.1.2 Температура нагрітої води після підігрівача першого ступеня $t_{x,2}$, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{x,2} = t_1^I - \delta, \quad (3.2)$$

де δ – різниця температур мережної та води на ГВП ($5 \dots 10^{\circ}\text{C}$) [19], приймаємо $\delta = 5^{\circ}\text{C}$.

$$t_{x,2} = 41,7 - 5 = 36,7^{\circ}\text{C}.$$

3.2.1.3 Теплове навантаження підігрівачів.

а) Теплове навантаження підігрівача першого ступеня $Q_{2,6}^I$, Вт:

$$Q_{2,6}^I = Q_{2,6}^{\max} \frac{t_{x,2} - t_{x,1}}{t_{2,2} - t_{x,1}}, \quad (3.3)$$

де $Q_{2,6}^{\max}$ – максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання, Вт;

$t_{\bar{a},1}$ – температура холодної води в опалювальний період, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\bar{a},2}$ – температура подавального трубопроводу ГВП, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{2,6}^I = 1055 \cdot \frac{36,7 - 5}{60 - 5} = 608 \text{ кВт}.$$

б) Теплове навантаження підігрівача другого ступеня $Q_{2,6}^{II}$, Вт,

$$Q_{2,6}^{II} = Q_{2,6}^{\max} - Q_{2,6}^I, \quad (3.4)$$

$$Q_{2,6}^{II} = 1055 - 608 = 447 \text{ кВт}.$$

3.2.1.4 Масова витрата води на ГВП у підігрівачах 1 та 2 ступенів.

а) масова витрата води, що нагрівається на перший ступень $G_{2,6}^I$, кг/с,

$$G_{2,6}^I = \frac{Q_{2,6}^{\max}}{c_p \cdot (t_{2,2} - t_{x,1})}, \quad (3.5)$$

$$G_{2,6}^I = \frac{1055}{4,187 \cdot (60 - 5)} = 4,61 \frac{\text{кВт}}{\text{с}} = 16,6 \text{ т/год}.$$

б) масова витрата води, що нагрівається на другий ступень $G_{2,6}^{II}$, кг/с:

$$G_{2,6}^{II} = G_{2,6}^I + 0,1 \cdot G_{2,6}^I. \quad (3.6)$$

Витрата води на другий ступень включає в себе циркуляцію 10%.

$$G_{2,6}^{II} = 4,61 + 0,1 \cdot 4,61 = 5,07 \text{ кг/с або } 18,25 \text{ т/год}.$$

3.2.1.5 Витрата мережної води у підігрівачі другого ступеню $G_{m,6}^{II}$, кг/с, необхідної для отримання температури мережної води на виході з 2-го ступеня водо підігрівальної установки $t_2^{II} = 41,7^{\circ}\text{C}$:

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{м.б}^{II} = \frac{Q_{з.б}^{II}}{c_p (t_1^{II} - t_2^{II})}, \quad (3.7)$$

$$G_{м.б}^{II} = \frac{447}{4,187(70 - 41,7)} = 3,772 \text{ кг/с} = 13,58 \text{ т/год}.$$

3.2.1.6 Витрата підігрівальної мережної води на перший ступень водопідігрівача $G_{м.б}^I$, кг/с:

$$G_{м.б}^I = G_{м.б}^{II} + G_{он}^{зл}, \quad (3.8)$$

де $G_{он}^{зл}$ – витрата мережної води що подається між ступеннями

$$G_{он}^{зл} = \frac{Q_{втр}}{C_p \cdot (t_1^P - t_2^P)} = \frac{2112,1}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 6,306 \text{ кг/с}. \quad (3.9)$$

Підставивши у вихідне рівняння отримаємо значення витрати мережної води через 2-ий ступень водопідігрівача

$$G_{м.б}^I = 3,772 + 6,306 = 10,078 \text{ кг/с або } 36,28 \text{ т/год}$$

3.2.1.7 Температура нагрівальної мережної води на виході з першого ступеня водопідігрівача t_2^I , °C:

$$t_2^I = t_1^I - \frac{Q_{з.б}^I}{c_p \cdot G_{м.б}^I}, \quad (3.10)$$

$$t_2^I = 41,7 - \frac{608}{4,187 \cdot 10,078} = 27,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.2 Тепловий розрахунок 1-го ступеня водопідігрівача

3.2.2.1 Середньологарифмічна різниця температур теплоносіїв у 1-й ступені водопідігрівача $\bar{\Delta t}$, °C:

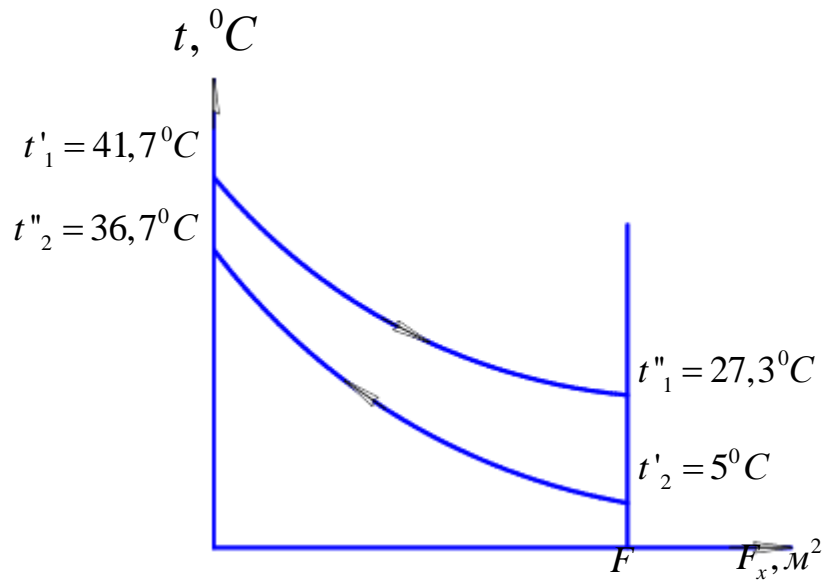


Рисунок 3.3 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (3.11)$$

Згідно з рисунком 3.3:

- більша різниця температур: $\Delta t_{\text{б}} = 27,3 - 5 = 22,3^{\circ}\text{C}$;
- менша різниця температур: $\Delta t_{\text{м}} = 41,7 - 36,7 = 5^{\circ}\text{C}$.

Тоді,

$$\bar{\Delta t} = \frac{22,3 - 5}{\ln \frac{22,3}{5}} = 11,57^{\circ}\text{C}.$$

3.2.2.2 Середні теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

а) середня температура гріючого теплоносія t_{cp1} , °C

$$t_{\text{cp1}} = \frac{t'_1 + t'_2}{2}, \quad (3.12)$$

$$t_{\text{cp1}} = \frac{41,7 + 27,3}{2} = 34,5^{\circ}\text{C};$$

По $t_{\text{cp1}} = 34,5^{\circ}\text{C}$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри:

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho_1 = 994,125 \text{ кг/м}^3; Pr_1 = 4,92; \nu_1 = 0,739 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 62,565 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{°C};$$

б) середня температура холодного теплоносія $t_{cp2}, \text{°C}$

$$t_{cp2} = \frac{t_{x,2} + t_{x,1}}{2}, \quad (3.13)$$

$$t_{cp2} = \frac{36,7 + 5}{2} = 20,85 \text{ °C}.$$

По $t_{cp2} = 20,85 \text{ °C}$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3; Pr_2 = 6,884; \nu_2 = 0,989 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 60,06 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{°C};$$

3.2.2.3 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаю тип пластин 0,5Пр [5]. Технічні характеристики пластини приведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики пластини типу 0,5Пр

Найменування	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta \text{ см}$, мм	1380×550×1
Поверхня теплообміну $f_{пл}, \text{м}^2$	0,5
Вага (маса) m , кг	6,0
Щілинні канали	
Крок гофрів s , мм	20,8
Висота гофрів h , мм	5
Кількість гофрів n_z , шт.	48
еквівалентний діаметр каналу $d_{екв}$, м	0,009
Площа перерізу каналу f_k , м^2	0,0024
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{ш}$, мм	200
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст}$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{°C}}$	22
Гідравлічний коефіцієнт c	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$, м	1,0

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.2.4 Оптимальне співвідношення кількості ходів для гарячого та холодного теплоносіїв

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_{м.г}^I}{G_{г.г}^I} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp1}}{1000 - t_{cp2}}, \quad (3.14)$$

де ΔP_1 – гідравлічний опір теплообмінника по гарячому теплоносію, Па;

ΔP_2 – гідравлічний опір теплообмінника по холодному теплоносію, Па.

Приймаємо для початкових розрахунків $\Delta P_1 = 60$ кПа, $\Delta P_2 = 100$ кПа.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{10,078}{4,61} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{60}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 34,5}{1000 - 20,85} = 1,346.$$

Отримане значення – менше двох. По [5] приймаємо симетричну компоновку теплообмінника.

3.2.2.5 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію m_2

$$m_2 = \frac{G_{г.г}^I}{W^{opt} \cdot f_k \cdot \rho_2}, \quad (3.15)$$

де W^{opt} – оптимальна швидкість теплоносія в одному каналі теплообмінника $W^{opt} = 0,4$ м/с;

f_k – площа поперечного перерізу одного каналу між пластин, m^2 (таблиця 3.1);

ρ_2 – густина теплоносія, взятого при $t_{cp2} = 20,85^\circ C$, $кг/м^3$.

$$m_2 = \frac{4,61}{0,4 \cdot 0,0024 \cdot 998} = 4,81.$$

Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по холоному теплоносію рівним 5.

3.2.2.6 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію m_1

При симетричній компоновці $m_1 = m_2$ [5]. Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію рівним 5.

3.2.2.7 Фактичні швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінника

а) гарячого теплоносія W_1 , м/с:

$$W_1 = \frac{G_{м.г}^I}{f_k \cdot m_1 \cdot \rho_1}, \quad (3.16)$$

$$W_1 = \frac{10,078}{0,0024 \cdot 5 \cdot 994,125} = 0,845 \text{ м/с};$$

											Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ						

б) холодного теплоносія $W_2, \text{м/с}$:

$$W_2 = \frac{G_{\text{с.г}}^I}{f_k \cdot m_2 \cdot \rho_2}, \quad (3.17)$$

$$W_2 = \frac{4,61}{0,0024 \cdot 5 \cdot 998} = 0,385 \text{ м/с}.$$

3.2.2.8 Коефіцієнти тепловіддачі

а) з боку гарячого теплоносія $\alpha_1, \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}$:

$$\alpha_1 = 1,16A \left(23000 + 283 \cdot t_{\text{ср1}} + 0,63 \cdot t_{\text{ср1}}^2 \right) \cdot W_1^{0,73}, \quad (3.18)$$

де A – коефіцієнт який залежить від типу пластин, згідно [5], для пластин типу 0,5Пр коефіцієнт $A = 0,492$;

$t_{\text{ср1}}$ – середня температура гарячого теплоносія, °C ;

W_1 – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, м/с .

Маємо

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot \left(23000 + 283 \cdot 34,5 + 0,63 \cdot 34,5^2 \right) \cdot 0,845^{0,73} = 16914 \text{ Вт/м}^2 \times \text{°C};$$

б) з боку холодного теплоносія $\alpha_2, \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}$:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot \left(23000 + 283 \cdot 20,85 + 0,63 \cdot 20,85^2 \right) \cdot 0,385^{0,73} = 8295 \text{ Вт/м}^2 \times \text{°C}.$$

3.2.2.9 Коефіцієнт теплопередачі $k, \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}$:

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} + R_3}, \quad (3.19)$$

де β_1 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі ($\beta_1 = 0,92 \dots 0,95$), приймаю $\beta_1 = 0,92$.

R_3 – термічний опір забрудненого шару, приймаю $R_3 = 0,0002 \text{ м}^2 \times \text{°C/Вт}$.

$$k = \frac{0,92}{\frac{1}{16914} + \frac{1}{8295} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2366 \text{ Вт/м}^2 \times \text{°C}.$$

3.2.2.10 Площа поверхні нагріву $F, \text{м}^2$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$F = \frac{Q'_{z.g}}{k\Delta t}, \quad (2.20)$$

де $Q'_{z.g}$ – теплове навантаження на підігрівач ГВП першої ступені, Вт;

$\overline{\Delta t}$ – середньологарифмічна різниця температур, °С;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²×°С.

$$F = \frac{608000}{2366 \cdot 11,57} = 22,2 \text{ м}^2.$$

3.2.2.11 Кількість ходів у теплообміннику X

$$X = \frac{F + f_{nl}}{(m_2 + m_1) \cdot f_{nl}}, \quad (3.21)$$

де f_{nl} – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, м²;

m_n – кількість каналів в одному ході холодного теплоносія;

m_{zp} – кількість каналів в одному ході гарячого теплоносія.

$$X = \frac{22,2 + 0,5}{(5 + 5) \cdot 0,5} = 4,54.$$

Приймаємо найближче більше, ціле число ходів у теплообміннику – число ходів $X = 5$.

3.2.2.12 Загальна кількість пластин z_{nl} , шт

$$z_{nl} = (m_2 + m_1) \cdot X + 1, \quad (3.22)$$

$$z_{nl} = (5 + 5) \cdot 5 + 1 = 51 \text{ шт.}$$

3.2.2.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника F_1 , м²

$$F_1 = f_{nl} z_{nl}, \quad (3.23)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 51 = 25,5 \text{ м}^2.$$

3.2.3 Гідравлічний розрахунок 1-го ступеня водопідігрівача

3.2.3.1 Число Рейнольда

а) по гарячому теплоносію Re_1 :

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{екв}}{\nu_1}, \quad (3.24)$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу каналу, м;

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re_1 = \frac{0,845 \cdot 0,009}{0,739 \cdot 10^{-6}} = 10291;$$

б) по холодному теплоносію Re_2 :

$$Re_2 = \frac{0,385 \cdot 0,009}{0,989 \cdot 10^{-6}} = 3503.$$

3.2.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

а) по гарячому теплоносію λ_1 :

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (3.25)$$

де c – гідравлічний коефіцієнт який залежить від типу пластини;

$$\lambda_1 = \frac{15}{10291^{0,25}} = 1,49;$$

б) по холодному теплоносію λ_2 :

$$\lambda_2 = \frac{15}{3503^{0,25}} = 1,95.$$

3.2.3.3 Втрати тиску

а) з боку гарячого теплоносія ΔP_1 , Па :

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{1}{d_{екв}} \cdot \frac{X \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.26)$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу каналу, м;

$$\Delta P_1 = 1,49 \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{5 \cdot 994,125 \cdot 0,845^2}{2} = 293,8 \text{кПа};$$

б) з боку холодного теплоносія ΔP_2 , Па:

$$\Delta P_2 = 1,95 \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{5 \cdot 998 \cdot 0,385^2}{2} = 80,13 \text{кПа}.$$

3.2.3.4 Розрахунок діаметрів патрубків

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

а) патрубків мережної води D_1 , м

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{2.6}^I}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W^{\max}}}, \quad (3.27)$$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,071}{\pi \cdot 994,125 \cdot 1,5}} = 0,093 \text{ м};$$

б) патрубок внутрішньої системи опалення D_2 , м

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,61}{\pi \cdot 998 \cdot 1,5}} = 0,063 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий за діаметр та відповідну товщину труби для патрубка по ГОСТ 8733-74*:

- D_1 – труба сталевая безшовна ГОСТ 8733-75 100x3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88;
- D_2 – труба сталевая безшовна ГОСТ 8734-75 100x3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88.

3.2.3.5 Характеристики підігрівача

Характеристики вибраного підігрівача зведено в таблицю 3.2. Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 3.4.

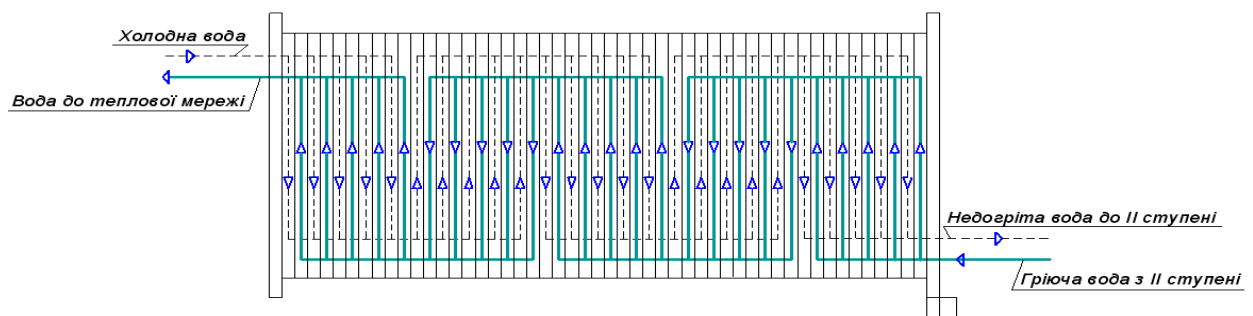


Рисунок 3.4 – Принципова схема теплообмінника системи ГВП 1-го ступеня

Таблиця 3.2 – Характеристики теплообмінника системи ГВП 1 ступені

Найменування	Одиниці	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/м ² °С	2366
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	22,2
3. Втрата тиску з мережної сторони	кПа	293,8
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	кПа	80,13
5. Кількість ходів	шт.	5
6. Кількість пластин	шт.	51
7. Умовний діаметр патрубка мережної води	мм	100
8. Умовний діаметр патрубка системи ГВП	мм	100

Розрахунок 2-го ступеня водопідігрівача

Вихідні дані:

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ					

- загальне максимальне теплове навантаження на другу ступень $Q_{2.6}'' = 447$ кВт;
- температура гріючої мережної води на вході $t_1'' = 70^\circ\text{C}$;
- температура гріючої мережної води на виході $t_2'' = t_1^{3n} = 41,7^\circ\text{C}$;
- температура гарячої води на виході з другого ступеня $t_{2.2} = 60^\circ\text{C}$.

3.2.4 Тепловий розрахунок 2-го ступеня водопідігрівача

3.2.4.1 Температура води що нагрівається на вході в другу ступень водопідігрівача

ГВП $t_{2.1}, ^\circ\text{C}$

$$t_{2.1} = t_{2.2} - \frac{Q_{2.6}''}{G_{2.6}'' \cdot c_p} \quad (3.28)$$

$$t_{2.1} = 60 - \frac{447}{5,07 \cdot 4,187} = 38,94^\circ\text{C} \cdot$$

3.2.4.2 Середньо логарифмічна різниця температур теплоносіїв у водопідігрівачі

$\overline{\Delta t}, ^\circ\text{C}$:

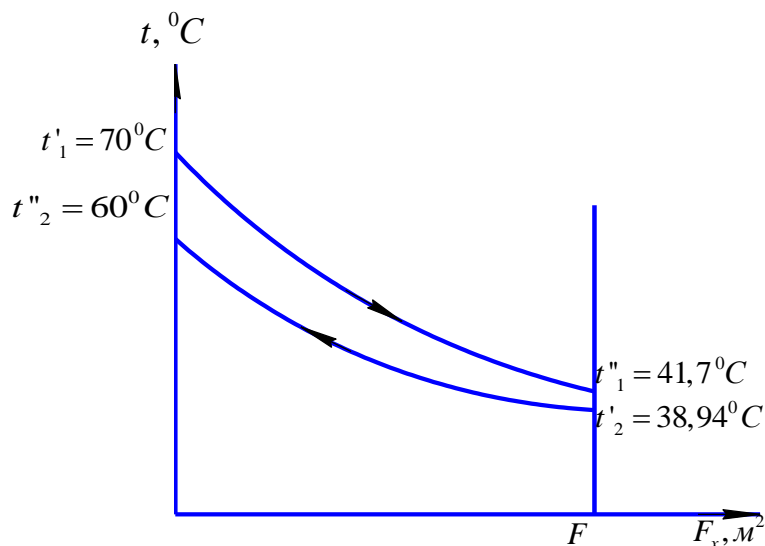


Рисунок 3.5 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}} \quad (3.29)$$

Згідно з рисунком 3.5

- більша різниця температур: $\Delta t_{\delta} = 70 - 60 = 10^\circ\text{C}$;
- менша різниця температур: $\Delta t_{\mathcal{M}} = 41,7 - 38,94 = 2,76^\circ\text{C}$.

Тоді,

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ					

$$\overline{\Delta t} = \frac{10 - 2,76}{\ln \frac{10}{2,76}} = 5,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.4.3 Середні теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника.

а) середня температура гарячого теплоносія t_{cp1} , $^\circ\text{C}$

$$t_{cp1} = \frac{t_1'' + t_2''}{2}, \quad (3.30)$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 41,7}{2} = 55,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

По $t_{cp1} = 55,85 \text{ } ^\circ\text{C}$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри води:

$$\rho_1 = 985,234 \text{ кг/м}^3; \text{Pr}_1 = 3,212; \nu_1 = 0,51 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 65,485 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^2 \times \text{ } ^\circ\text{C};$$

б) середня температура холодного теплоносія t_{cp2} , $^\circ\text{C}$:

$$t_{cp2} = \frac{t_{2,2} + t_{2,1}}{2}, \quad (3.31)$$

$$t_{cp2} = \frac{60 + 38,94}{2} = 49,47 \text{ } ^\circ\text{C}$$

По $t_{cp2} = 49,47 \text{ } ^\circ\text{C}$ з таблиці теплофізичних властивостей знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 988,32 \text{ кг/м}^3; \text{Pr}_2 = 3,58; \nu_2 = 0,561 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 64,83 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^2 \times \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.4.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр [5]. Технічні характеристики пластини наведені у таблиці 3.1

3.2.4.5 Оптимальне співвідношення кількості ходів для гарячого та холодного теплоносіїв

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_{м.г}''}{G_{з.г}''} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp1}}{1000 - t_{cp2}}, \quad (3.32)$$

де ΔP_1 – гідравлічний опір теплообмінника по гарячому теплоносію, Па;

ΔP_2 – гідравлічний опір теплообмінника по холодному теплоносію, Па.

