Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет
«Дніпровська політехніка»

Електроенергетики
(інститут)
Електротехнічний
(факультет)
Кафедра Відновлюваних джерел енергії
(повна назва)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
кваліфікаційної роботи ступеню магістра
(бакалавра, спеціаліста, магістра)

Студента Бєлєвич О. С.
(ПІБ)

академічної групи _____
(шифр)

спеціальності _____
(код і назва спеціальності)

спеціалізації _____

за освітньо-професійною програмою _____

_____
(офіційна назва)

на тему «Аналіз використання відновлюваних джерел енергії для теплопостачання адміністративно-побутового комплексу виробничого структурного підрозділу «Шахтоуправління Павлоградське» ПАО «ДТЕК Павлоградвугілля»

(назва за наказом ректора)

Керівники	**Прізвище, ініціали**	**Оцінка за шкалою**		**Підпис**
		рейтинговою	**інституційною**	
кваліфікаційної роботи	Гребенюк А.М.			
розділів:				
Аналіз можливості використання відновлюваних джерел енергії шахти «Тернівська»	Гребенюк А.М.			
Розрахунок системи ГВП з використанням теплового насоса і геліоустановок	Гребенюк А.М.			
Техніко-економічне обґрунтування	Тимошенко Л.В.			

Рецензент				

Нормоконтролер	Ципленков Д.В.			

Дніпро
2018

ЗАТВЕРДЖЕНО:
завідувач кафедри

Відновлюваних джерел енергії
(повна назва)

_____ Шкрабець Ф.П.
(підпис) (прізвище, ініціали)

«_____»_____20 18 року

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу
ступеня магістра
(бакалавра, спеціаліста, магістра)

Студенту Бєлєвич О. С. **академічної групи** _____
(прізвище та ініціали) (шифр)

спеціальності _____

спеціалізації _____

за освітньо-професійною програмою _____

_____
(офіційна назва)

на тему «Аналіз використання відновлюваних джерел енергії для теплопостачання адміністративно-побутового комплексу виробничого структурного підрозділу «Шахтоуправління Павлоградське» ПАО «ДТЕК Павлоградвугілля»,

затверджену наказом ректора НТУ «Дніпровська політехніка» від _____ № _____

Розділ	Зміст	Термін виконання

Завдання видано _