Приймаємо для початкових розрахунків $\Delta P_1 = 30 \text{ кПа}$, $\Delta P_2 = 20 \text{ кПа}$.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{3,772}{5,07} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{30}{20} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 55,85}{1000 - 49,47} = 0,954$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отримане значення – менше двох. По [5] приймаємо симетричну компоновку теплообмінника.

3.2.4.6 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію

m_2

$$m_2 = \frac{G''_{z.6}}{W^{opt} \cdot f_k \cdot \rho_2}, \quad (3.33)$$

де W^{opt} – оптимальна швидкість теплоносія в одному каналі теплообмінника $W^{opt} = 0,4 \text{ м/с}$ [5];

f_k – площа поперечного перерізу одного каналу між пластинами, Па (таблиця 3.1);

ρ_2 – густина теплоносія, взятого при середній температурі $t_{cp2} = 49,47^\circ \text{C}$, кг/м^3 .

$$m_2 = \frac{5,07}{0,4 \cdot 0,0024 \cdot 988,32} = 5,34.$$

Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію рівним 6.

3.2.4.7 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію m_1

При симетричній компоновці $m_1 = m_2$ [5]. Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію рівним 6.

3.2.4.8 Фактичні швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінника

а) гарячого теплоносія $W_1, \text{м/с}$

$$W_1 = \frac{G''_{m.6}}{f_k \cdot m_1 \cdot \rho_1}, \quad (3.34)$$

$$W_1 = \frac{3,772}{0,0024 \cdot 6 \cdot 985,234} = 0,266 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

б) холодного теплоносія $W_2, \text{м/с}$

$$W_2 = \frac{G''_{z.6}}{f_k \cdot m_2 \cdot \rho_2}, \quad (3.35)$$

$$W_2 = \frac{5,07}{0,0024 \cdot 6 \cdot 988,32} = 0,356 \text{ м/с}.$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.4.9 Коефіцієнти тепловіддачі

а) з боку гарячого теплоносія $\alpha_1, \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}$:

$$\alpha_1 = 1,16A(23000 + 283 \cdot t_{cp1} + 0,63 \cdot t_{cp1}^2) \cdot W_1^{0,73}, \quad (3.36)$$

де A – коефіцієнт який залежить від типу пластин, згідно [5], для пластин типу 0,5Пр коефіцієнт $A = 0,492$;

t_{cp1} – середня температура гарячого теплоносія, °C ;

W_1 – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Маємо

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 55,85 + 0,63 \cdot 55,85^2) \cdot 0,266^{0,73} = 8850 \text{Вт/м}^2 \times \text{°C};$$

б) з боку холодного теплоносія $\alpha_2, \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}$:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 49,47 + 0,63 \cdot 49,47^2) \cdot 0,356^{0,73} = 10350 \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}.$$

3.2.4.10 Коефіцієнт теплопередачі $k, \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}$

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (3.37)$$

де β_1 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі (0,92...0,95), приймаю $\beta_1 = 0,92$;

R_3 – термічний опір забрудненого шару, приймаю $R_3 = 0,0002 \text{ м}^2 \times \text{°C/Вт}$.

$$k = \frac{0,92}{\frac{1}{8850} + \frac{1}{10350} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2022 \text{Вт/м}^2 \times \text{°C}.$$

3.2.4.11 Площа поверхні нагріву $F, \text{м}^2$

$$F = \frac{Q_{2,6}^{II}}{k \Delta t}, \quad (3.38)$$

де $G_{2,6}^{II}$ – теплове навантаження на підігрівач ГВП другої ступені, Вт;

Δt – середньо логарифмічна різниця температур, °C ;

k – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт/м}^2 \times \text{°C}$.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$F = \frac{447000}{2022 \cdot 5,62} = 39,34 \text{ м}^2.$$

3.2.4.12 Кількість ходів у теплообміннику X

$$X = \frac{F + f_{nl}}{(m_2 + m_1) \cdot f_{nl}}, \quad (3.39)$$

де f_{nl} – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, м^2 ;

m_n – кількість каналів в одному ході холодного теплоносія;

m_{zp} – кількість каналів в одному ході гарячого теплоносія.

$$X = \frac{39,34 + 0,5}{(6 + 6) \cdot 0,5} = 6,64.$$

Приймаємо найближче більше, ціле число ходів у теплообміннику – число ходів $X = 7$.

3.2.4.13 Загальна кількість пластин z_{nl} , шт.:

$$z_{nl} = (m_2 + m_1) \cdot X + 1, \quad (3.40)$$

$$z_{nl} = (6 + 6) \cdot 7 + 1 = 85 \text{ шт.}$$

3.2.4.14 Сумарна площа нагріву теплообмінника $F_1, \text{м}^2$:

$$F_1 = f_{nl} z_{nl}, \quad (3.41)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 85 = 42,5 \text{ м}^2.$$

3.2.5 Гідрравлічний розрахунок 2-го ступеня водопідігрівача

3.2.5.1 Число Рейнольдса.

а) по гарячому теплоносію Re_1 :

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{екв}}{\nu_1}, \quad (3.42)$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу каналу між пластин, м;

$$Re_1 = \frac{0,266 \cdot 0,009}{0,51 \cdot 10^{-6}} = 4694;$$

б) по холодному теплоносію Re_2

$$Re_2 = \frac{0,356 \cdot 0,009}{0,561 \cdot 10^{-6}} = 5711.$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.5.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

а) по гарячому теплоносію λ_1 :

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (3.43)$$

де c – гідравлічний коефіцієнт який залежить від типу пластини;

$$\lambda_1 = \frac{15}{4694^{0,25}} = 1,812;$$

б) по холодному теплоносію λ_2 :

$$\lambda_2 = \frac{15}{5711^{0,25}} = 1,725.$$

3.2.5.3 Втрата тиску

а) з боку гарячого теплоносія $\Delta P_1, \text{Па}$:

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{1}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{X \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.44)$$

де $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, м;

$$\Delta P_1 = 1,812 \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{7 \cdot 985,234 \cdot 0,266^2}{2} = 49,12 \text{кПа};$$

б) з боку холодного теплоносія $\Delta P_2, \text{Па}$:

$$\Delta P_2 = 1,725 \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{7 \cdot 988,32 \cdot 0,356^2}{2} = 84 \text{кПа}.$$

3.2.5.4 Розрахунок діаметрів патрубків.

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

а) патрубок мережної води $D_1, \text{м}$:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{м.г}}''}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W^{\text{max}}}}, \quad (3.45)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,772}{\pi \cdot 985,234 \cdot 1,5}} = 0,057 \text{м};$$

б) патрубок внутрішньої системи опалення $D_2, \text{м}$:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,07}{\pi \cdot 988,32 \cdot 1,5}} = 0,066 \text{м}.$$

Приймаємо найближчий за діаметр та відповідну товщину труби для патрубка по ГОСТ 8733-74*:

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

- D_1 – труба сталевая безшовна ГОСТ 8733-74* 100x3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88;
- D_2 – труба сталевая безшовна ГОСТ 8734-75 100x3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88.

3.2.6 Характеристики 2-го ступеня водопідігрівача

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 3.3

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на Рисунку 3.6

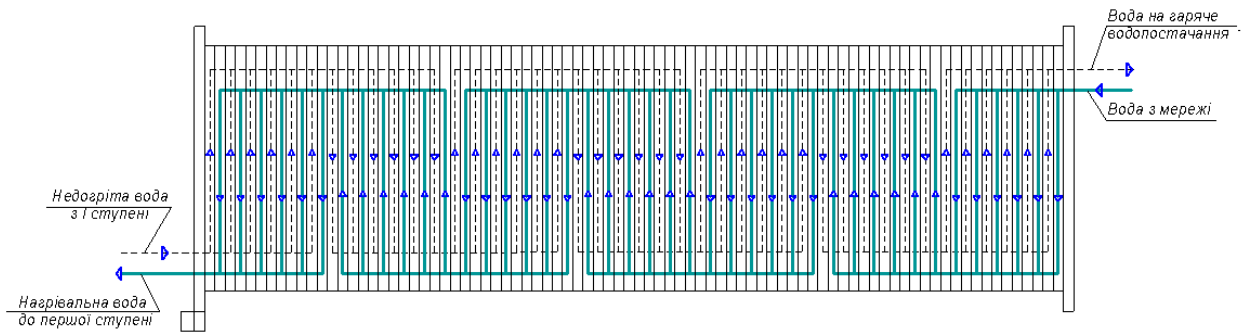


Рисунок 3.6 – Принципова схема теплообмінника ГВП 2 - ої ступені

Таблиця 3.3 – Характеристики теплообмінника системи ГВП 2 - ої ступені

Найменування	Одиниці	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/м ² ×°С	2022
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	42,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	кПа	49,12
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	кПа	84
5. Кількість ходів	шт.	7
6. Кількість пластин	шт.	85
7. Умовний діаметр патрубка мережної води	мм	100
8. Умовний діаметр патрубка системи ГВП	мм	100

3.3 Вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту

Розглянемо трубопровід холодної води для системи гарячого водопостачання у межах ТП.

Витрата теплоносія $G_{2.6}^I = 16,6 \text{ м}^3/\text{год} = 4,61 \text{ кг/с}$, (див. 3 розрахунок водонагрівальної установки). Довжина ділянки трубопроводу $l = 15 \text{ м}$; Температура холодної води у холодний період року $t_{х,1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;

3.3.1 Діаметр трубопроводу холодної води визначаю з рівняння суцільності

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ				

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{G_{\text{г.в}}^I}{\rho \omega_{\text{г}}}}, \quad (3.46)$$

де $\omega_{\text{г}}$ - швидкість гарячої води у трубопроводі, приймаю $\omega = 0,5$ м/с

$\rho_{\text{г}}$ - густина води, $\rho_{\text{г}} = 999,8$ кг/м³, при температурі гарячої води $t = 5$ °С,

$G_{\text{г.в}}^I$ - масова витрата холодної води кг/с,

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{4,61}{999,8 \cdot 0,5}} = 0,109 \text{ м}$$

приймаю діаметр $D_y = 0,1$ м

уточнюю швидкість води:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{4 \cdot G_{\text{г.в}}^I}{\rho \cdot \pi \cdot D_y^2} = \frac{4 \cdot 4,61}{999,8 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2} = 0,587 \text{ м/с} \quad (3.47)$$

3.3.2 Втрати тиску у трубопроводі холодної води в межах ТП

3.3.3 Визначаю дійсні втрати тиску ΔP , кПа, на ділянці теплової мережі від теплового пункту до теплової камери для подавального трубопровода гарячої води [4]:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{лін}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}}, \quad (3.48)$$

де $\Delta P_{\text{лін}}$ – лінійні втрати тиску, Па;

$\Delta P_{\text{м}}$ – місцеві втрати тиску, кПа;

3.3.4 Лінійні втрати тиску (втрати тиску по довжині) $\Delta P_{\text{л}}$, кПа :

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega_{\text{г}}^2 \cdot \rho_{\text{г}}}{2} \cdot l, \quad (3.49)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, $d = 0,1$ м;

$\omega_{\text{г}}$ – швидкість води в трубопроводі, $\omega_{\text{г}} = 0,587$ м/с;

l – довжина даної ділянки трубопроводу, 15 м;

ρ – густина води при температурі $t = 5$ °С, $\rho_{\text{г}} = 999,8$ кг/м³;

3.3.5 Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{K_e}{d_{\text{екв}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (3.50)$$

Де K_e - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб, для сталевих труб $K_e = 0,2$ мм :

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71мп 96 02 ПЗ

3.3.6 Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_6 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (3.51)$$

Де ν - кінематична в'язкість води, м²/с при температурі води $t = 5$ °С, $\nu = 1,5475 \cdot 10^{-6}$ м²/с

$$\text{Re} = \frac{0,587 \cdot 0,1}{1,5475 \cdot 10^{-6}} = 37932$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2}{100} + \frac{68}{37932} \right)^{0,25} = 0,0273,$$

Тоді:

$$\Delta P_{\lambda} = \frac{0,0273}{0,1} \cdot \frac{0,587^2 \cdot 999,8}{2} \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 0,705 \text{ ,кПа}$$

3.3.7 Місцеві втрати тиску, $\Delta P_{\text{м}}$, Па

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_6 \cdot \omega_6^2}{2}, \quad (3.52)$$

Де $\sum \zeta$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя.

3.3.8 Коефіцієнти місцевих опорів

$$\text{Вентиль } \zeta = 1,0, \text{ (1шт) } \zeta_1 = 1 \cdot 1 = 1$$

$$\text{Миттєве розширення } \zeta = 1,0 \text{ (1шт) } \zeta_5 = 1 \cdot 1 = 1,0$$

3.3.9 Сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 1,0 + 1,0 = 2,0 \quad (3.53)$$

Тоді

$$\Delta P_{\text{м}} = 2 \cdot \frac{999,8 \cdot 0,587^2}{2} \cdot 10^{-3} = 0,344 \text{ ,кПа}$$

3.3.10 Дійсні втрати тиску, кПа , на ділянці подавального трубопровода води на гаряче водопостачання

$$\Delta P_{\text{д}}^i = 0,705 + 0,344 = 1,049 \text{ ,кПа}$$

Розрахунки втрат тиску на інших ділянках трубопроводів (виконуються за аналогічною методикою, результати розрахунків зведено до таблиць 3.4, 3.5, 3.6, 3.7, 3.8;

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Вибір насосів

3.4.1 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

Циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання забезпечують циркуляцію гарячої води у системі, підтримуючи її температуру у точках відбору постійною. Застосування циркуляційних насосів у системах ГВП дозволяє зекономити не менше 10 відсотків енергії, що споживається. Контур рециркуляції включається між першою і другою ступенями теплообмінника гарячого водопостачання.

Насос повинен забезпечити не менше 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП. Максимальна витрата через циркуляційний насос складає 90% від максимальної витрати на ГВП.

3.4.1.1 Розрахункова об'ємна витрата води системи ГВП V_p , м³/год :

$$V_p = \frac{G_{z.v.1} \cdot 3600}{\rho}, \quad (3.54)$$

де $\rho_s = f(t_p = 46^\circ C) = 990 \text{ кг/м}^3$ – густина води.

$$V_p = \frac{0,46 \cdot 3600}{990} = 1,673 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3.4.1.2 Максимальне сумарне значення втрати тиску в системі контуру циркуляції системи гарячого водопостачання $\Delta P_{ГВП}^u$, кПа:

$$\sum \Delta P_{ГВП}^u = \Delta P_\phi + \Delta P_{ep} + \Delta P_{зеп} + \Delta P_{бкпц} + \Delta P_{неp2} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{тр..м} + h, \quad (3.55)$$

де $\Delta P_\phi = 9,81 \text{ кПа}$ (1,0м.вод.ст.) – гідравлічний опір фільтру (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{ep} = 9,81 \text{ кПа}$ (1,0м.вод.ст.) – гідравлічний опір грязьовика (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{зеп} = 0,687 \text{ кПа}$ (0,07м.вод.ст.) – гідравлічний опір зворотного клапану на подачі;

$\Delta P_{бкпц} = 5,366 \text{ кПа}$ (0,547м.вод.ст.) – гідравлічний опір балансувального клапану на циркуляційній лінії;

$\Delta P_{неp2} = 84,0 \text{ кПа}$ – гідравлічний опір 2-ої ступені водопідігрівача;

$\Delta P_{тр..м} = 9,362 \text{ кПа}$ (0,954м.вод.ст.) – гідравлічний опір трубопроводів контуру циркуляції від ЦТП до житлових будинків

$\Delta P_{зк} = 39,24 \text{ кПа}$ (4,00м.вод.ст.) – граничний опір установки захисту від корозії;

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Delta P_{mp} = 2,195$ кПа (0,224м.вод.ст.) – граничний опір трубопроводів контуру циркуляції у межах ЦТП

$h = 49,05$ кПа(5,0м.вод.ст.) – максимальний гідравлічний опір будинкової системи ГВП (дані випробувань).

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_{ГВП}^u &= 9,81 + 9,81 + 0,687 + 5,366 + 84,0 + 9,362 + 39,24 + 2,195 + 49,05 = \\ &= 209,52 \text{ кПа (21,358 м.вод.ст.)} \end{aligned}$$

3.4.1.3 Виходячи з визначеного значення максимальних втрат тиску у системі ГВП та враховуючи необхідний запас по величині тиску величина нагнітання насосу повинна бути не менше ніж на (5,0м.вод.ст)або(49,05 кПа) 258,57 кПа, або (26,36 м.вод.ст.).

3.4.1.4 Кожен із встановлених циркуляційних насосів повинен мати наступні характеристики:

– продуктивність $V_n = 1,673$ м³/ГОД (з урахуванням 10% запасу);

– напір $P_n = 27$ м

Із номенклатурного ряду насосів фірми WILO найбільш оптимальним варіантом є вибір насосу типу МНІ 203.



Рисунок 3.7 – Насос фірми WILO

Характеристика насосу WILO модель МНІ 203:

1. Потужність насосу : $N_n = 0,55$ кВт

2. Подача насосу: $V_n = 5$ м³/год

3. Напір насосу: $P_n = 35$ м

З умови 100 відсоткового резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.1)

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

3.4.2 Вибір циркуляційного насосу системи опалення

В системах водяного опалення потрібна значно менша потужність насосів, ніж у водопровідних системах. Насоси розвивають напір, який повинен подолати гідравлічний опір у замкненому контурі та підняти воду на задану висоту будівлі. Таким чином, циркуляційні насоси розраховують тільки на переміщення води по замкненому кільці трубопроводів місцевої системи опалення.

Для організації схеми із 100-відсотковим резервуванням насосного обладнання самі насоси включені паралельно.

3.4.2.1 Продуктивність циркуляційних насосів

$$Q_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_1^{\text{п}} - t_2^{\text{п}}) \cdot c_w \cdot \rho} \quad (3.56)$$

$Q_o = 2,112$ МВт – загальне максимальне теплове навантаження на опалення;
 $t_{\text{пр.2}}^{\text{п}} = 150$ °С – температура води у прямому трубопроводі системи опалення; $t_{\text{зв.2}}^{\text{п}} = 70$ °С – температура води у зворотному трубопроводі системи опалення;
 $\rho = f(t_{\text{зв.2}}^{\text{п}} = 70^\circ\text{C}) = 977,8$ кг/м³ – густина води.

$$Q_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{2112 \cdot 3600}{(150 - 70) \cdot 4,187 \cdot 977,8} = 23,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

3.4.2.2 Повний напір контуру системи опалення

$$H_{\text{оп}} = H_2 + H'_\phi + H_{\text{р.с}} + H_{\text{ст}} \quad (3.57)$$

де H_2 – втрати тиску у каналах теплообмінного апарату зі сторони води, що нагрівається; H'_ϕ – втрати тиску у фільтрі; $H_{\text{р.с}}$ – втрати тиску у радіаторній системі опалення та трубопроводах; $H_{\text{ст}}$ – геометрична висота підйому рідини.

$$H'_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_2 \cdot g}, \quad (3.58)$$

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

$$H'_2 = \frac{103842}{917 \cdot 9,81} = 11,54 \text{ м. вод. ст.}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ТП 71мп 96 02 ПЗ

Приймаю: $\Delta P_{\phi} = 20$ кПа – максимальний гідравлічний опір фільтра; $\Delta P_{p.c} = 35$ кПа – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів.

Геометрична висота підйому рідини – 27 м.вод.ст.

Звідси:

$$H'_{\phi} = \frac{\Delta P_{\phi}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (3.59)$$

$$H'_{\phi} = \frac{20000}{917 \cdot 9,81} = 2,22 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{p.c.} = \frac{\Delta P_{p.c.}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (3.60)$$

$$H_{p.c.} = \frac{35000}{917 \cdot 9,81} = 3,9 \text{ м. вод. ст.}$$

Повний напір контуру системи опалення відповідно дорівнює:

$$H_{\text{оп}} = 11,54 + 27 + 2,22 + 3,9 = 44,7 \text{ м.вод.ст.}$$

Отже, за напором і подачею ($H_{\text{оп}} = 44,7$ м.вод.ст, $Q_{\text{ц}}^{\text{н}} = 23,2$ м³/год) вибираю насос фірми “WILLO” використовуючи каталог даної фірми :

Модель МНІ 1604

Характеристика даної Моделі насосу WILLO МНІ 1604

1. Потужність насосу : $N_n = 2,5$ кВт

2. Подача насосу: $V_n = 25$ м³/год

3. Напір насосу: $P_n = 45$ м

З умови 100% резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один – робочий, один – резервний)

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.2)

3.4.3 Вибір підживлювальних насосів

Підживлювальний насос підбирається з умови заповнення системи теплоносієм, при цьому він повинен забезпечити підйом теплоносія у саму верхню точку системи. Витрата, що забезпечує насос, повинна забезпечити помірний час заповнення чи доповнення системи

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплоносієм. Підживлювальні насоси працюють при відключених циркуляційних насосах. При закритій системі передбачають не менше двох насосів.

Насоси підживлювальної води системи опалення вибираю за напором та витратою води. Напір насоса згідно з геометричними характеристиками будинків (найвищий будинок має висоту 40 метрів) буде дорівнювати 40 м.вод.ст.

Витрата підживлювальної води на компенсацію витікань води в системі опалення, м³/год

$$V_{\text{підж}} = \frac{0,75}{100} \cdot Q_o \cdot V \quad (3.61)$$

Де Q_o - максимальне навантаження системи опалення ($Q_o=2,112$ МВт)

V – питомий об'єм води в системі опалення, м³/МВт,

За даними [11] при температурному графіку в системі опалення 95/70 °С, та обладнання системи радіаторами висотою 500мм $V = 16,77$ м³/МВт

Тоді:

$$V_{\text{підж}} = \frac{0,75}{100} \cdot 2,112 \cdot 16,77 = 2,65 \text{ м}^3/\text{год}$$

За величинами $V_{\text{підж}} = 2,65$ та напором 40 м.вод.ст вибираю насос фірми WILO модель насосу MVI 205 P з характеристиками:

1. Потужність насосу : $N_n = 0,7$ кВт

2. Подача насосу: $V_n = 2,65$ м³/год

3. Напір насосу: $P_n = 42$ м

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.3)

3.4.4 Вибір насосу холодної води

Підвищуючі насоси холодної води забезпечують підтримку постійного тиску у точках водозабору. Насоси вибирають по витраті води та напору. Напор насосу враховує опір системи та тиск у системі холодної води. Напор підвищувального насосу (орієнтовний) повинен складати

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71мп 96 02 ПЗ

$$H = H_{хол}^{min} - \sum \Delta h_{сист}, \quad (3.62)$$

де $H_{хол}^{min}$ – тиск холодної води, $H_{хол}^{min} = 40$ м.вод.ст ;

$\sum \Delta h_{сист}$ – втрати та опір у системі;

$$\sum \Delta h_{сист} = h_{\phi+ap} - h_T - h_{VB2}, \quad (3.63)$$

де $h_{\phi+ap}$ – втрати тиску на фільтрах, арматурі, тертя у трубопроводах, $h_{\phi+op} = 1,6$

м.вод.ст;

h_T – втрати тиску у теплообмінниках I та II ступеню ГВП,

$h_T = 164,13$ кПа або $16,73$ м.вод.ст;

h_{VB2} – втрати тиску на регулюючому клапані ГВП, , $h_{VB2} = 5,63$ м.вод.ст.;

$$H = 40 - 1,6 - 16,73 - 5,630 = 16,04 \text{ м.вод.ст.}$$

Робочою точкою підвищувального насосу холодної води є

$G_{хол}^{max} = 16,6$ м³/год та $H = 20$ м.вод.ст.

Вибираю насос фірми “WILO” використовуючи каталог даної фірми WILO MVI 1602.

Основні характеристики насосу WILO MVI 1602:

1. Потужність насосу : $N_n = 2,0$ кВт

2. Подача насосу: $V_n = 16,6$ м³/год

3. Напір насосу: $P_i = 25$ м.вод.ст

Основні розміри та характеристики наведені у (Додаток А, рисунок А.4)

3.5 Вибір регулятора перепаду тиску

Для забезпечення надійної роботи обираю регулятор перепаду тиску IVD/IVF.

Застосовуються у системах центрального теплоспоживання та великих системах центрального опалення. Вони прямої дії. Можуть застосовуватися відповідно як регулятори перепаду тиску; як обмежувачі витрати; регулятори для підтримки постійної витрати.

Регулятори перепаду тиску є приладами прямої дії з лінійною характеристикою регулювання та застосовуються у великих системах центрального опалення, централізованого теплоспоживання будівель та промислового теплоспоживання. Регулятор складається з регулювального елемента IVD та односідального клапану IVF/IVFS.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В залежності від положення вузла настроювання регулятор може застосовуватись у наступній якості:

- регулятор перепаду тиску чи обмежувач витрати. Клапан закривається при збільшенні перепаду тиску;
- регулятор для підтримання постійної витрати. Клапан відкривається при збільшенні перепаду тиску.

3.5.1 Різниця тиску, яку необхідно розподілити для погашення між регулятором перепаду тиску та дросельною шайбою складає

$$\Delta P = (P_1 - P_2) - \sum \Delta P, \quad (3.64)$$

$$\text{де,} \quad \sum \Delta P = \Delta P_{ГР} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{ТР.ЛР.} + \Delta P_{ТР} + \Delta P_{ВП} \quad (3.65)$$

P_1 – тиск у подаючому трубопроводі, $P_1 = 78$ м.вод.ст.;

P_2 – тиск у обратному трубопроводі, $P_2 = 48$ м.вод.ст.;

$\Delta P_{ГР} = 1,0$ м.вод.ст- гідравлічний опір грязьовика на ввіді ЦТП (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{\phi} = 1,0$ м.вод.ст- гідравлічний опір фільтру (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{ТР.ЛР.} = 0,82$ м.вод.ст- гідравлічний опір трубопроводів приєднання регуляторів у системі ГВП

$\Delta P_{ТР} = 1,16$ м.вод.ст- гідравлічний опір трубопроводів контуру, що нагріває у системі ГВП

$\Delta P_{ВП} = 8,0$ м.вод.ст- гідравлічний опір водопідігрівача (див.розрахунок водопідігрівача)

$$\Delta P = (78 - 48) - (1,0 + 1,0 + 0,82 + 1,16 + 8,0) = 8,02 \text{ м.вод.ст.}$$

З номенклатурного ряду регуляторів фірми «LDM» вибраний регулятор перепаду тиску типу RD 122 D/F з наступними технічними характеристиками:

- $D_y = 50$;
- $K_{vs} = 32,0$;
- діапазон регулювання 0,4 - 2,2 бар;

Всі елементи регулятора розраховані а граничні параметри тиску та температури: 16,0 бар ($P_y = 16$), $t = 150$ °C.

3.5.2 Втрата тиску у регуляторі перепаду тиску (у відкритому положенні):

$$\Delta P_{РПТ} = \left(\frac{G_{мо(ГВП)}}{K_{vs}} \right)^2 \cdot 10; \quad (3.66)$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Де $G_{mo(ГВП)}$ – розрахункова об’ємна витрата мережної води із подавального трубопровода у систему ГВП, через регулятор перепаду тиску та регулятор температури, м³/год:

$$G_{mo(ГВП)} = \left(\frac{G_{м.6}^{II}}{\gamma_{(150)}} \right); \quad (3.67)$$

Де, $\gamma_{(150)} = 0,9169 \text{ т/м}^3$ – щільність води при температурі 150 °С.

$$G_{mo(ГВП)} = \left(\frac{13,58}{0,9169} \right) = 14,81 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$\Delta P_{PII} = \left(\frac{14,81}{32,0} \right)^2 \cdot 10 = 2,142 \text{ м.вод.ст.}$$

З номенклатурного ряду регуляторів фірми «Siemens» вибраний регулятор температури з клапаном VVF40.65 та електроприводом SKD32.21 (з пружиною повернення у положення закрито):

- $D_y = 65$;

- $K_{vs} = 49,0$;

Всі елементи регулятора розраховані а граничні параметри тиску та температури: 16,0 бар ($P_y = 16$), $t = 150$ °С.

3.5.3 Втрати тиску у регуляторі температури (у відкритому положенні) визначається:

$$\Delta P_{PT} = \left(\frac{G_{mo(ГВП)}}{K_{vs}} \right)^2 \cdot 10 = \left(\frac{13,58}{49} \right)^2 \cdot 10 = 0,768 \text{ м.вод.ст.} \quad (3.68)$$

3.5.4 Значення величини перепаду тиску,що встановлюється за допомогою регулятора:

$$\Delta P_{BCT} = \Delta P_{PT} + \Delta P_{TP.MP} \quad (3.69)$$

Де, $\Delta P_{TP.MP} = 0,206$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у трубопроводі між регуляторами

$$\Delta P_{BCT} = 0,768 + 0,206 = 0,974 \text{ м.вод.ст.}$$

Так як діапазон регулювання регулятора перепаду тиску знаходиться у межах 4,0 - 22,0 м.вод.ст. ,то можливе встановлення значення величини ΔP_{BCT} . Для більш комфортного режиму роботи регулятора перепаду тиску бажано встановлювати технологічну дросельну діафрагму $D_y = 65$, $D_{штг} = 30,6 \text{ мм}$ (для $\Delta P = 5$ м.вод.ст.)

3.5.5. Перевірка регуляторів на предмет можливості виникнення ефекту «кавітації».

																				Арк.	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																	

Для попередження кавітації в регулюючих органах регуляторів необхідно виконання наступних умов:

1. Для регулятора перепаду тиску:

$$Z \cdot (P_1 - P_H - \Sigma \Delta P) > \Delta P_{PII} \quad (3.70)$$

Де,

$Z = 0,6$ – коефіцієнт початку кавітації (із технічних характеристик регулятора);

$P_1 = 78,0$ м.вод.ст. – абсолютне значення тиску у подавальному мережному трубопроводі на ввіді у ЦТП;

$P_H = 50,0$ м.вод.ст. – абсолютне значення тиску насичення при температурі води 150°C ;

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{ГР} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{ГР} = 1,0 + 1,0 + 1,16 = 3,16 \text{ м.вод.ст} \quad (3.71)$$

Підставляємо все у рівняння (5.18)

$$0,6 \cdot (78,0 - 50,0 - 3,16) = 14,9 > 2,142$$

умова виконується.

2. Для регулятора температури:

$$Z \cdot (P_1 - P_H - \Sigma \Delta P - \Delta P_{PII}) > \Delta P_{PTT} \quad (3.72)$$

Де,

$Z = 0,6$ – коефіцієнт початку кавітації (із технічних характеристик регулятора);

$P_1 = 78,0$ м.вод.ст. – абсолютне значення тиску у подавальному мережному трубопроводі на ввіді у ЦТП;

$P_H = 50,0$ м.вод.ст. – абсолютне значення тиску насичення при температурі води 150°C ;

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{ГР} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{ГР} + \Delta P_{ГР.МР} = 1,0 + 1,0 + 1,16 + 0,206 = 3,366 \text{ м.вод.ст.} \quad (3.73)$$

$\Delta P_{PTT} = 0,768$ м.вод.ст. – із розрахунку вище;

$\Delta P_{PII} = 2,142$ м.вод.ст. – із розрахунку вище.

Підставивши значення у рівняння (5.20) отримаємо:

$$0,6 \cdot (78 - 50 - 3,366 - 2,142) = 13,495 > 0,768$$

умова виконується, таким чином, вибрані регулятори перепаду тиску типу RD122 D/F ($D_y 50$; $K_{VS}=32$; діапазон регулювання: 0,4-2,2 бар; $P_y 16$; $t=150^\circ\text{C}$) та регулятор температури з клапаном VVF40.65 ($D_y 65$; $K_{VS}=49$; діапазон $P_y 16$; $t=150^\circ\text{C}$) з електрориводом SKD 32.21 відповідають всім технічним та технологічним вимогам.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.6 Розрахунок дросельних шайб

3.6.1 Розрахунок дросельної шайби для системи ГВП :

Діаметр отвору шайби, мм:

$$d_{ш}^{ГВП} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,81 G_{м.в}^{II 2}}{\Delta P}}, \quad (3.74)$$

де $G_{м.в}^{II}$ – розрахункова витрата мережної води в системі ГВП, $G_{м.в}^{II} = 13,58$ т/год;

$$\Delta P = (P1 - P2) - \Delta P_{ТР} - \Delta P_{ВП} - \Delta P_{ТРПР} - \Delta P_{РПГ} - \Delta P_{РТГ}, \quad (3.75)$$

де $P1 = 78$ м.вод.ст. – розрахунковий тиск мережної води у подавальному трубопроводі;

$P2 = 48$ м.вод.ст. – розрахунковий тиск у зворотному мережному трубопроводі;

$\Delta P_{ТР} = 3,16$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску на грязовику, арматурі та трубопроводах;

$\Delta P_{ВП} = 8,0$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у водопідігрівачі;

$\Delta P_{ТР.ПР} = 0,82$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у трубопроводах приєднання регуляторів;

$\Delta P_{РПГ} = 2,142$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у регуляторі перепаду тиску;

$\Delta P_{РТГ} = 0,768$ м.вод.ст. – розрахункова втрата тиску у регуляторі температури;

Підставивши у рівняння (3.75) отримаємо:

$$\Delta P = (78 - 48) - 3,16 - 8,0 - 0,82 - 2,142 - 0,768 = 15,11 \text{ м.вод.ст.}$$

тоді

$$d_{ш}^{ГВП} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{13,58^2 \cdot 9,81}{15,11}} = 33 \text{ Мм}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

3.7 Вибір фільтрів

3.7.1 Підбираю фільтри для системи опалення, ГВП, для трубопроводу холодної води, компанії DINANSY по діаметру трубопроводу системи опалення (Ду = 200 мм), для циркуляційного трубопроводу системи ГВП (Ду = 80 мм), для трубопроводу холодної води (Ду = 100 мм),

Модель фільтра Lattice ST-01/F (сітчатий з дренажною пробкою). Робоче середовище: гаряча та холодна вода, пар, хімічні нейтральні рідини.

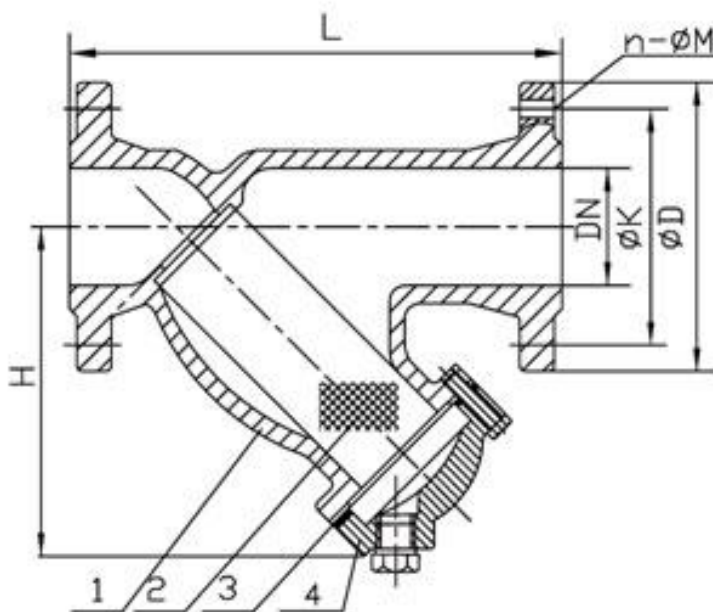


Рисунок 3.8 - Фільтр Lattice ST-01/F

Корпус (1) та кришка (4) виконаний з чугуну, сітка (2) з нержавіючої сталі, прокладка (3) з графітового волокна.

З'єднання: фланцеве PN16

Розмір чарунок сітки (серія 2010 року) Ду80-300 – 1,5мм

Робоча температура (-15⁰С-+180⁰С)

Таблиця 3.9 - Габаритні розміри фільтрів

Ду	L	H	D	K	n	M	Вага,кг
80	310	215	200	160	8	18	22,2
100	350	235	220	180	8	18	32,1
150	480	320	285	240	8	23	63
200	600	405	340	295	12	23	169,0

3.8 Вибір грязьовиків

Грязьовик слугує для очищення води від твердих частинок, таких як : бруд, пісок, металічна стружка. У тепловому пункті їх встановлено на подавальному трубопроводі теплової мережі, на трубопроводі заповнення, на поворотному трубопроводі системи опалення, на трубопроводі холодної води, та на поворотному (циркуляційному) трубопроводі системи гарячого водопостачання для захисту системи опалення та теплообмінника ГВП від забруднення та псування.

Виготовляють їх із сталевих труби, діаметр корпусу у 3 рази перевищує діаметр вхідного патрубку, що дозволяє зменшити швидкість води у корпусі грязьовика, задля кращого осадження частинок бруду чи піску.

Зверху корпусу є кран для випуску повітря, а знизу пробка для зпуску бруду.

3.8.1 Вибираю:

Грязьовик Ду80 (2шт), для циркуляційного трубопроводу.

Грязьовик Ду100 (1шт), для трубопроводу холодної води.

Грязьовик Ду150 (1шт), для поворотного трубопроводу системи опалення та трубопроводу заповнення.

Грязьовик Ду200 (1шт), для подавального трубопроводу теплової мережі

У комплекті до грязьовика йдуть:

Вентиль дренажний Ду20.

Вентиль для випуску повітря Ду15.

Комплектуючі для приєднання

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічні характеристики грязьовиків:

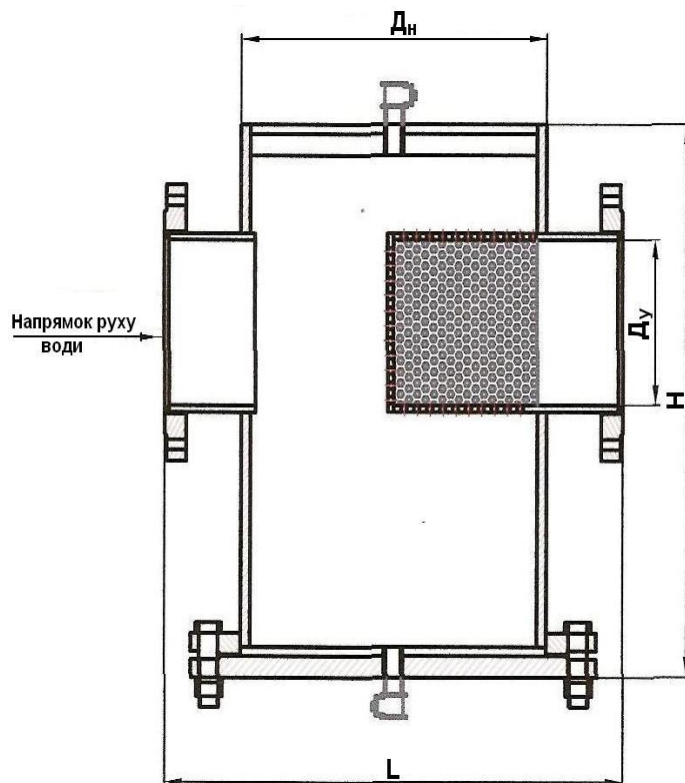


Рисунок 3.9 - Грязьовик

Таблиця 3.10 - Габаритні розміри вибраних грязьовиків

Ду, мм	Дн, мм	L, мм	H, мм	Рy, МПа	Вага, кг
80	219	419	500	1,6	52,4
100	273	473	500	1,6	79,9
150	325	526	700	1,6	128
200	426	626	700	1,6	222,4

3.9 Вибір запірної арматури

3.9.1 На подавальному та поворотному трубопроводах теплової мережі вибираю та встановлюю сталеві кулясті крани фірми Вексве Тип 103 з фланцевим з'єднанням D_y200 , характеристики наведені нижче.

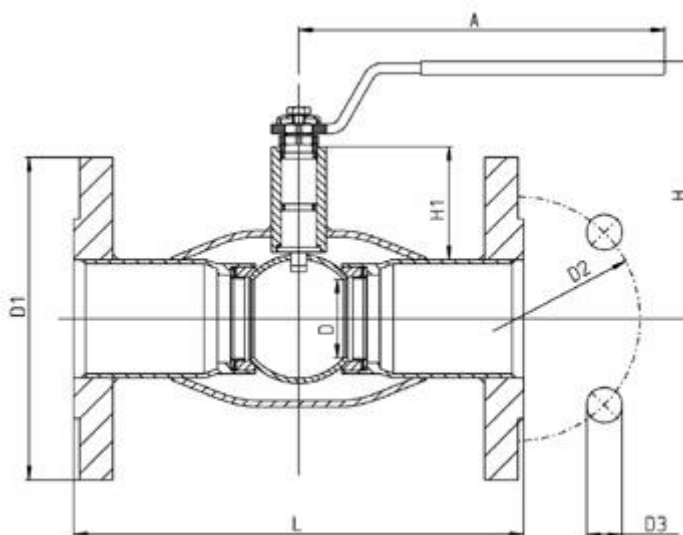


Рисунок 3.10 - Сталевий кульовий кран тип 103 Вексве

Таблиця 3.11 - Габаритні розміри сталевого кулястого крану Вексве тип103

D_y , мм	D, мм	D1, мм	D2, мм	D3, мм	H, мм	H, мм	A, мм	L, мм	Отв. Шт.	K_v	Вага, кг
200	150	340	295	22	260	92	900	400	12	1750	58

3.9.2 Відповідно до діаметра трубопроводів у межах ЦТП було вибрано таку запірну арматуру фірми Brandoni:

D_y50 кількість 2 шт.

D_y65 кількість 1 шт.

D_y80 кількість 10 шт.

D_y100 кількість 4 шт.

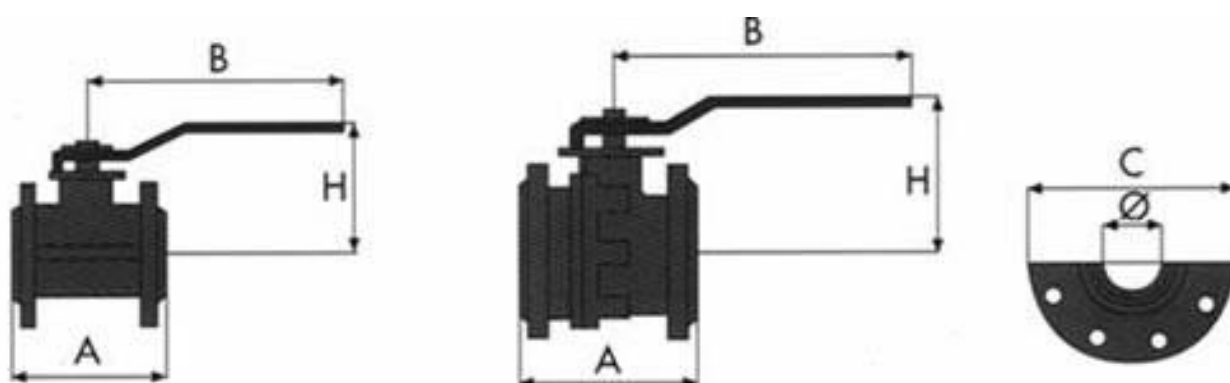
D_y150 кількість 12шт.

D_y200 кількість 1 шт.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							



Рисунок 3.11 - Кульовий кран з чавунним корпусом фірми Brandoni



Таблиця 3.12 - Габаритні розміри чавунного кульового крану фірми Brandoni

Ду, мм	50	65	80	100	150	200
О, мм	50	63	76	95	145	190
А, мм	150	170	180	190	210	400
В, мм	220	284	284	360	560	1000
С, мм	165	185	200	220	285	340
Н, мм	125	152	166	180	242	320
Обертovий момент, Нм	20	40	70	100	250	600
Вага, кг	9	12,2	15,5	20	38,5	93

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ				

3.10 Вибір зворотного клапану

Вибрано та встановлено 2 зворотніх клапана D_y80 після циркуляційних насосів системи гарячого водопостачання, 1 зворотній клапан D_y100 на трубопровід холодної води, та 1 зворотній клапан D_y150 на поворотний трубопровід системи опалення, фірма виробник Zetkama , модель 287

Вони забезпечують довготривалий строк слугування ,прості в експлуатації, дозволяють монтаж у будь якому положенні ,дуже незначні втрати напору, герметичні за рахунок підбору якісних матеріалів та якості виготовлення.

Номінальний тиск: $P_y1,6$ МПа

Максимальна робоча температура: 300 °С

Тип з'єднання: фланцеве.

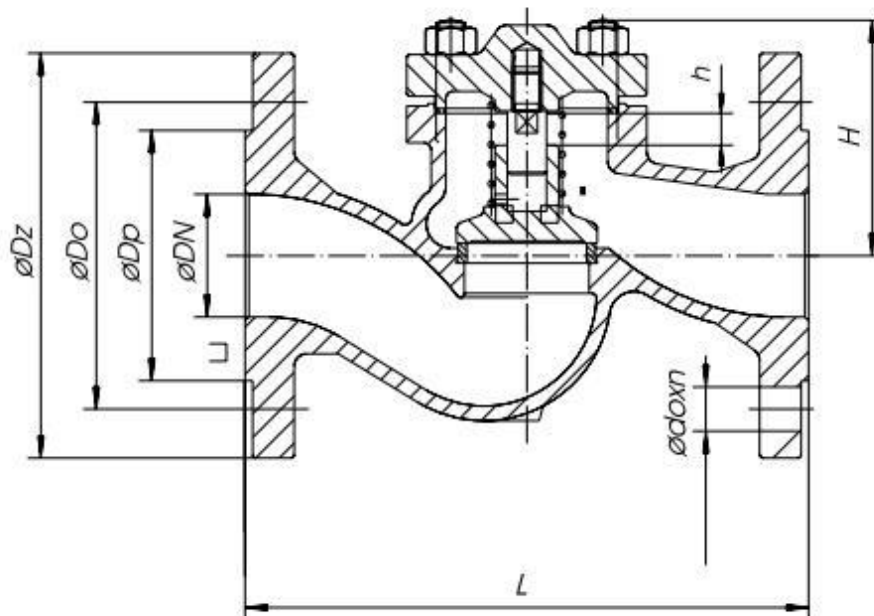


Рисунок 3.12 - Зворотній клапан Zetkama модель 287

Таблиця 3.13 - Габаритні розміри моделі 287 зворотній клапан

DN,мм	Dp,мм	Do,мм	Dz,мм	n x d _o , мм	L,мм	h,мм	H,мм	Вага, кг
80	132	160	200	8 x 19	310	21	124	20
100	156	180	220	8 x 19	350	25	161	29
150	211	240	285	8 x 23	480	38	197	66

					ТП 71мп 96 02 ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

3.11 Вибір антикорозійної установки

Протикорозійна електролізерна установка типу ПКЄУ «Деоксиген» слугує для захисту труб системи гарячого водопостачання від корозії шляхом зменшення концентрації розчиненого кисню, агресивної вуглекислоти, зростання рН та утворення осаду та відкладень на поверхнях трубопроводів. Проектом передбачено вибір та встановлення двох установок типу ПКЄУ «Деоксиген 1/15» продуктивністю 15 м³/год, для забезпечення очищення гарячої води на систему ГВП трьох будинків, кожна з установок споживає 24 Вт, температура води що оброблюється може становити 80 °С, коефіцієнт захисної дії не менше 2, діаметр патрубку 100 мм

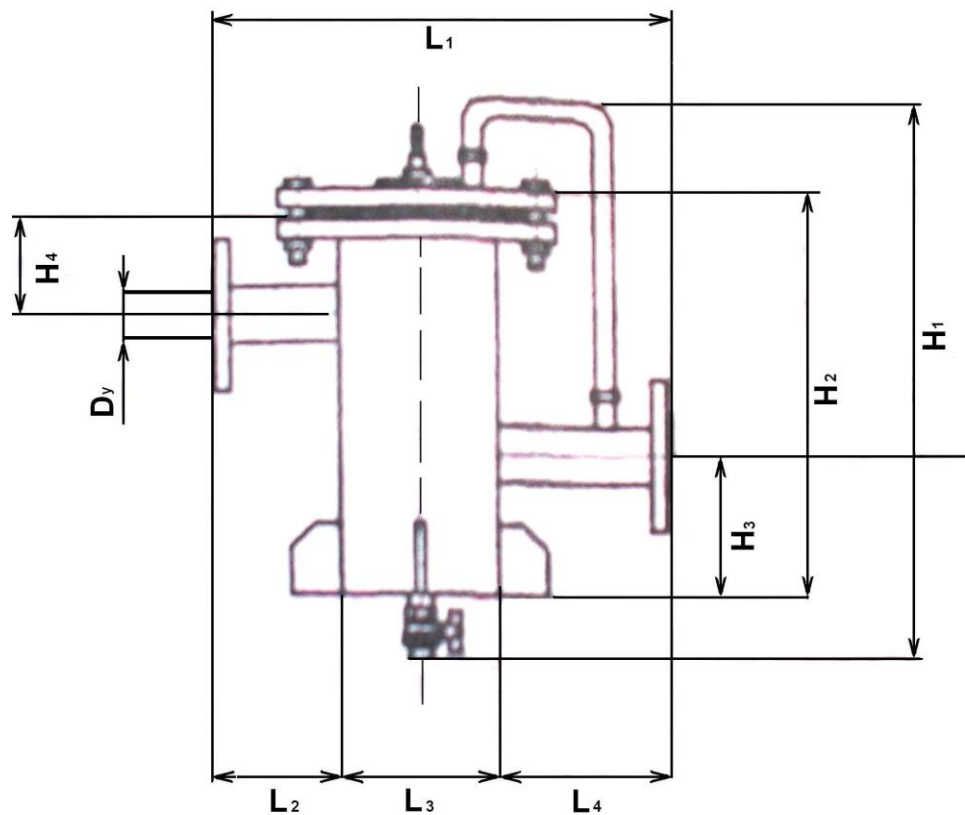


Рисунок 3.13 - Протикорозійна електролізерна установка типу ПКЄУ «Деоксиген»

Таблиця 3.14 - Габаритні розміри установки типу ПКЄУ «Деоксиген 1/15»

D _y	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄
100	790	965	325	130	509	150	159	200

3.11 Висновки з розділу 3

В цьому розділі був складений опис теплової схеми, принцип її роботи. Був проведений розрахунок водонагрівальної установки гарячого водопостачання.

Пораховані теплові та гідравлічні розрахунки для 1-го та 2-го ступеня водопідігрівача. Площа нагрівальної поверхні для 1-го ступеня складає 22,2 м², а для 2го – 42,5 м².

Зроблений вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту.

Здійснений вибір насосів. Здійснено вибір фільтрів , грязьовиків , зворотних клапанів, запірної арматури що встановлені на трубопроводах у тепловому пункті відповідно до розробленої теплової схеми.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ЗОВНІШНІ ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ

Основний нормативний документ для будівництва теплових мереж – ДБНВ 2.5 – 39:3008.

У населених пунктах для теплових мереж передбачається, як правило, підземна прокладка (безканальна, у каналах чи у міських та внутрішньо квартальних тунелях чи футлярах).

У безканальних прокладках трубопроводи працюють у більш важких умовах, чим у при канальній прокладці, так як вони сприймають додаткове навантаження ґрунту та при незадовільному захисті від вологи пошкоджуються зовнішньою корозією. У зв'язку з цим безканальні прокладки рекомендується застосовувати при температурі теплоносія до 180°C.

Для зменшення можливості корозійного пошкодження трубопроводів теплових мереж застосовуються попередньо ізольовані труби.

Попередньо ізольована труба складається з провідної труби, яка розташована концентрично з поліетиленової труби. Простір між провідною та захисною трубою заповнений поліуретановою піною. За рахунок з'єднання пінки з провідною та поліетиленовою трубою, така попередньо ізольована труба є єдиною монолітною системою.

Для провідних труб можуть використовуватися труби сталеві, полімерні та ін. В основному використовують сталеві труби („чорні”, оцинковані, емальовані).

В якості теплоізоляційного матеріалу використовується пінополіуретанова пінка з показниками згідно вимог ДСТУ 34-204-88-002-98. Світлові екологічні організації рекомендують обмеження вживання фреону в промисловості, враховуючи екологічні проблеми (знищення озонового шару). Тому як спінювач застосовується вільна від фреону пінка, в якій використовується CO₂.

Властивості пінополіуретану пінки наступні:

- густина серцевини теплоізоляційного шару в радіальному напрямку < 60 гк/м³;
- загальна густина < 80 кг/м³;
- водопоглинання > 10% від маси;
- кількість закритих комірок < 88%;
- стійкість до стиску < 0,3 МПа;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{50} \leq 0,035 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$.

Поліетиленова труба (захисна оболонка).

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71мп 96 02 ПЗ

Маса труб визначена при $\rho = 945 \text{ кг/м}^3$.

Властивості матеріалу:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,43 \text{ Вт/м}\cdot^{\circ}\text{С}$.

Попередньо ізольовані труби застосовуються для транспортування теплоносія з наступними робочими параметрами:

- максимальна робоча температура довготривала $t_{p,\text{max}} = 140^{\circ}\text{С}$;
- максимальна допустима робоча температура короткотривала (протягом 10 діб сумарно) за рік $= [t_{p,\text{max}}] 150^{\circ}\text{С}$;
- умовний тиск $P_y = 1,6 \text{ МПа}$.

Вхід і вихід через фундамент будівлі виконується у гільзах на відмітці землі підвалу і з встановленням подушки та ковзкої опори. Подавальний трубопровід укладається по праву сторону по ходу теплоносія від джерела теплоти, а поворотний – зліва. Уквітн трубопроводів незалежно від напрямлення руху теплоносія та способу прокладки повинен бути не менше 0,002.

Теплові камери

Камери встановлюються по трасі підземних трубопроводів для розміщення у них засувок, сальникових компенсаторів, нерухомих опор, дренажних та повітряних пристроїв, вимірювальних приладів. Відстані між камерами зазвичай приймають рівними відстаням між нерухомими опорами.

Внутрішні габарити камер залежать від кількості та діаметра труб, розмірів обладнання. Висота камер приймається не менше 2 м. Для обслуговування арматури і обладнання передбачаються вільні проходи, відстані від стін та між обладнанням приймаються по нормам проектування.

Спуск у камери здійснюється через вхідні та аварійні люки по скобам, що зароблені у стіни, або по драбинам. Конструкції та кількість люків повинні забезпечувати безпечний вихід у будь – яких аварійних ситуаціях та вилучення обладнання з камер. Для вилучення крупногабаритного обладнання, що не проходить через звичайні люки, встановлюють монтажні люки та прорізи. При необхідності споруджують крупні камери павільйонного типу з встановленням у них вантажопідймальних механізмів. Дно камер та прорізів виконують з нахилом 0,02 у сторону водозбірного напрямку. Камери виконують з цегли, збірних плит, об’ємних елементів чи монолітного залізобетону типових розмірів. У місцях розходження теплових мереж до невеликої будівлі теплові камери можуть бути виконані у вигляді оглядових колодязів з круглих збірних залізобетонних кілець типових розмірів.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71мп 96 02 ПЗ

Розглянемо частину трубопроводу від приміщення ЦТП до теплової камери ТК 532А/3-3 (Рисунок 4.1)

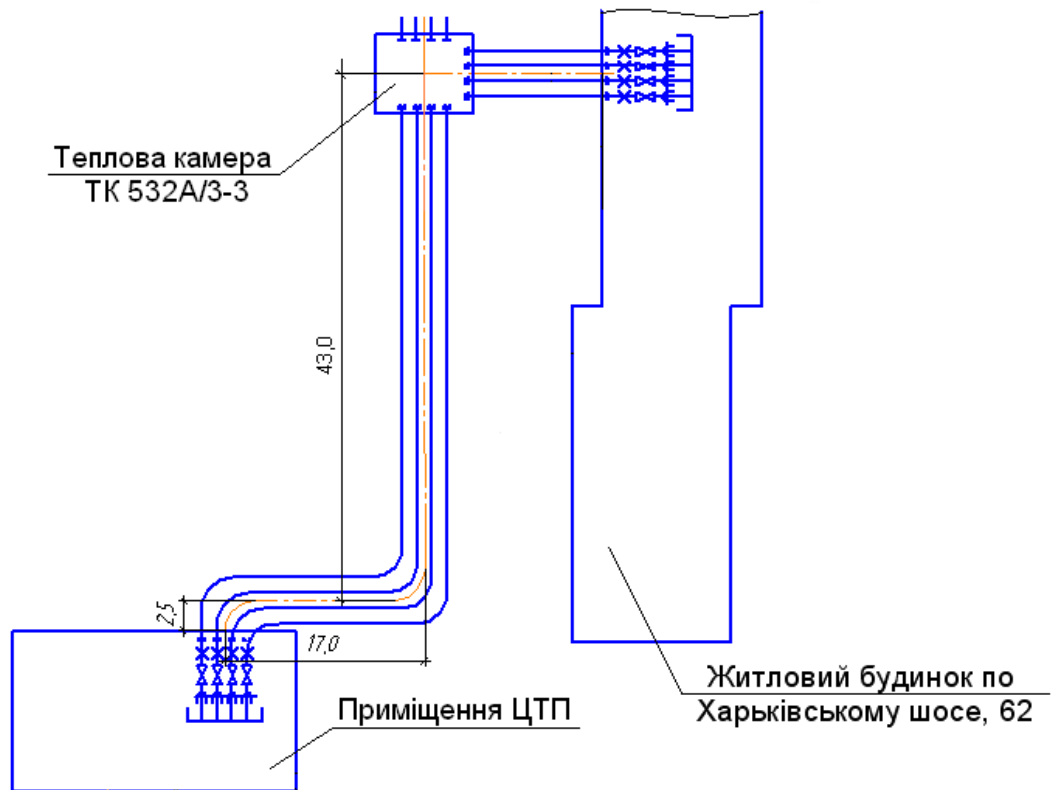


Рисунок 4.1 - Розташування трубопроводів від центрального теплового пункту до теплової камери ТК 532А/3-3.

4.1 Вибір діаметрів трубопроводів зовнішньої теплової мережі

4.1.1 Витрата гарячої води на житловий будинок по вул. Харківське шосе 62 становить:

$$G_{ГВП}^{62} = G_{ГВП} \cdot \frac{154}{404}, \quad (4.1)$$

Де 154 – загальна кількість квартир у будинку,

404 – загальна кількість квартир що обслуговуються ЦТП.

$$G_{ГВП}^{62} = 20,22 \cdot \frac{154}{404} = 7,7 \text{ м}^3/\text{год} \text{ або } 2,14 \text{ кг/с}$$

4.1.2 Діаметр подавального трубопроводу ГВП визначаю з рівняння суцільності

$$d_{вн} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{G_{ГВП}^{62}}{\rho \omega_g}}, \quad (4.2)$$

де ω_g - швидкість гарячої води у трубопроводі, приймаю $\omega = 0,4 \text{ м/с}$

ρ_g - густина води, $\rho_g = 983,2 \text{ кг/м}^3$, при температурі гарячої води $t = 60 \text{ }^\circ\text{C}$,

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71мп 96 02 ПЗ

$G_{ГВП}^{62}$ - масова витрата води кг/с,

$$d_{вн} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{2,14}{983,2 \cdot 0,4}} = 0,081 \text{ м}$$

приймаю діаметр $D_y = 0,09 \text{ м}$

уточнюю швидкість води:

$$\omega_в = \frac{4 \cdot G_{ГВП}^{62}}{\rho \cdot \pi \cdot D_y^2} = \frac{2,14}{983,2 \cdot 3,14 \cdot 0,09^2} = 0,34 \text{ м/с} \quad (4.3)$$

4.2 Гідрравлічний розрахунок подавального трубопроводу ГВП

4.2.1 Визначаю дійсні втрати тиску ΔP , кПа , на ділянці теплової мережі від теплового пункту до теплової камери для подавального трубопровода гарячої води [4]:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{лін}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}}, \quad (4.4)$$

де $\Delta P_{\text{лін}}$ – лінійні втрати тиску, Па;

$\Delta P_{\text{м}}$ – місцеві втрати тиску, Па;

4.2.2 Лінійні втрати тиску (втрати тиску по довжині) $\Delta P_{\text{л}}$, кПа :

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega_в^2 \cdot \rho_в}{2} \cdot l, \quad (4.5)$$

де λ – коефіцієнт гідрравлічного тертя;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, $d = 0,09 \text{ м}$;

$\omega_в$ – швидкість води в трубопроводі, $\omega_в = 0,34 \text{ м/с}$;

l – довжина даної ділянки трубопроводу, 63 м ;

ρ – густина води при температурі $t = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, $\rho_в = 983,2 \text{ кг/м}^3$;

4.2.3 коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{K_e}{d_{\text{екв}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (4.6)$$

Де K_e - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб, для сталевих труб $K_e = 0,2 \text{ мм}$:

4.2.4 Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_в \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (4.7)$$

Де ν - кінематична в'язкість води, $\text{м}^2/\text{с}$ при температурі води $t = 60 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$\nu = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ТП 71мп 96 02 ПЗ

$$Re = \frac{0,342 \cdot 0,9}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 643933$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2}{90} + \frac{68}{643933} \right)^{0,25} = 0,024,$$

Тоді:

$$\Delta P_x = \frac{0,024}{0,09} \cdot \frac{0,34^2 \cdot 983,2}{2} \cdot 63 \cdot 10^{-3} = 0,955 \text{ ,кПа}$$

4.2.5 Місцеві втрати тиску, $\Delta P_m, Па$:

$$\Delta P_m = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_6 \cdot \omega_6^2}{2}, \quad (4.8)$$

Де $\sum \zeta$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя.

4.2.6 Коефіцієнти місцевих опорів (ділянка ЦТП-ТК 532А/3-3)

$$\text{Вентиль } \zeta = 1,0, (2\text{шт}) \quad \zeta_1 = 1 \cdot 2 = 2$$

$$\text{Компенсатор } \zeta = 1,5, (1\text{шт}) \quad \zeta_2 = 1 \cdot 1,5 = 1,5$$

$$\text{Відводи на } 90^\circ \quad \zeta = 1,0, (2\text{шт}) \quad \zeta_3 = 2 \cdot 1,0 = 2,0$$

$$\text{Миттєве звуження } \zeta = 0,5 (1\text{шт}) \quad \zeta_4 = 1 \cdot 0,5 = 0,5$$

$$\text{Миттєве розширення } \zeta = 1,0 (1\text{шт}) \quad \zeta_5 = 1 \cdot 1 = 1,0$$

4.2.7 Сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5 = 2,0 + 1,5 + 2,0 + 0,5 + 1,0 = 7 \quad (4.9)$$

Тоді

$$\Delta P_m = 7 \cdot \frac{983,2 \cdot 0,34^2}{2} \cdot 10^{-3} = 0,398 \text{ ,кПа}$$

4.2.8 Дійсні втрати тиску, $\kappaПа$, на ділянці подавального трубопровода води на гаряче водопостачання:

$$\Delta P_o^i = 0,955 + 0,398 = 1,353 \text{ ,кПа}$$

Розрахунки діаметрів трубопроводів та гідравлічні розрахунки трубопроводів (див. Рисунок 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7) виконуються за аналогічною методикою, результати розрахунків зведено до таблиць 4.1, 4.2.

						ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

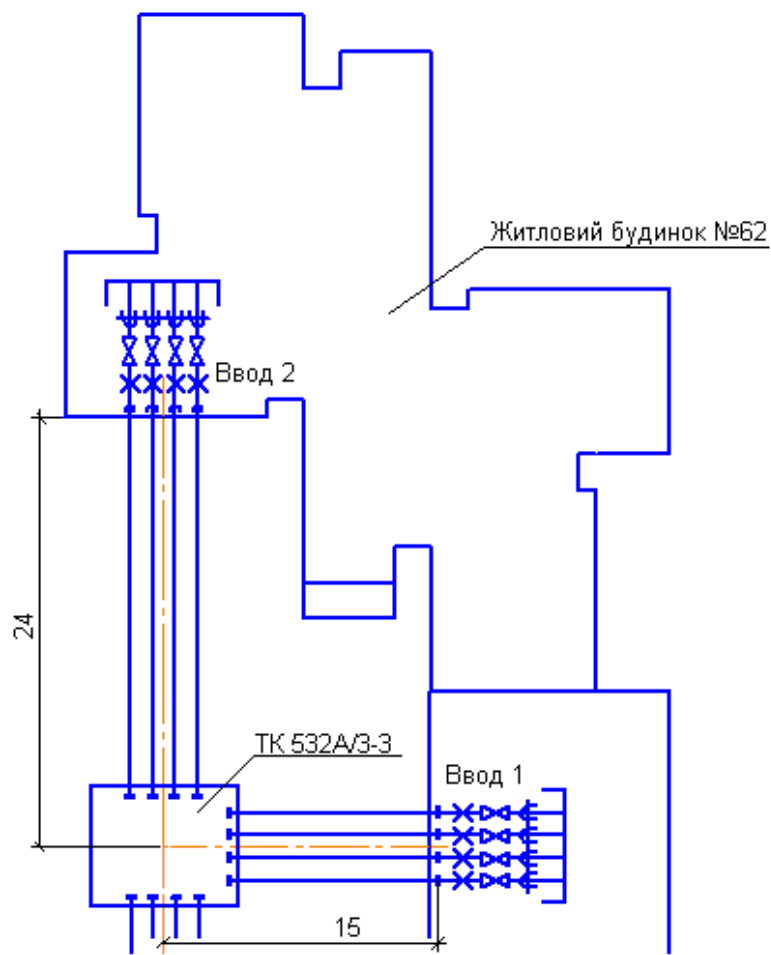


Рисунок 4.2 - Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 532А/3-3 до жилого будинку №62 (ввід 1, ввід 2)

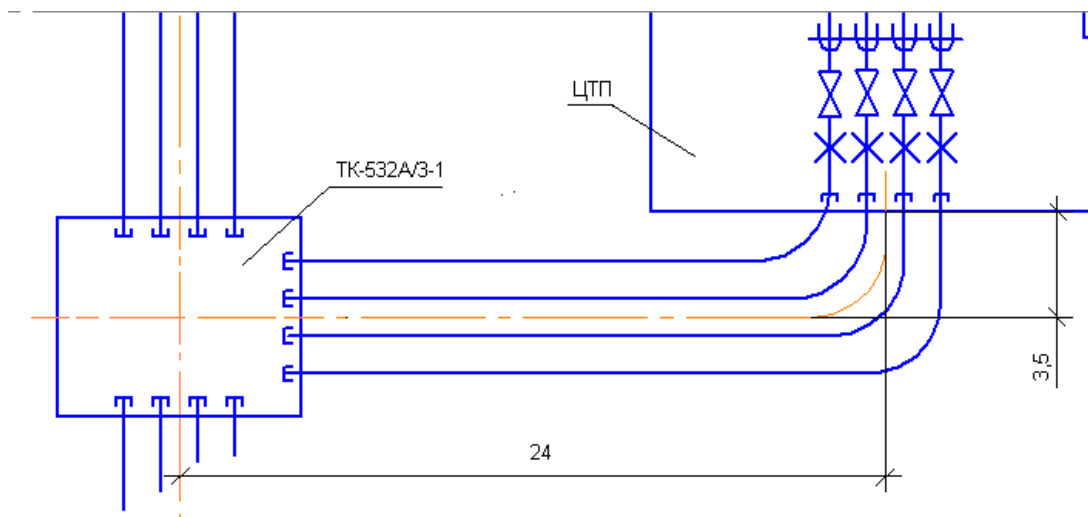


Рисунок 4.3 - Ділянка трубопроводу від ЦТП до теплової камери ТК 532А/3-1

					ТП 71мп 96 02 ПЗ			Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

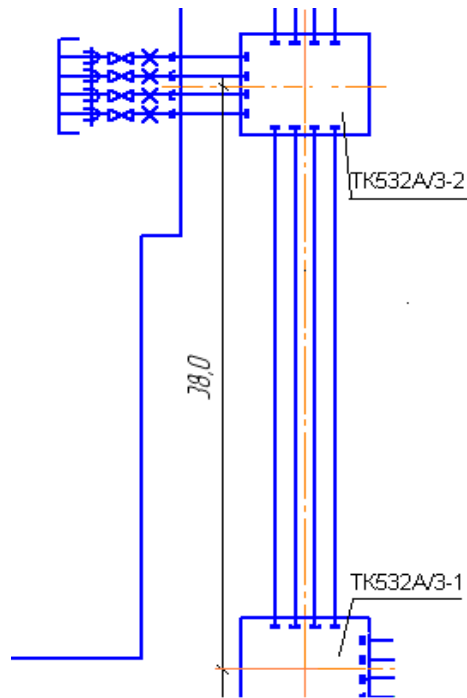


Рисунок 4.4- Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 532A/3-1 до теплової камери ТК 532A/3-2

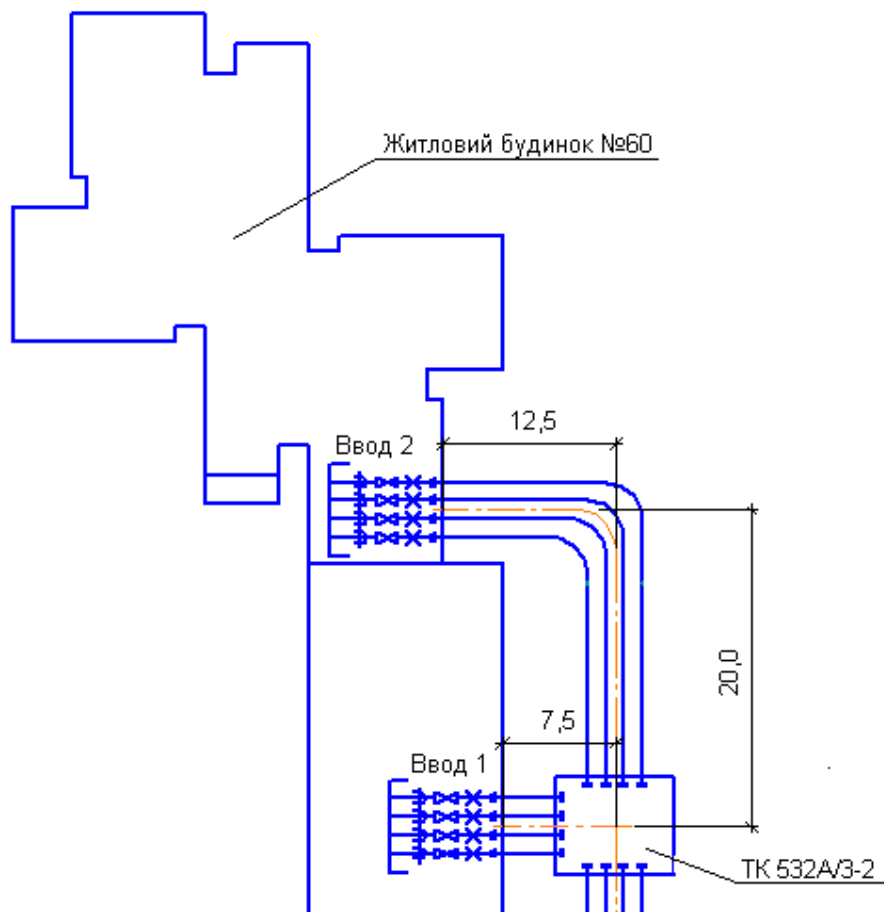


Рисунок 4.5 - Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 532A/3-2 до житлового будинку №60 (ввід 1, ввід 2)

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

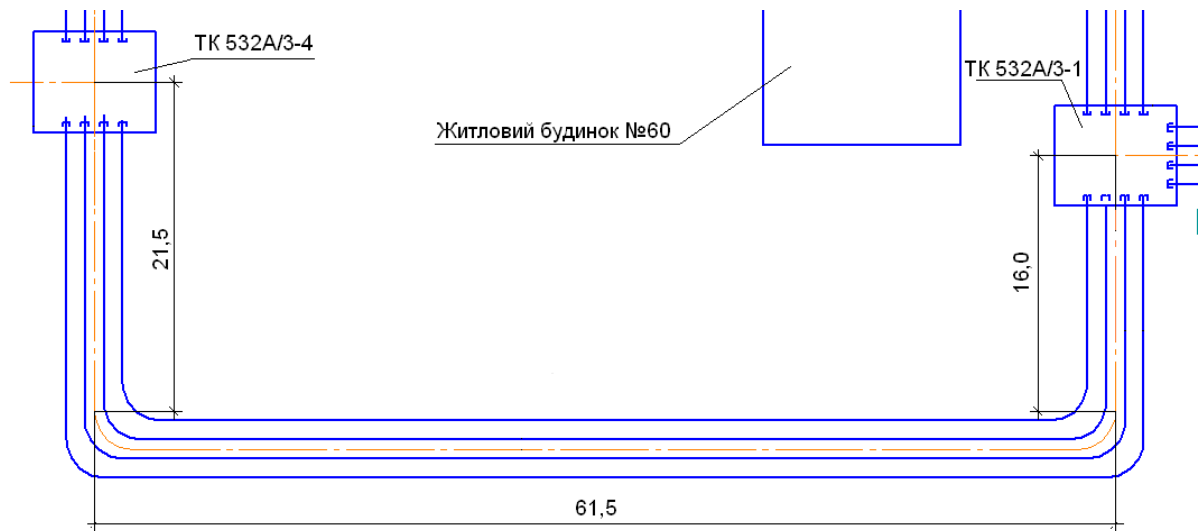


Рисунок 4.6- Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 532А/3-1 до теплової камери ТК 532А/3-4

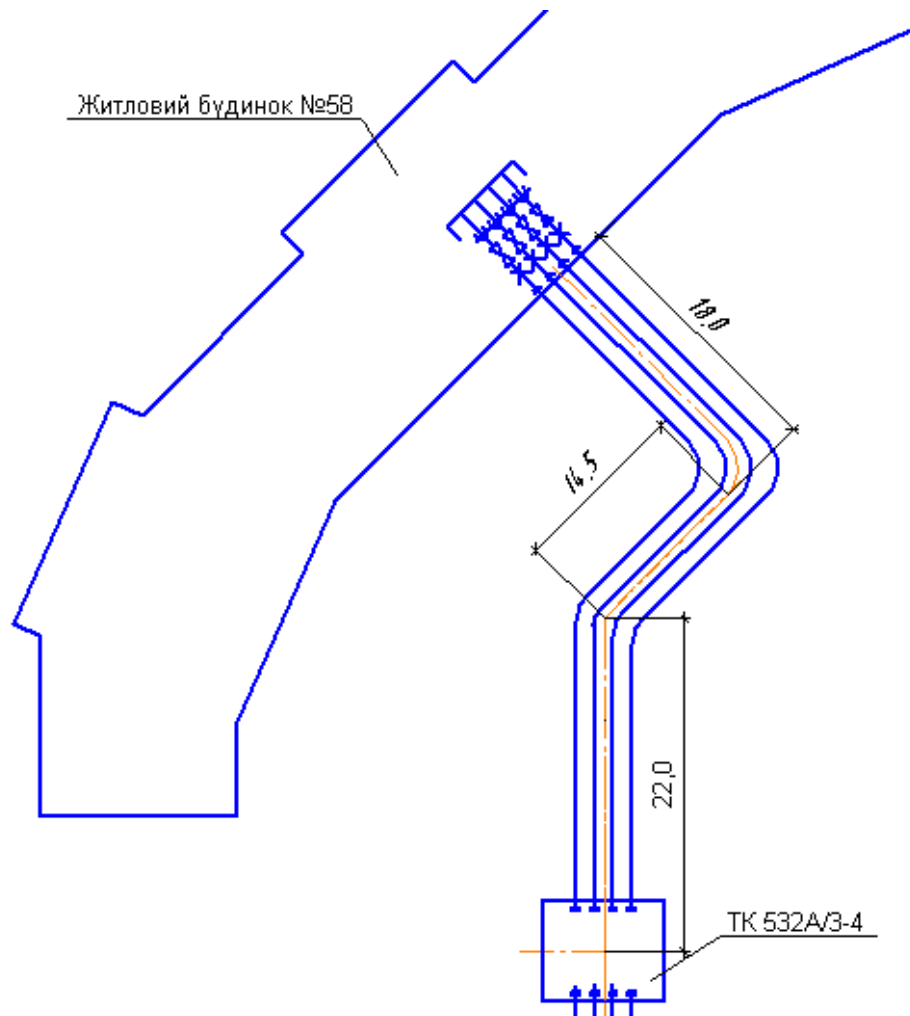


Рисунок 4.7 - Ділянка трубопроводів від теплової камери ТК 532А/3-4 до житлового будинку №58

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ					

4.3 Висновки з розділу 4

Був здійснений вибір діаметрів трубопроводів зовнішньої теплової мережі. А також був проведений гідравлічний розрахунок подавального трубопроводу ГВП. Були визначені місцеві втрати тиску, дійсні втрати тиску. На рисунках зображені ділянки трубопроводів, які розраховувались.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 АВТОМАТИЗАЦІЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

Загальні положення

Системи теплопостачання представляють собою складний комплекс, тому ручне управління такими системами дуже складне, крім того, при ручному регулюванні необхідна більша кількість персоналу.

Застосування автоматики у системах теплопостачання дозволяє зменшити кількість обслуговуючого персоналу, покращити теплові процеси, збільшити їх економічність та ККД, призводить до стабільності та ритмічної роботи у системах.

У даному проекті застосовуються прилади та регулятори, які серійно випускаються у промисловості. Особливу увагу слід приділити підвищенню ефективності теплопостачання за рахунок розробки нових конструкцій обладнання автоматики.

Необхідність загальної автоматики енергосистеми підтверджується тим, що дозволяє на (10-20)% зменшити втрати енергії. Крім того одною з важливих задач автоматизації є охорона праці, яка вирішується шляхом введення автоматичного обслуговування, якщо людина не може прийняти необхідні міри по попередженню аварій та нещасних випадків.

Таким чином, автоматизація промислових процесів, дозволяє зекономити ресурси та витрати електроенергії, підвищує продуктивність праці, захищає обладнання від пошкоджень при виникненні аварійних ситуацій, підвищує якість роботи.

Комплекс інженерних систем теплопостачання виконує функції по виробництву теплової енергії, транспортування гарячої води по тепловим мережам та використання теплоносія, для підтримки у ньому заданих параметрів. Система централізованого теплопостачання – комплекс генератора теплоти (ТЕЦ, котельня) та теплових мереж, що служать для теплопостачання.

Автоматизація водяних систем теплоносія сприяє підтримці заданих гідравлічних та теплових режимів у різних точках системи.

У проекті запроектовано функціональну схему автоматизації вводу системи ГВП та системи опалення у центральному тепловому пункті. Система теплопостачання представляє собою складний комплекс приладів, робота яких взаємозв'язана.

По своїй структурі та призначенню прилади можуть бути показуючі, реєстровими, інтегруючими, сигнальними, а також сполучують різні функції. Показуючі дають можливість контролювати вимірювальну величину по положенню стрілки чи іншого показнику на шкалі приладу.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Реєструючі систематично ведуть записи результатів у прийнятих одиницях вимірювальної величини у формі діаграми чи результатів у цифровій формі. Інтегруючі прилади (лічильники) автоматично видають значення вимірювальної величини за любий проміжок часу. Регулюючі призначені для автоматичного регулювання параметрів чи їх значення у назначеній залежності без участі людини. Вони часто сполучають декілька функцій (показання, реєстрації та інш.). Сигналізуючі при досягненні заданого значення вимірюваної величини подають світловий чи (і) звуковий сигнал.

Для оперативного контролю параметрів технологічного процесу вимірювальні прилади розміщують на технологічному обладнанні. Ці прилади мають чуттєві перетворювальні елементи, вимірювальні механізми та обчислювальні прилади, що розміщуються у одному корпусі. Прилади з дистанційною передачею показників мають у своєму складі вимірювальний перетворювач та вторинний вимірювальний блок – показує, пише та інше. Вторинні прилади встановлюються у центральних щитах, що дозволяє оператору контролювати вимірювання основних параметрів обладнання у одному місці.

Сполучення окремих елементів системи впливають один на іншого у визначеній послідовності та перетворюють одну фізичну величину у залежність між цими величинами. Вхідна є причиною, а вихідна - слідством.

Основними функціональними елементами системи автоматичного регулювання є чуттєві прилади, які називаються датчиками, нормуючі перетворювачі, регулюючі прилади, підсилювачі, виконавчі механізми та інш.. Датчик перетворює вимірювальну величину (тиск, температуру, рівень, витрату) у таку, яка придатна до подальшого використання. Якщо вихідний параметр датчика не може бути використаний безпосередньо у елементі порівняння, між ними встановлюється нормуючий перетворювач. Його задачею є перетворення вихідного параметру датчику у нормуючий сигнал.

Для вимірювання тиску рідини рекомендується манометр. Для вимірювання витрати рідини рекомендується використовувати діафрагми ДК та безканалні ДБ. Їх використовують у комплекті з дифманометрами мембранним та безканалним з дистанційною передачею.

Пояснення до схеми КВП і А теплового пункту

Автоматизація теплового пункту повинна забезпечувати:

- підтримання заданої температури гарячого водопостачання;
- регулювання подачі тепла у систему опалення в залежності від вимірювання параметрів зовнішнього повітря та опалювальних приміщень.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Засоби вимірювання температури

Температура води у подавальному трубопроводі ГВП підтримується постійною, відповідно показників датчика температури, що встановлений на трубопроводі ГВП, після теплообмінника II ступені. Управління температурою обох контурів незалежне, і здійснюється шляхом подачі управляючого сигналу на електро-двигуни виконавчих механізмів, які встановлені на подаючому трубопроводі перед теплообмінниками (системи опалення та дві ступені ГВП відповідно).

Також у проекті для вимірювання температури використовують термометри, розташовані по місцю WP 80/R kl.2,5 0-1,6 МПа/0-150 °С фірми KFM. Термометри з відповідними шкалами встановлюються на трубопроводах на бобиках у захисних оправах, ванночки яких повинні бути залиті трансформаторним маслом.

Температура води у подавальному трубопроводі ГВП підтримується постійною, відповідно показників датчика температури QAE 2121.010, що встановлений на трубопроводі ГВП після теплообмінника II ступені.

Термоперетворювачі опору – первинна частина приладу, яка перетворює температуру у конкретне значення опору, яке використовується контролером для вимірювання, контролю чи регулювання температури. Для реєстрації значення температури у тепловому пункті використовуються технічні рідинні термометри.

Засоби вимірювання тиску

Для якісної роботи у системи застосовуються прилади регулювання перепаду тиску: дросельна шайба і регулятор перепаду тиску.

У даному проекті перепад тиску невеликий, тому достатньо встановлення дросельної шайби.

Дросельні шайби встановлюються для погашення надлишкових напорів на абонентських вводах та для обмеження витрати теплоносія на тепловий пункт.

Також у проекті для вимірювання різниці тиску використовуються показуючі манометри, розташовані по місцю. Манометри та датчики тиску на насосах монтується на відбірних приладах тиску з триходовими кранами, які розташовані з урахуванням відповідної температури води у місцях їх встановлення.

Манометри, що показують 0-1,6 МПа D100 фірми KFM , діапазоном вимірювання (0...1,6)МПа, к.т 1,6 % встановлюються на:

- подавальній лінії з теплової мережі;
- поворотній лінії у теплову мережу;
- на лінії до споживачів;
- на лінії у систему ГВП;

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ТП 71мп 96 02 ПЗ

- на лінію з системи ГВП.

Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії у схемі ГВП та алгоритм роботи цієї системи

З метою забезпечення економічної роботи системи ГВП, проектом передбачено встановлення системи автоматичного регулювання.

Система включає у себе наступні основні елементи:

1. Контролер одно контурний (для систем ГВП) RVD 135/109 (Siemens).
2. Датчик температури води QAE 2121.010 (Siemens).
3. Регулятор перепаду тиску RD 122 D/F (LDM).
4. Регулятор температури : клапан VVG 40.65 та електропривід SKD 32.21 (Siemens).

Принцип роботи автоматичного регулювання витрати теплоносія ґрунтується на положенні регулюючого елемента клапана у залежності від зміни температури гарячої води після 2-ої ступені ВП ГВП.

В опцію контролера програмується температура гарячої води після 2-ої ступені ВП ГВП. Датчик температури гарячої води, у подавальному трубопроводі системи ГВП, «надає» інформацію у контролер про поточні значення температри. У випадку відхилення, у сторону зниження чи підвищення, поточного значення температури гарячої води, контролер посилає управляючий сигнал на відкриття чи закриття регулюючого клапану регулятора температури. Регулюючий клапан відкривається чи закривається до того моменту, поки поточне значення температури гарячої води не досягне значення температури, яка запрограмована в опцію контролера. Таким чином, вищезгадана система працює по алгоритму пропорційно - інтегрального регулювання (ПІ-регулювання)

Регулятор перепаду тиску виконаний на базі регулятора прямої дії з настройкою, яку можливо регулювати. Регулятор складається з клапану, приводу з регулювальною діафрагмою, налагоджувальної пружини та двох імпульсних трубок.

Функціональне призначення регулятору перепаду тиску – це постійне підтримання різниці значень тисків, між значенням тиску до регулюючого клапану температури та значенням тиску після нього. Підтримання вищезазначеного перепаду тиску забезпечує комфортний гідравлічний режим для регулюючого клапану температури у моменти його спрацювання та розвантажує електричний привід регулятора температури.

Крім цього, підключення імпульсних трубок регулятора перепаду тиску по схемі «До та після» регулятора температури дозволяє лімітувати, у випадку необхідності , витрату мережної води у системі ГВП.

Застосування такого методу лімітування витрат мережної води дозволяє не встановлювати лімітну дросельну діафрагму. Більш того, її встановлення не бажане при

						ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

наявності регулятора перепаду тиску, так як її наявність може призвести до явища «кавітації» у клапанах регулятора перепаду тиску та температури. Витрата мережної води у системі ГВП при застосуванні лімітування за допомогою регулятора перепаду тиску буде відповідати розрахунковим значенням і у випадку помітних коливань перепаду тиску у мережних трубопроводах, що не забезпечує встановлення дросельної діафрагми.

Електричний привід SKD 32.21 (Siemens) крім стандартних функцій таких ,як автоматичне, ручне керування та індикація положення, має кінцеві вимикачі, які припиняють його роботу при досяганні штоком крайніх положень. Крім цього, за допомогою пружини «повернення», яка вмонтована в електропривід, забезпечена функція повного закриття клапана регулятора температури у випадку зникнення електричного струму на приводі регулятора температури, що попереджує перегрів гарячої води у ВП та , як наслідок, порушення його герметичності.

Функціональне призначення елементів системи автоматичного включення та відключення циркуляційного насосу у схемі ГВП та алгоритм роботи цієї системи

З метою забезпечення підвищення економічності роботи контуру циркуляції схеми ГВП, передбачено автоматичне включення та відключення циркуляційного насосу.

Система включає у себе наступні основні елементи, а саме:

1. Насос циркуляційний (2шт) MVI-803 (WILO)
2. Реле температури RAK TR 1000B (2шт) (Siemens).

При досягненні значення температури води у циркуляційному трубопроводі системи ГВП 46°C, перше реле температури надсилає сигнал до працюючого електричного приводу циркуляційного насосу для його вимкнення.

Після зниження температури води до 40°C ,друге реле температури надсилає сигнал до вимкненого циркуляційного насосу, для його включення.

Функціональне призначення елементів системи автоматичного захисту насосного обладнання в ЦТП, та алгоритм її роботи

З метою забезпечення захисту насосного обладнання в ЦТП від роботи їх у режимі відсутності достатнього тиску води у всмоктувальних трубопроводах цих насосів (режим «сухого» ходу), що може призвести до фізичного руйнування робочих елементів насосів, передбачено зупинка працюючих насосів (з заборонаю на включення резерву).

Система включає у себе такі елементи:

1. Насосне обладнання ЦТП (2шт) (WILO)
2. Реле тиску «сухого» ходу СЕМЕ (1шт)

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ТП 71мп 96 02 ПЗ

При зменшенні значення тиску у трубопроводі всмоктування працюючого насосу нижче встановленого значення ($H=2,0$ м.вод.ст.), реле тиску подає сигнал на зупинку працюючого насосу.

Функціональне призначення системи автоматичного щодобового переводу насосів з режиму «робота» у режим «резерв», та навпаки

З метою забезпечення рівномірної амортизації насосного обладнання в системі опалення передбачено функцію зупинки працюючого насосу через кожні 12 годин та включення у роботу резервного насосу.

Функціональне призначення елементів системи захисту насосного обладнання, поверхонь нагріву ВП та регуляторів від забруднення та алгоритм роботи цієї системи

Для забезпечення захисту робочих органів насосного обладнання, поверхонь нагріву ВП та робочих органів регуляторів від забруднення, передбачено встановлення фільтруючих вузлів «грязьовик-фільтр» на подавальному трубопроводі мережної води на ввіді у ЦТП, на зворотному трубопроводі системи опалення, на ввіді холодної води у схему ГВП та на циркуляційному трубопроводі схеми ГВП.

Система включає у себе наступні основні елементи:

1. Фільтруючі вузли «грязьовик-фільтр» (4 шт.)
2. Прилади контролю (термоманометр, манометр) для вимірювання тиску до та після фільтруючих вузлів.

При проходженні води через фільтруючий вузол великі частинки бруду залишаються на фільтруючій поверхні грязьовика, а частинки бруду з незначними розмірами затримуються на сітці фільтру. Очищення фільтруючих поверхонь проводиться при досягненні різниці тиску до та після фільтруючого вузла, у період експлуатації, вище значення $2,0$ м.вод.ст.

Функціональне призначення елементів системи захисту системи опалення від раптового підвищення тиску

Однією з причин раптового підвищення тиску у системах опалення будинку вище допустимого значення ($P_{гр} = 6,0$ ати) може бути підвищення тиску у зворотному трубопроводі залежної схеми опалення у ЦТП внаслідок нерегламентованого закриття засувки на зворотному трубопроводі за межами ЦТП.

З метою забезпечення захисту елементів системи опалення, передбачено систему захисту, що складається з:

1. Клапан зворотній (поз. ЗК2-1шт)
2. Запобіжний клапан (поз. КЗ-1шт)

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1 Висновки з розділу 5

У проекті запроєктовано функціональну схему автоматизації вводу системи ГВП та системи опалення у центральному тепловому пункті. Система теплопостачання представляє собою складний комплекс приладів, робота яких взаємозв'язана. Автоматизація промислових процесів, дозволяє суттєво економити ресурси та витрати електроенергії, що підвищує продуктивність, захищає обладнання від пошкоджень при виникненні аварійних ситуацій, підвищує якість роботи

Система автоматичного регулювання водяних систем сприяє підтримці заданих гідравлічних та теплових режимів у різних точках системи

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Запроектовано основне обладнання теплового пункту:

- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,25: для першого та другого ступеню гарячого водопостачання;
 - номінальна площа поверхні теплообмінника – $64,7 \text{ м}^2$;
 - кількість пластин у апараті $N=136$ шт;
- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,5Пр для системи гарячого водопостачання;
- циркуляційні, підвищувальні та підживлювальні насоси систем Г В П і опалення;
- трубопроводи, арматура покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат.

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

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

З метою виключення їх негативного впливу на етапі проектування теплового пункту передбачені відповідні технічні заходи захисту.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.1 Технічні рішення

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно з нормативним документом [7]:

1) Згідно з проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання (талі та монорельси) [8]:

- при масі вантажу від 150 кг до 1 т передбачені монорельси з ручними талями і кішками або крани підвісні ручні одно балочні;
- при масі вантажу більше 1т до 2 т – крани підвісні ручні одно балочні;
- при масі вантажу більше 2 т – крани підвісні електричні одно балочні.

Будівельно-монтажні, ремонтні організації, які виконують проектування, будівництво, монтаж, наладку та ремонт теплових мереж, теплових пунктів дотримуються [14].

2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам [9]. Вони обладнуються постійними сходами зовні, показником тиску, запобіжними клапанами пружинного типу від підвищення тиску, які встановлюють на підводящому до бака трубопроводі. Запобіжне обладнання відрегульоване таким чином, що тиск у захисному елементі не перевищує розрахунковий більше ніж на 10 %, а при розрахунковому тиску до 0,5 МПа – не більше ніж на 0,05 МПа [8].

3) Кожний водо водяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам [9].

4) Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах тепло пункту прийняті з труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91 (≥ 57 мм) та безшовних по ГОСТ 8731-74* (< 57 мм) згідно з [10].

Трубопроводи системи Г В П і водопроводу прийняті з труб сталевих емальованих по ТУ.У.7308692-001-93 (≥ 57 мм) та оцинкованих водогазопровідних - ГОСТ 3262-75* (< 57 мм).

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розташування та кріплення трубопроводів усередині теплового пункту не перешкоджають вільному переміщенню експлуатаційного персоналу та підйомно-транспортного обладнання.

5) На вході теплових мереж у ЦТП передбачується стальна запірна арматура. У самому тепловому пункті встановлюється арматура із високоміцного сірого чавуну відповідно до [10].

Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами [7].

6) Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій не більше 45°C , якщо температура теплоносія вище 100°C , та не більше 35°C , якщо температура теплоносія нижче 100°C .

Проектування теплової ізоляції трубопроводів даного теплового пункту виконується згідно вимогам [11]. В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркується відповідно до [10].

7) За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірного приймка, його мінімальні розміри $0,5 \times 0,5$ м при глибині не менше 0,8 м. Прямокутник повинен бути перекритим змінною решіткою [7].

8) Проектом передбачено, щоб відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до будівельних конструкцій будинку чи до поверхні теплоізоляційної конструкції іншого трубопроводу була у світлі не менше 30 мм з урахуванням переміщення трубопроводу згідно з [7].

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

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.1.1 Технічні заходи електробезпеки при експлуатації електрообладнання теплового пункту ,що проектується

Тепловий пункт по небезпеці електро травматизму відноситься до

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

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

Електрообладнання живиться від мережі перемінного струму з глухо заземленою нейтраллю частотою 50Гц. [11]

6.1.1.1 Технічні рішення по попередженню електротравм від дотику до струмоведучих частин електро обладнання ,теплового пункту

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

– ізоляція нормально струмоведучих частин з опором $R_{32} \geq 1 \text{ кОм}$; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до $0,5 \text{ кОм}$; [11]

– прилади, що огорожують та закривають, виконані так, щоб знімати чи відкривати їх можна тільки за допомогою ключів чи інструменту;[11]

– живлення ламп накаливання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю, висота підвішування ламп 3,5м;[14]

– передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення;[11]

– для захисту персоналу від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту ;[11]

– для захисту обслуговуючого персоналу від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання и випробування засобів захисту , які використовуються в електро установках»; [11]

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

– наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж.[11]

6.1.1.2 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на неструмоведучі частини електроустановок теплопункту

Для захисту працюючих від ураження електричним струмом при переході напруги на неструмовідні частини установок проектом реконструкції тепло пункту передбачено:

– занулення всіх корпусів електродвигунів насосів та регулюючих клапанів, так як вони можуть бути під напругою при пошкоджені ізоляції.[12]

Метою занулення є виключення небезпеки ураження електричним струмом персоналу при пробі на корпус обладнання одною з фаз мережі. Це досягається завдяки швидкому вимиканню, максимальним струмовим захистом ділянки, на якій виникло замикання на корпус. При зануленні пробій на корпус приводить до короткого замикання фази (контур: нульовий провідник – фаза – фазовий провідник - корпус споживача – нульовий провідник). Спрацьовує захист від короткого замикання (автомат з

струмовим захистом), та пошкоджений провідник вимикається від мережі.

При цьому використовуються вимоги ПУЕ - 86 до схеми занулення:

- забезпечується необхідна кратність струму короткого замикання;
- забезпечується цілісність нульового провідника та використання повторних заземлювачів нульового провідника;
- контроль занулення проводиться при вводі в експлуатацію, перевірка здійснюється кожні 5 років;
- у нульовому проводі не дозволяється установка роз'єднувачів та інших приладів розриву електричного цепу;
- не дозволяється використовувати трубопроводи в якості нульового робочого проводу.

6.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.

Особливості організації робочих місць та експлуатації обладнання теплового пункту наступні:

- у тепловому пункті немає постійних робочих місць;

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71мп 96 02 ПЗ

- система регулювання витрати тепла на опалення працює повністю автоматично;
- у приміщенні теплового пункту відсутня підвищена загазованість та запиленість повітря;
- відсутній підвищений рівень шуму та вібрації завдяки використанню безшумних насосів та регуляторів малої потужності (до 360 Вт).

6.2.1 Мікроклімат робочої зони.

Мікроклімат виробничих приміщень нормується в залежності від теплових характеристик виробничого приміщення, категорії робіт по важкості і періоду року. Основні нормативні документи, де наводяться норми

мікроклімату, - це санітарні норми ДСН 3.3.6.042 – 99.

Оптимальні мікрокліматичні умови – це такі параметри мікроклімату, які при тривалому і систематичному впливі на людину забезпечують нормальний тепловий стан організму без напруги і порушення механізмів терморегуляції. Вони створюють відчуття теплового комфорту і забезпечують передумови для високого рівня працездатності. [13].

Мікроклімат виробничих приміщень визначається за такими параметрами:

- температура повітря (t , °C);
- відносна вологість повітря (W , %);
- швидкість переміщення повітря (м/с);
- потужність теплового опромінення ($Вт/м^2$).

Всі ці параметри поодиночі, а також у комплексі, впливають на фізіологічну функцію організму – його терморегуляцію, і визначають самопочуття.

Робота персоналу по обслуговуванню теплового пункту та контроль справності обладнання відноситься до категорії – І б – легка – роботи, що виконуються сидячі, стоячі, або пов'язані з ходьбою, але не потребують систематичного напруження або піднімання та перенесення вантажів, енерговитрати – до 150 ккал/год (174 Дж/с).

Оптимальні норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень наведені у таблиці 6.1

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 Оптимальні норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Температура, °С			Відносна вологість		Швидкість руху повітря, м/с	
	опти-мальна	допустима		опти-мальна	допустима на робочих місцях непостійних, не більше ніж	опти-мальна не більше ніж	допустима на робочих місцях непостійних
		верхня межа	нижня межа				
		на непостійних робочих місцях					
холодний	21-23	25	17	40-60	75	0,1	не більше ніж 0,2
теплій	22-24	30	19	40-60	60(при 27 ⁰ С) 75 при t ≤ 24 ⁰ С	0,2	0,1-0,3

Холодний період – тоді, коли середньодобова температура на відкритому повітрі нижча за + 10⁰С.

Теплий період – коли середньодобова температура зовні приміщення становить +10⁰С і вище.

Теплове опромінення, що надходить від нагрітого обладнання, освітлювальних приладів, завдяки ізоляції, на непостійних робочих місцях не повинно перевищувати 35 Вт/м² при опроміненні 50% і більше поверхні тіла, 70 Вт/м² при опроміненні від 25 до 50% поверхні тіла і 100 Вт/м² – при

опроміненні до 25% поверхні тіла людини.

Для нормалізації мікроклімату у тепловому пункті передбачено захищення працюючого від тепловипромінювання за допомогою теплової ізоляції трубопроводів, арматури та інших гарячих частин.

6.2.2 Розрахунок теплової ізоляції трубопроводу подавальної та поворотної теплової мереж, який входить у будівлю теплового пункту.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ				

Теплова ізоляція трубопроводів забезпечує комфортне обслуговування трубопроводів та обладнання, знижуючи небезпеку теплового опромінення.

Розрахунок теплової ізоляції трубопроводу мережної води проводиться при умові досягнення температури на поверхні ізолюваного трубопроводу не вище 45 °С.

Вихідні дані:

- максимальна температура води, $t_1 = 150^{\circ}\text{C}$;
- допустима температура повітря, $t_2 = 20^{\circ}\text{C}$;
- витрата мережної води, $G_{м.в} = 3,772 \text{ кг/с}$;
- діаметр трубопроводу, $d = 125 \times 4,5 \text{ мм}$.

1. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції :

- приймаю тип ізоляції [13] – мінеральна вата, тоді

$$\lambda_{із} = 0,037 + 0,00019 \cdot t_{із} \quad (6.1)$$

де $t_{із}$ - середня температура по товщині ізоляції

$$t_{із} = \frac{t_1 + t_n^{із}}{2}, ^{\circ}\text{C} \quad (6.2)$$

де $t_n^{із}$ - температура на поверхні ізоляції.

Приймаю $t_n^{із} = 40^{\circ}\text{C} < 45^{\circ}\text{C}$,

тоді

$$t_{із} = \frac{150 + 40}{2} = 95^{\circ}\text{C}.$$

$$\lambda_{із} = 0,037 + 0,00019 \cdot 95 = 0,055 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

2. Швидкість води у трубопроводі

$$\omega_в = \frac{G_в}{\rho \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}}, \text{ м/с} \quad (6.3)$$

де ρ – щільність води, кг/м^3 ; по [4] приймаю $\rho_в = f(t_в = 150^{\circ}\text{C}) = 917 \text{ кг/м}^3$.

$$\omega_в = \frac{3,772}{917 \cdot \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4}} = 1,06 \text{ м/с}$$

3. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони води

$$\alpha_в = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot t_1 - 0,035 \cdot t_1^2) \cdot \frac{\omega_в^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (6.4)$$

$$\alpha_в = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot 150 - 0,035 \cdot 150^2) \cdot \frac{1,06^{0,8}}{0,125^{0,2}} = 6409 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря приймаю

$$\alpha_n = 10 \text{ Вт/м}^2 \times \text{К}.$$

5. Втрата тепла з поверхні ізоляції

$$q_l = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\pi d_{\text{вн}} \cdot \alpha_g} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{із}}} \ln \frac{d_{\text{зов}} + 2 \cdot \delta_{\text{із}}}{d_{\text{зов}}} + \frac{1}{\pi \cdot (d_{\text{зов}} + 2 \cdot \delta_{\text{із}}) \cdot \alpha_n}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}}; \quad (6.5)$$

де $\delta_{\text{із}}$ – товщина шару ізоляції, м; приймаю $\delta_{\text{із}} = 50$ мм,

тоді

$$q_l = \frac{150 - 20}{\frac{1}{\pi \cdot 0,125 \cdot 6409} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,055} \ln \frac{0,194 + 2 \cdot 0,05}{0,194} + \frac{1}{\pi \cdot (0,194 + 2 \cdot 0,05) \cdot 10}} = 143,5 \text{ Вт/м}.$$

6. Розрахункова температура зовнішнього шару ізоляції

$$t_{\text{зов}} = t_1 - q_l \left(\frac{1}{\pi \cdot d_{\text{зов}} \cdot \alpha_g} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{із}}} \ln \frac{d_{\text{зов}} + 2 \cdot \delta_{\text{із}}}{d_{\text{зов}}} \right), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.6)$$

$$t_{\text{зов}} = 150 - 143,5 \cdot \left(\frac{1}{\pi \cdot 0,194 \cdot 6409} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,055} \ln \frac{0,194 + 2 \cdot 0,05}{0,194} \right) = 38,2^\circ\text{C}.$$

Висновок: так як $t_{\text{зов}} = 38,2^\circ\text{C} < t_{\text{доп}} = 45^\circ\text{C}$, то остаточно приймаю ізоляцію типу – мінеральна вата з покриттям трубопроводу товщиною $\delta_{\text{із}} = 50$ мм.

Полегшення тепловіддачі від тіла людини сприяє підвищенню швидкості руху повітря, що омиває тіло. Здійснюється це за допомогою вентиляційної системи.

6.2.3 Особливості організації робочого освітлення приміщення теплового пункту.

Рациональне освітлення повинно відповідати таким умовам: бути рівномірним; не утворювати тіней на робочій поверхні; не засліплювати працюючого; напрямок світлового потоку повинен відповідати зручному виконанню роботи.

Освітлення передбачено таким чином, щоб працюючий міг без напруги зорових органів виконувати свої обов'язки. Освітлення на робочих місцях повинно відповідати характеру роботи. Збільшення освітлення робочих поверхонь підвищує продуктивність праці.

Залежно від джерела світла виробниче освітлення може бути трьох видів:

1. Природне – це пряме або відбите світло сонця (небосхилу), що освітлює приміщення через світлові прорізи в зовнішніх огорожувальних конструкціях.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 71мп 96 02 ПЗ					

2. Штучне – здійснюється штучними джерелами світла (лампами розжарювання або газорозрядними) і призначене для освітлення приміщень у темні години доби, або таких приміщень, які не мають природного освітлення.

3. Суміщене – одночасне поєднання природного і штучного освітлення.

Основною нормованою величиною природного освітлення є КПО, або (E_n) – коефіцієнт природної освітленості. Фактичний КПО визначають зг

$E_n = E_n \times m$, де $E_n = 1,5$ при боковому освітленні

$m = 0,85$ – коефіцієнт світлового клімату

$E_n = 1,5 \times 0,85 = 1,275$

Нормування КПО залежить від виду природного освітлення та ряду супутніх факторів.

У тепловому пункті природне освітлення здійснюється через бокові віконні отвори в кількості 5 отворів з двох протилежних сторін.

Штучне освітлення поділяється, в залежності від призначення, на

робоче, аварійне, експлуатаційне та охоронне. Розділяють такі системи штучного освітлення: загальне, місцеве та комбіноване. Штучне освітлення нормується параметром штучного освітлення E в люксах.

У тепловому пункті виконуються зорові роботи, які відносяться до розряду VI підрозділу „В”. Норма робочого освітлення згідно ДБН В.2.5-28-2006 складає 200 лк, коефіцієнт пульсації – 20%.

Штучне освітлення здійснюється системами загального (рівномірного чи локалізованого) та комбінованого освітлення (до загального додається місцеве).

Для досягнення вказаного освітлення передбачаються наступні технічні рішення:

- світильники загального освітлення, які розташовуються по верху по плитам покриття;

- висота підвішування ламп – 3,5м;

- напруга для стаціонарних розеток для переносних ламп – 12В;

6.2.4 Захист по негативному впливу виробничого шуму при експлуатації обладнання теплового пункту

Основними джерелами шуму у теплових пунктах є насосне обладнання.

Шуми, які виникають у тепловому пункті: механічні та гідродинамічні у двигунах насосів.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Шум – це коливання звукової хвилі в звуковому діапазоні, що характеризується змінною частотою і амплітудою, непостійні в часі, які не несуть корисної інформації людині.

Згідно ДСН 3.3.6.037-99 рівень шуму не повинен перевищувати 80 дБА.

Для забезпечення нормативного звукового режиму проектом передбачено комплекс шумозахисних заходів:

- насоси встановлюються на фундаментах;
- для зниження передачі структурного шуму насосів по трубопроводах передбачається обов'язкове застосування гнучких вставок довжиною 1м по ТУ 38-5-948-75. Місця кріплення трубопроводів до огорожуючи конструкцій ізолюються пружинними прокладками;
- двері теплового пункту передбачені з підвищеною звукоізоляцією (два шари металу, мінеральні плити між ними товщиною 50мм), з ущільненням по периметру прошаруванням пружинним матеріалом.

6.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Пожежна безпека – стан об'єкта, за якого з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. [9].

Приміщення теплового пункту згідно з НАПБ Б07.005-86 відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі може бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії обслуговуючого персоналу, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Приміщення теплового пункту не відноситься до вибухонебезпечних, тому що тут не використовуються легкозаймісті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей.

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

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

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

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ТП 71мп 96 02 ПЗ

пожежі, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожен людину.

Основні засоби попередження пожеж:

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

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

Основні технічні рішення по системі протипожежного захисту теплопункту:

- проектом передбачено, що тепловий пункт має індивідуальний вихід;
- для пожежної сигналізації застосовані пристрої охоронної сигналізації УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками. Датчики встановлено на стелі;

- передбачено первинні засоби пожежогасіння: вогнегасники ОУ-5 ГОСТ 7276-77, ящик с піском, щільна тканина, лопата. Вогнегасник розташовано біля входу у тепловий пункт;

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

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

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

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

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

- передбачено стаціонарне застосування водяного пожежогасіння з пожежними кранами у настінних шафах.

Проаналізовано потенційно шкідливі і небезпечні фактори при

проективанні теплового пункту. Розроблені засоби по безпеці та охороні праці. Виконано розрахунок теплової ізоляції трубопроводу подавальної та поворотної теплової мережі. Вибрано тип ізоляції – мінеральна вата з покриттям трубопроводу товщиною 50мм.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ТП 71мп 96 02 ПЗ

7 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

ЦТП знаходиться в окремо розміщеному приміщенні і призначений для забезпечення роботи системи опалення та гарячого водопостачання житлових будинків.

Системи опалення можуть приєднуватися по залежній та незалежній схемах. Перевагу надають залежній схемі підключення, так як вона простіша. Дана схема використовується і в нашому випадку. Регулювання та контроль за параметрами теплоносія виконується автоматично. Також передбачується облік теплової енергії в ЦТП.

Схема приєднання системи гарячого водопостачання в даному проекті є двохступеневою змішаною.

В приміщенні ЦТП розміщуються:

- 1) Вузол теплового вводу;
- 2) Теплообмінник пластинчатий системи гарячого водопостачання;
- 3) Циркуляційний насос системи гарячого водопостачання;
- 4) Змішувальні насоси системи опалення;
- 5) Апарат магнітної обробки води;
- 6) Водолічильник на трубопроводі холодного водопостачання.

7. Техніко-економічний розрахунок

7.1 Вихідні дані

7.1.1 Кількість встановлених теплообмінників

Проектом передбачено встановлення одного теплообмінника для системи гарячого водопостачання.

7.1.2 Тип теплообмінника

Для забезпечення гарячого водопостачання проектом розрахований пластинчатий розбірний теплообмінник типу РТА-42-Р

7.1.3 Потужність теплообмінника

Згідно розрахунку навантаження на ГВП: $Q_{\text{ГВП}} = 1,055$ МВт.

7.1.4 Навантаження на опалення

Згідно розрахунків навантаження на опалення: $Q_o = 2,112$ МВт.

7.1.5 Загальна потужність ЦТП

$$\Sigma Q = Q_o + Q_{\text{ГВП}} \quad (7.1)$$

$$\Sigma Q = 2,112 + 1,055 = 3,167 \text{ МВт} = 2,724 \text{ Гкал/год}$$

7.1.6 Види теплоносіїв

Для опалення використовується хімічноочищена вода з ТЕЦ-5. Для гарячого водопостачання використовується два теплоносія:

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- “холодний” – водопровідна вода;
- “гарячий” – хімічноочищена вода.

7.1.7 Річна витрата електроенергії ЦТП

Згідно проекту передбачено встановлення циркуляційних насосів на опалення фірми WILO в кількості двох штук, модель насосу МНІ 1604 , де один резервний. Потужність насосу $N_{ЦО} = 2,5$ кВт (див. пункт 3.4.2 Вибір циркуляційного насосу системи опалення).

Для гарячого водопостачання проектом передбачено встановлення двох циркуляційних насосів фірми WILO $N_{ГВП} = 0,55$ кВт (див. пункт 3.4.1 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання).

Для заповнення системи теплоносієм передбачено встановлення підживлювального насосу у кількості 2 штуки (1-резервний) фірми WILO, модель насосу MVI 1602, потужність насосу $N_{ПДЖ} = 0,7$ кВт (див. пункт 3.4.3 Вибір підживлювальних насосів).

Для забезпечення підтримки постійного тиску у точках водозабору передбачено встановлення підвищувальних насосів холодної води фірма виробник WILO, модель насосу MVI 205, потужність насосу $N_{ХВ} = 2,0$ кВт (див. пункт 3.4.4 Вибір насосу холодної води).

Разом річна витрата електроенергії складе:

$$E_e = N_{ЦО} \cdot 24 \cdot 176 + \sum N \cdot 24 \cdot 351, \quad (7.2)$$

де 176 – опалювальний період, діб;

351 – кількість днів в році працюючого трубопроводу теплових мереж.

$$E_e = 2,5 \cdot 24 \cdot 176 + 3,25 \cdot 24 \cdot 351 = 14,93 \text{ МВт.}$$

7.1.8 Річна витрата водопровідної води

Згідно розрахунку, максимальна витрата води що нагрівається, що проходить через І та ІІ ступені теплообмінника ГВП складе:

$$G_{Г.В}^{II} = 18250 \text{ кг/год}$$

Тоді річна витрата складе

$$G_{ГВП}^{річ} = G_{Г.В}^{II} \cdot 24 \cdot 351 \quad (7.3)$$

$$G_{ГВП}^{річ} = 18250 \cdot 24 \cdot 351 = 153738000 \text{ кг/рік.}$$

7.1.9 Річна витрата хімічно очищеної води

Згідно розрахунку, максимальна витрата води що гріє (“гарячий” теплоносій) для гарячого водопостачання складе:

$$G_{dh \max} = 5861 \text{ кг/год;}$$

$$G_{dh \max}^{річ} = 5861 \cdot 24 \cdot 351 = 49398336 \text{ кг/рік.}$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Витрата води на опалення згідно розрахунку: $G_{do} = 7194$ кг/год.

Річна витрата хімічноочищеної води складе:

$$G_{do}^{piч} = G_{do} \cdot 24 \cdot 187; \quad (7.4)$$

$$G_{do}^{piч} = 7194 \cdot 24 \cdot 187 = 32286672 \text{ кг/рік.}$$

Загальна річна витрата хімічноочищеної води

$$G_{x.o.}^{piч} = G_{dh \max}^{piч} + G_{do}^{piч}; \quad (7.5)$$

$$G_{x.o.}^{piч} = 49398336 + 32286672 = 81685008 \text{ кг/рік.}$$

7.1.10 Чисельність обслуговуючого персоналу

Проектом передбачена автоматизація теплового пункту, яка не потребує постійного обслуговуючого персоналу. Для обслуговування і експлуатації обладнання ЦТП достатньо двох спеціалістів

$$n_e = 2$$

7.1.11 Вартість енергоносіїв

- а) Електрична енергія 1,68 грн за 1кВт год
- б) Водопровідна вода 5,2 грн за 1м³
- в) Теплова енергія 115,57 грн за 1 Гкал
- г) Хімічноочищена вода 7,48 грн за 1 тону

7.2 Капітальні затрати

- а) Основне обладнання:
 - теплообмінник 6600 грн
 - насоси 24100 грн
 - трубопровід 120000 грн
 - арматура 15000 грн
 - обладнання автоматизації 25000 грн
- Сумарні затрати на обладнання 190700 грн
- б) Ремонт приміщення ЦТП 40000 грн
- в) Монтаж обладнання 20000 грн

7.3 Експлуатаційні витрати

7.3.1 Річні експлуатаційні затрати на теплоносії

$$C^{п} = C_{x.o.} + C^T, \quad (7.7)$$

$$\text{де } C_{x.o.} = V_{x.o.} \cdot Ц_{x.o.}, \quad (7.8)$$

де $C_{x.o.}$ – річні експлуатаційні затрати на хімічноочищену воду;

$V_{x.o.} = 81685,008$ тонн/рік – річна витрата хімічноочищеної води;

$Ц_{x.o.} = 7,48$ грн за 1 тону хімічноочищеної води.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{x.o.} = 81685,008 \cdot 7,48 = 611004 \text{ грн}$$

$$C^T = B^T \cdot \text{Ц}^T, \quad (7.9)$$

де C^T – річні експлуатаційні затрати на тепло;

B^T – річна витрата тепла на опалення і ГВП;

$$B^T = B_o^T + B_{\text{ГВП}}^T, \quad (7.10)$$

де $B_o^T = 1,293 \cdot 10^6 \text{ Дж}$;

$$B_{\text{ГВП}}^T = 2,6 \cdot 10^{12} \text{ Дж.}$$

$$B^T = 1,293 \cdot 10^6 + 2,6 \cdot 10^{12} = 2600 \text{ ГДж} = 621 \text{ Гкал.}$$

$\text{Ц}^T = 115,57 \text{ грн за } 1 \text{ Гкал}$;

$$C^T = 621 \cdot 115,57 = 71768,97 \text{ грн};$$

$$C^{\text{тп}} = 611004 + 71768,97 = 682772,97 \text{ грн.}$$

7.3.2 Складова затрат на теплоносій

$$S^T = \frac{C^T}{\Sigma Q}, \quad (7.11)$$

$$S^T = \frac{682772,97}{2,724 \cdot 10^6} = 0,25 \text{ грн/Гкал}$$

7.3.3 Річні експлуатаційні затрати на водопостачання, та стоки

$$C^{\text{ВП}} = G^{\text{ВП}}_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}^{\text{ВП}}, \quad (7.12)$$

де $G^{\text{ВП}}_{\text{річ}} = 163366632 \text{ кг/рік} = 165745 \text{ м}^3/\text{рік}$;

$\text{Ц}^{\text{ВП}} = 5,2 \text{ грн/м}^3$.

$$C^{\text{ВП}} = 165745 \cdot 5,2 = 861874 \text{ грн.}$$

7.3.4 Складова затрат на водопровідну воду

$$S^{\text{ВП}} = \frac{C^{\text{ВП}}}{\Sigma Q}, \quad (7.13)$$

$$S^{\text{ВП}} = \frac{861874}{2,724 \cdot 10^6} = 0,316 \text{ грн/Гкал.}$$

7.3.5 Річні експлуатаційні витрати на електроенергію

$$C^e = E_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}^e, \quad (7.14)$$

$$C^e = 14930 \cdot 0,554 = 8271,22 \text{ грн.}$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.3.6 Складові затрат на електроенергію

$$S^e = \frac{C^e}{\Sigma Q}; \quad (7.15)$$

$$S^e = \frac{8271,22}{2,724 \cdot 10^6} = 0,003 \text{ грн/Гкал}$$

7.3.7 Зарплата персоналу з нарахуваннями

$$C^{ЗП} = З_{п} \cdot n_e \cdot 12 \cdot K_n, \quad (7.16)$$

де $Z_{п}$ – середина місячна зарплата одного спеціаліста;

n_e – кількість робочого персоналу;

K_n – коефіцієнт, враховуючий відрахування на соціальні заходи та заробітну плату в розмірі 37,5 %, що складає 1,375;

$$C^{ЗП} = 2100 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 1,375 = 69300 \text{ грн.}$$

7.3.8 Складові затрат на заробітну плату

$$S^{ЗП} = \frac{C^{ЗП}}{\Sigma Q}; \quad (7.17)$$

$$S^{ЗП} = \frac{69300}{2,724 \cdot 10^6} = 0,025 \text{ грн/Гкал.}$$

7.4 Амортизаційні відрахування

7.4.1 Амортизаційні відрахування на приміщення

$$C_{амз} = 0,02 \cdot K_3, \quad (7.18)$$

де 0,02 – коефіцієнт, враховуючий відрахування на амортизацію в розмірі 2 % від балансової вартості приміщення;

$K_3 = 60000$ грн – капітальні затрати на ремонт і монтаж;

$$C_{амз} = 0,02 \cdot 60000 = 1200 \text{ грн.}$$

7.4.2 Амортизаційні відрахування на обладнання

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{\text{ам. об}} = 0,06 \cdot K_{\text{об}}, \quad (7.19)$$

де 0,06 – коефіцієнт, враховуючий відрахування на амортизацію в розмірі 6 % від балансової вартості обладнання;

$K_{\text{об}} = 190700$ грн – капітальні затрати на обладнання.

$$C_{\text{ам. об}} = 0,06 \cdot 190700 = 11442 \text{ грн.}$$

7.4.3 Сумарні амортизаційні відрахування

$$C_{\Sigma\text{ам}} = C_{\text{амз}} + C_{\text{ам. об}}, \quad (7.20)$$

$$C_{\Sigma\text{ам}} = 1200 + 11442 = 12642 \text{ грн.}$$

7.4.4 Складова затрат на амортизаційні відрахування

$$S_{\text{ам}} = \frac{C_{\Sigma\text{ам}}}{\Sigma Q}, \quad (7.21)$$

$$S_{\text{ам}} = \frac{12642}{2,724 \cdot 10^6} = 0,005 \text{ грн/Гкал.}$$

7.4.5 Затрати на поточний ремонт

$$C_{\text{п.р.}} = 0,2 \cdot C_{\Sigma\text{ам}}, \quad (7.22)$$

$$C_{\text{п.р.}} = 0,2 \cdot 12642 = 2528,4 \text{ грн.}$$

7.4.6 Складова затрат на поточний ремонт

$$S_{\text{п.р.}} = \frac{C_{\text{п.р.}}}{\Sigma Q}, \quad (7.23)$$

$$S_{\text{п.р.}} = \frac{2528,4}{2,724 \cdot 10^6} = 0,001 \text{ грн/Гкал.}$$

7.4.7 Затрати на ЦТП та інші затрати

$$C_{\text{цтп}} = 0,2 \cdot (C^{\text{зн}} + C_{\Sigma\text{ам}} + C_{\text{п.р.}}), \quad (7.24)$$

$$C_{\text{цтп}} = 0,2 \cdot (69300 + 12642 + 2528,4) = 16894,08.$$

7.4.8 Складова затрат ЦТП та інших затрат

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_{\text{ЦТП}} = \frac{C_{\text{ЦТП}}}{\Sigma Q}, \quad (7.25)$$

$$S_{\text{ЦТП}} = \frac{168894,08}{2,724 \cdot 10^6} = 0,062 \text{ грн/Гкал.}$$

7.4.9 Сумарні річні експлуатаційні затрати

$$C^{\text{річ}} = C^{\text{тп}} + C^{\text{BD}} + C^{\text{е}} + C^{\text{зп}} + C_{\Sigma\text{ам}} + C_{\text{п.р.}} + C_{\text{ЦТП}} \quad (7.26)$$

$$C^{\text{річ}} = 7682772,97 + 861874 + 8271,22 + 69300 + 12642 + 2528,4 + 16894,08 = 8654282,67 \text{ грн.}$$

7.5.1 Складова собівартості ЦТП

$$S = \frac{C^{\text{річ}}}{\Sigma Q^{\text{річ}}}, \quad (7.27)$$

де $\Sigma Q^{\text{річ}} = Q_o^{\text{річ}} + Q_{\text{гвп}}^{\text{річ}}, \quad (7.28)$

де $Q_o^{\text{річ}} = 1,816 \cdot 24 \cdot 187 = 9478,66 \text{ Гкал/год};$

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{річ}} = 0,907 \cdot 24 \cdot 351 = 8887,32 \text{ Гкал/год.}$$

$$\Sigma Q^{\text{річ}} = 9478,66 + 8887,32 = 18366 \text{ Гкал/год,}$$

$$S = \frac{8655434,7}{18366} = 471,3 \text{ грн/Гкал.}$$

7.6 Строк окупності

$$T = K / \Delta C, \quad (7.29)$$

де K – капітальні затрати згідно згідному кошторисному розрахунку вартості реконструкції ЦТП.

$$K = 590000 \text{ грн};$$

$$\Delta C = C'_{\text{річ}} - C_{\text{річ}}, \quad (7.30)$$

де ΔC – різниця сумарних річних експлуатаційних затрат;

$C'_{\text{річ}}$ – сумарні річні експлуатаційні затрати при роботі на старому обладнанні;

$$C'_{\text{річ}} = 8833070,7 \text{ грн.}$$

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta C = 8833070,7 - 8654282,67 = 178788 \text{ грн.}$$

$$T = 590000 / 178788 = 3,3 \text{ роки.}$$

7.6.1 Коефіцієнт ефективності капіталовкладень

$$E = 1 / T > 0,15 \quad (7.31)$$

$$E = 1 / 3,3 = 0,303 > 0,15.$$

7.7 Економічний ефект

$$E_e = (S' - S) \cdot \Sigma Q_{\text{річ}}, \quad (7.32)$$

де $S' = 570$ грн/Гкал – складова собівартості ЦТП при роботі на старому обладнанні.

$$E_e = (570 - 471,3) \cdot 18366 = 1812724,2 \text{ грн.}$$

7.8 Висновки з розділу 7

За розглянутими пунктами можна побачити, що даний проект є прибутковим, а найголовніше, – ефективним рішенням з питань теплопостачання та гарячого водопостачання будівель. Період окупності інвестиційних відрахувань складає 3,3 років. Розвиток даного проекту дозволить в подальшому знизити витрати палива для потреб теплопостачання.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У данній магістерській роботі було розраховано центральний тепловий пункт для групи житлових будинків по вул. Харківське шосе. Було виконано розрахунок теплових навантажень споживачів. Величина теплової потужності системи опалення житлової частини становить 2,112 МВт. Теплове навантаження системи ГВП загальне складає 1,105 МВт. У результаті розрахунку витрат теплоносія було визначено максимальні та мінімальні витрати мережної води на опалення та ГВП в зимовий та літній періоди.

Було здійснено гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж та трубопроводів в межах теплового пункту. Також було розраховано та підібрано двохступеневий пластинчастий теплообмінний апарат зібраного за двох ступінчатою змішаною схемою в одному моноблоці, для системи ГВП, фірма виробник Thermaks , модель РТА (GX) – 42.

Здійснено вибір фільтрів , грязьовиків , зворотних клапанів ,запірної арматури що встановлені на трубопроводах у тепловому пункті відповідно до розробленої теплової схеми. Також виконані гідравлічні розрахунки зовнішньої теплової мережі,та трубопроводів в межах теплового пункту,що дозволило вибрати 2 насоса холодної води WILO MVI 1602 ,2 циркуляційні насоси гарячого водопостачання WILO MHI 203 ,2 насоси підживлення WILO MVI 205 ,та 2 циркуляційні насоси теплової мережі WILO MVI 1608/6

Для зменшення внутрішньої корозії труб ГВП встановлена протикорозійна електролізерна установка типу ПКЕУ «Деоксиген» що слугує для захисту труб системи гарячого водопостачання від корозії,спричиненої внаслідок дії розчиненого у воді кисню,агресивної вуглекислоти,та ін.

Було виконана повна заміна старої запірної арматури на нову сучасну,безвідмовну.

У магістерській роботі були розглянуті питання автоматизації,так як автоматизація промислових процесів,дозволяє суттєво економити ресурси та витрати електроенергії, що підвищує продуктивність, захищає обладнання від пошкоджень при виникненні аварійних ситуацій,підвищує якість роботи

Система автоматичного регулювання водяних систем сприяє підтримці заданих гідравлічних та теплових режимів у різних точках системи

У якості регулюючої арматури застосовується регулятори перепаду тиску, регулятори тиску „до себе”, запобіжні клапани, регулятори витрати в залежності від температури зовнішнього середовища фірми LDM та Siemens.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

В пункті охорона праці було проаналізовано шкідливі та небезпечні фактори що можуть зашкодити обслуговуючому персоналу. Розроблені засоби по безпеці та охороні праці . Виконані розрахунки теплової ізоляції. Вибрано тип ізоляції-мінеральна вата товщиною 50мм.

Був розроблений стартап-проект. Після проведення техніко-економічних розрахунків визначено, що строк окупності $T_{ок} = 3,3$ роки, та економічний ефект $E_e = 1812724,2$ грн

					ТІ мп 71 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Боженко М.Ф., Сало В.П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навчальний посібник – К.:ІВЦ "Видавництво «Політехніка»", 2004.-192с.
2. Краснощеков Е.А. и Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче, Изд. 2-е, перераб. И доп. М., «Энергия», 1969.
3. Алабовський О.М., Боженко М.Ф. Проектування котелень промислових підприємств – К.: Вища школа, 1992.- 207 с.
4. Пешехонов Н.И. Проектування теплозабезпечення:- К.: Вища школа, 1982.- 328 с.
5. Положення про розрахунки та встановлення обмежувальних пристроїв у системах теплопостачання
6. СНиП 2.04.07- 86* Теплові мережі. - М.: Стройиздат, 1994. – 45с.
7. Звід правил по проектуванню теплопунктів к діючому нормативному документу СНиП 2.04.07-86* Теплові мережі (дата затвердження 1996-07-01)
8. ГОСТ 12.2.003 – 91. ССБТ. Обладнання виробниче. Огородження захисне.
9. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.
10. Правила будови та безпечної експлуатації трубопроводів пара та гарячої води.
11. СНиП 2.04.14-88 Теплова ізоляція обладнання и трубопроводів.
12. СНиП II-3-79* Будівельна теплотехніка
13. СНиП II-12-77 Норми проектування. Захист від шуму.
14. Правила експлуатації тепло потребуючих установок и теплових мереж споживачів
Зміни, 1995
15. Правила пристрій електроустановок. – М.: Енергоатоміздат , 1986.
16. ДНАОП 0.00-1.21-98 Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів.
17. ГОСТ 12.1.030-81. ССБТ. Елекробезпечність. Заземлення, заземлення . Зміни, 1987
18. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.
19. ДБНВ2.5-28-2006. Природне и штучне освітлення. Норми проектування.
20. ДБНВ2.5-28-2006гл. 4 частина II.
21. ОНТП 24-86. Визначення категорій приміщень і зданій по вибухо пожежній безпеки. (НАПБ Б.07.005-86)

						ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

22. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, та
Інфророзв'язу.

23. ДСН 3.3.6.039-99. Санітарні норми загальних і локальних виробничих вібрацій

24. ГОСТ 12.1.005-91 ССБТ. Загальні санітарно - гігієнічні вимоги до повітря робочої
зони.

					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТОК А

Характеристика насосів ГВП, опалення, підживлення та холодної води

Рисунок А.1 Циркуляційний насос ГВП

Дані насоса WILO MHI 203

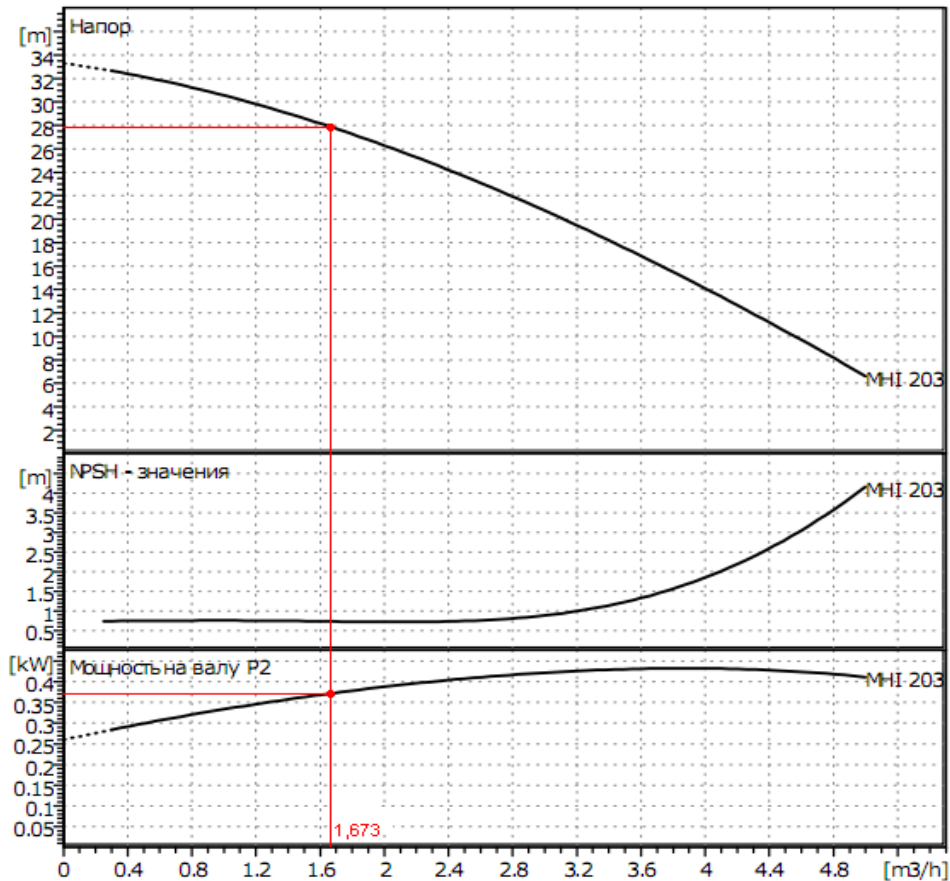
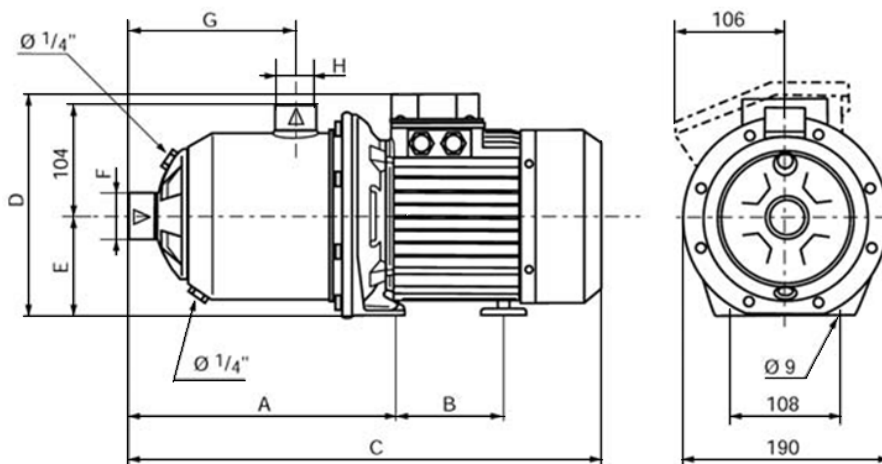
Продуктивність: 1,673 м³/год
 Напір: 28 м.вод.ст.
 Число обертів 2900 1/хв
 Потужність на валу 0,37 кВт

Дані для мотора

Номінальна потужність 0,55 кВт
 Номінальне число обертів 2900 1/хв.
 Номінальна напруга 400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

A = 205 мм
 B = 87,5 мм
 C = 375 мм
 D = 192 мм
 E = 90 мм
 G = 110 мм
 Вага 8,9 кг



					ТП 71мп 96 02 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок А.2 Циркуляційний насос теплової мережі

Дані насоса WILO MVI 1608/6

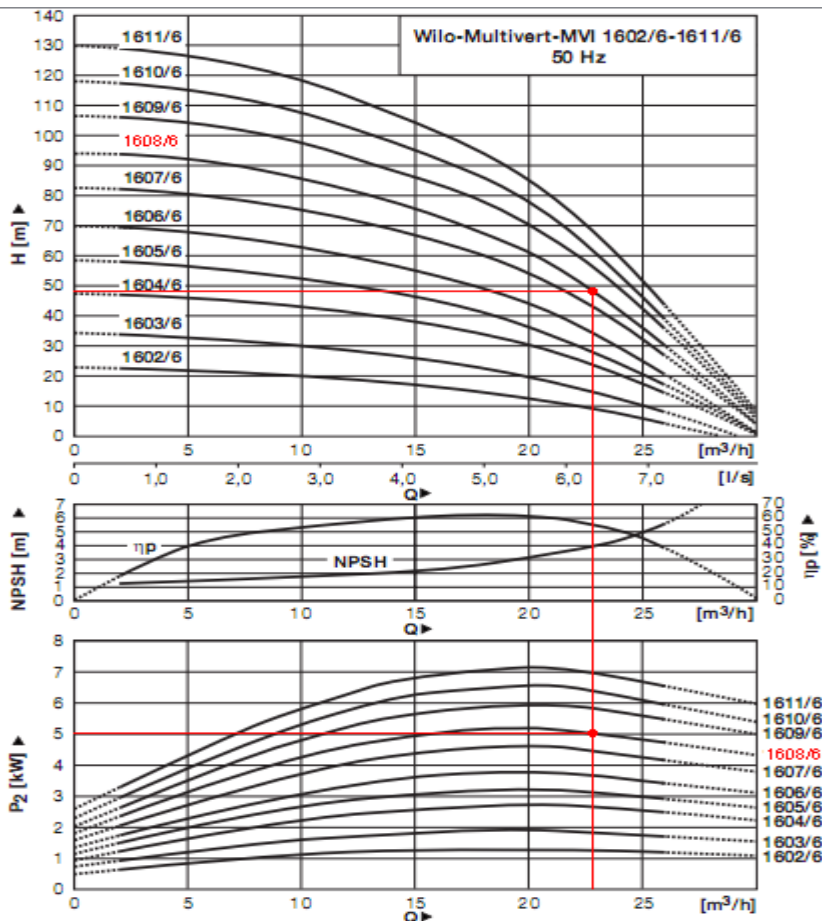
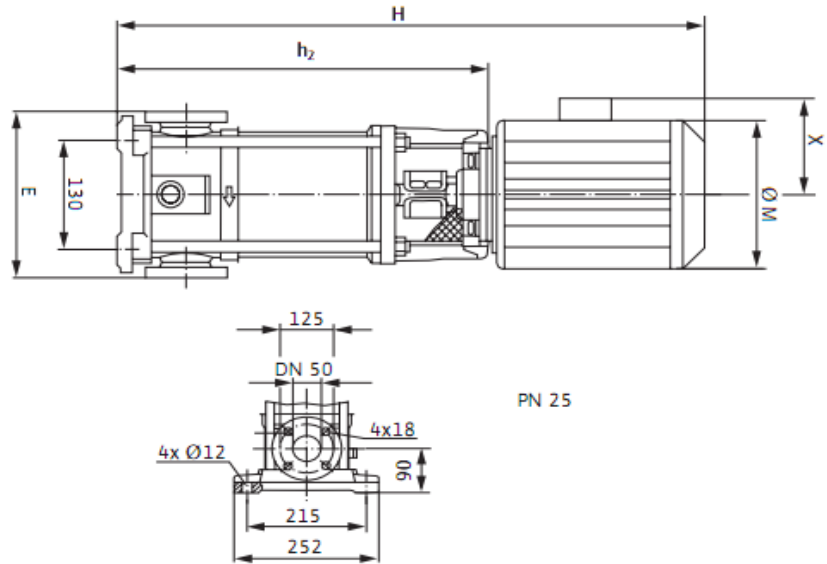
Продуктивність: 23,2 м³/год
 Напір: 48 м.вод.ст.
 Число обертів 2900 1/хв
 Потужність на валу 5,0 кВт

Дані для мотора

Номинальна потужність 5,5 кВт
 Номинальний струм 10,8 А
 Номинальна напруга 400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

H = 933 мм
 h₂ = 603,5 мм
 M = 240 мм
 X = 160 мм
 E = 300 мм
 Вага 53,9 кг



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 71мп 96 02 ПЗ

Арк.

Рисунок А.3 Підживлювальний насос

Дані насоса WILO MVI 205

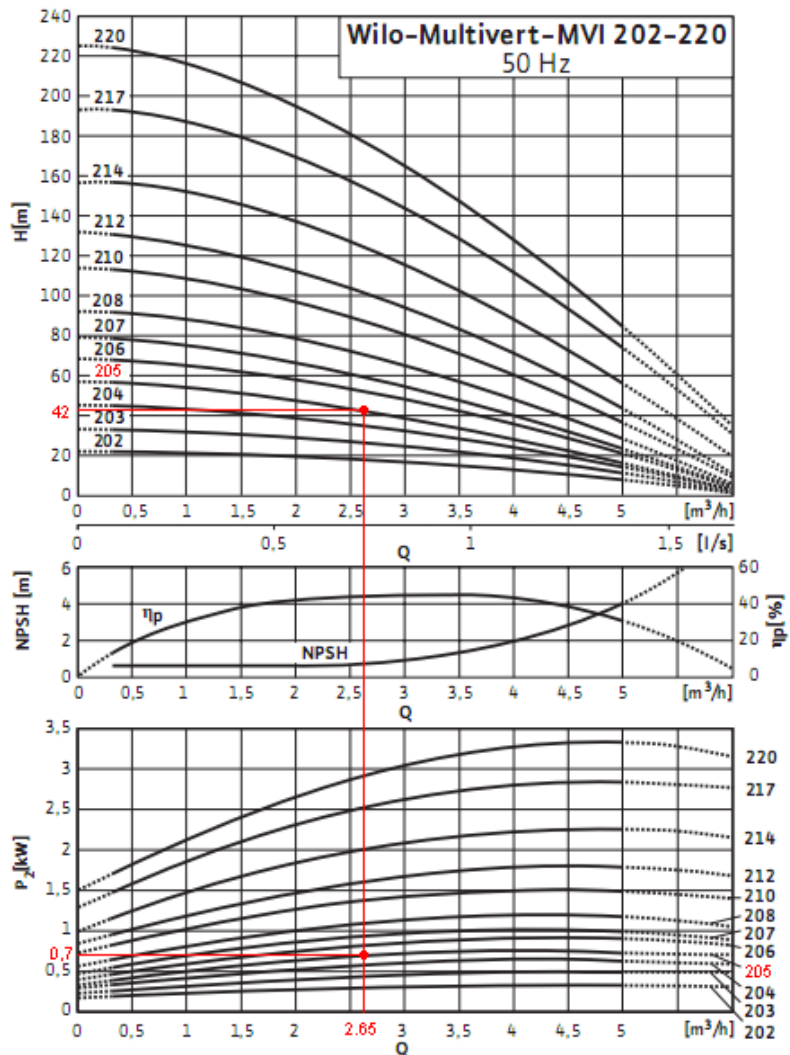
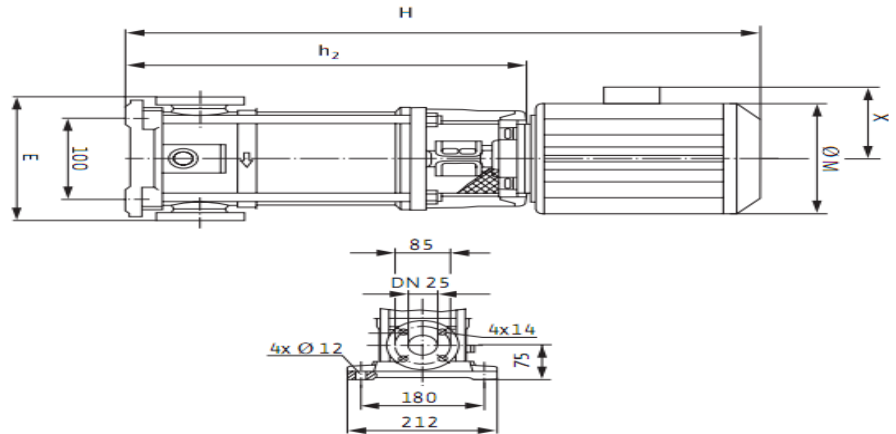
Продуктивність: 2,65 м³/год
 Напір: 42 м.вод.ст.
 Число обертів 2900 1/хв
 Потужність на валу 0,7 кВт

Дані для мотора

Номинальна потужність 0,75 кВт
 Номинальний струм 1,7 А
 Номинальна напруга 400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

H = 623 мм
 h₂ = 379,5 мм
 M = 170 мм
 X = 143 мм
 E = 250 мм
 Вага 28,1 кг



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 71мп 96 02 ПЗ

Арк.

Рисунок А.4 - Насос холодної води

Дані насоса WILO MVI 1602

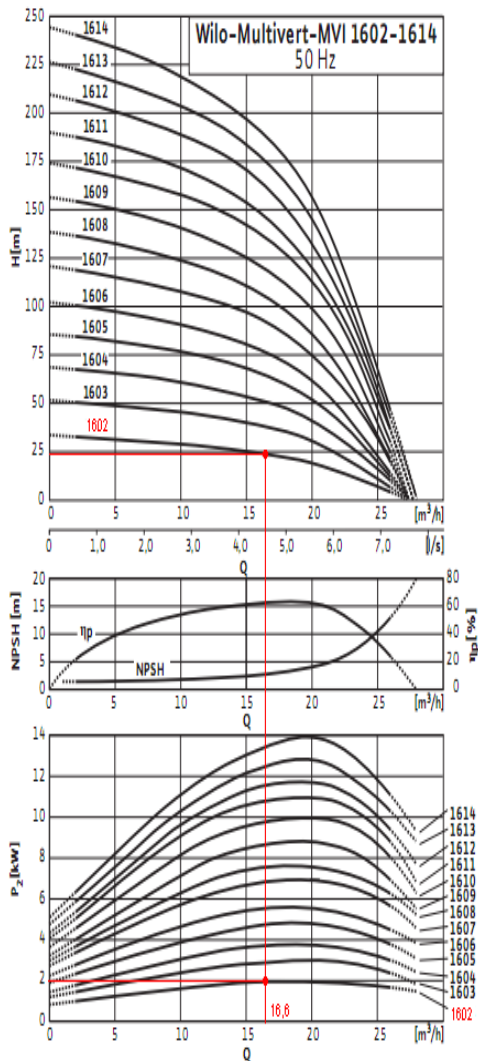
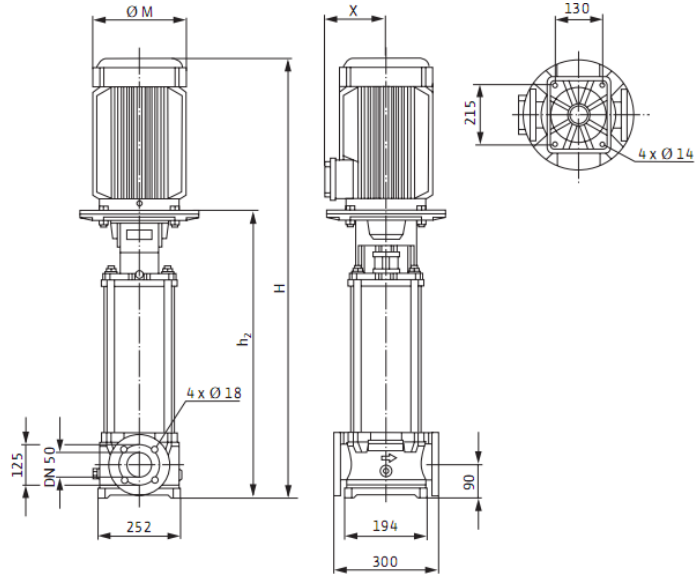
Продуктивність: 16,6 м³/год
 Напір: 20 м.вод.ст.
 Число обертів 2900 1/хв
 Потужність на валу 2 кВт

Дані для мотора

Номінальна потужність 1,5 кВт
 Номінальний струм 3,2 А
 Номінальна напруга 400 В, 50 Гц (3 фази)

Розміри насоса

H = 714 мм
 h₂ = 419 мм
 M = 190 мм
 X = 140 мм
 Вага 58 кг



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 71мп 96 02 ПЗ

Арк.

Інтернет + Бібліотека

87.01% Оригінальність	12.99% Схожість	69 Джерела
-----------------------	-----------------	------------

Джерела з Інтернет : 6 джерел знайдено

1. http://ru.energoresurs.com/files/doc/p6.pdf	0.49%
2. http://energoresurs.com/wp-content/uploads/2017/02/p6.pdf	0.49%
3. http://divovo.in.ua/metodichni-rekomendaciyi-do-vikonannyakvalifikacijnoyi-magiste.html?page=9	0.23%
4. https://vikidalka.ru/2-187983.html	0.23%
5. https://revolution.allbest.ru/manufacture/d00558729.html	0.23%
6. https://revolution.allbest.ru/manufacture/00558729_0.html	0.23%

Джерела з Бібліотека : 63 джерела знайдено


ТП 71 мп Семенюк М.І..docx	4.88%
Шевчук_бакалавр.docx	4.4%
ТП 71 мп Емышьян А.С.doc	3.51%
МД Махров М А ТП-71мп.docx	2.37%
Диплом магістра Авласенко.doc	2.28%
Іщук О.М..docx	1.86%
Sovinsky_bakalavr.docx	0.49%
Сидоренко.docx	0.46%
БХК ПОПОВИЧ.docx	0.46%
БХК Гнатюк.docx	0.46%
БХКЗ Мельник.doc	0.46%
БХК Локтионова.docx	0.46%
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТА.docx	0.46%
БХП Ляшко.docx	0.46%
БХКЗ_Гораль.docx	0.46%
Kravchuk.O.V.-2018-bak.pdf	0.46%
Диплом Милевский.pdf	0.46%
Диплом Левочко ОлександрМТ-п51.docx	0.46%
КонаривськийРЛ_ПЗ.docx	0.46%
Антончик_ЛА42.docx	0.46%
Турчанинов (1).pdf	0.46%
ПОСЛЕДНЯЯ ВЕРСИЯ ЗАПИСКИ с экономикой и с теорией и с охр тр.docx	0.46%
Лях В М.docx	0.46%
Sorochinskij_bachelor_IPz41.doc	0.46%
Salyuk A.E.-2018-bak.pdf	0.46%

 Схожість

 Цитата

 Схожість з обраним джерелом

 Посилання

 Заміна літер абетки

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса ед, кг	Примечание
		<u>Документація</u>			
	ТП71 96 002 003 ТП	Теплова камера ТК532А/3-2	1		
		Трубопроводи, деталі, запірні арматура			
1		Кран шаровий Ду50 Ру16	6	8,4	
2		Кран шаровий Ду32Ру16	2	5,5	
3		Кран шаровий Ду25Ру16	8	4,0	
4		Кран шаровий Ду15 Ру16	8	2,2	
5		Труба 89х3,0	3м	6,37	
6		Труба 76х3,0	6м	5,4	
7		Труба 57х3,0	13м	4,0	
8		Труба 38х2,0	2м	1,77	
9		Труба 32х2,0	38м	1,28	
10		Труба 18х2,0	8м	0,79	
11		Перехід К-2-89х3,5-57х3,0	1	0,6	
12		Перехід К-2-76х3,0-57х3,0	2	0,3	
13		Перехід К-2-57х4,0-38х2,0	1	0,2	
14		Відведення крутозагнуте 90° 57х4,0	1	0,5	
15		Відведення крутозагнуте 90° 57х3,0	2	0,5	
16		Відведення крутозагнуте 90° 38х4,0	1	0,3	
17		Опора нерухома Ду 80	1	-	
18		Опора нерухома Ду 65	2	-	
19		Опора нерухома Ду 50	1	-	

Соголасовано

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Кол.ч.	Лист	№ док.	Подп.	Дата
Студент		Бахарев В.О.			
Керівник		Соломаха А.С.			
Н.контроль		Боженко М.Ф.			
Огляд					
Зав. каф.		Варламов Г.Б.			

ТП 71 96 002 003 ТП

Теплова камера

Розміщення обладнання

Стадия	Лист	Листов
МД		1

НТУУ "КПІ" ім.Горія Сікорського
кафедра ТПТ

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Маса од., кг	Примітка
		<u>Документація</u>			
	ТП 71 96 002 005	Вузол вводу теплоносія	1		
		<u>Обладнання та арматура</u>			
1		Запобіжний клапан	1		
2		Фільтр Ду150 Lattice ST-01/F	2	63	
3		Фільтр Ду200 Lattice ST-01/F	1	169	
4		Грязьовик Ду150	2	128	
5		Грязьовик Ду200	1	222.4	
6		Кульовий кран фланцевий Ду100	1	20	
7		Кульовий кран фланцевий Ду150	6	38.5	
8		Кульовий кран фланцевий Ду200	2	58	
9		Звуження 200/150	2		
10		Кран для випуску повітря Ду15	1	0.225	
11		Зворотний клапан	1	60	
12		Термоманометр	5	0.4	
13		Манометр	6	0.31	

Погоджено

Взам. інв. №

Підп. і дата

Інв. № подл.

ТП 71 96 002 005

Зм.	Кіл.	Арк	№ док.	Підпис	Дата

Студент	Бахарев В.О.
Керівник	Соломаха А.С.
Н. контр.	Боженко М.Ф.
Огляд	
Зав.каф.	Варламов Г.Б.

Центральний тепловий пункт
Вузол вводу теплоносія

Стадія	Аркцш	Аркцшів
МД		1
НТУУ "КПІ", ім.Горька Сікарського, кафедра ТПТ		

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Маса од., кг	Примітка
		<u>Документація</u>			
	ТП 71 96 002 004	Вузол обліку холодної води	1		
		<u>Обладнання та арматура</u>			
1		Лічильник води	1	14.5	
2		Фільтр Ду100 Lattice ST-01/F	1	32.1	
3		Зворотний клапан	1	29	
4		Грязьовик	1	79.9	
5		Манометр	4	0.4	
6		Кульовий кран фланцевий Ду100	2	20	
7		Кран для випуску повітря Ду15	1	0.225	
8		Дренажний кран Ду20	2	0.305	
9		Звуження 100/65	2	1	
10		Труба Ду65	1м		

Погоджено

Взам. інв. №

Підп. і дата

Інв. № подл.

ТП 71 96 002 004

Зм.	Кіл.	Арк	№ док.	Підпис	Дата

Студент	Бахарев В.О.
Керівник	Соломаха А.С.
Н. контр.	Боженко М.Ф.
Огляд	
Зав.каф.	Варламов Г.Б.

Центральний тепловий пункт
Вузол обліку холодної води

Стадія	Аркцш	Аркцшів
МД		1
НТУУ "КПІ", ім.Горького Сякарського, кафедра ТПТ		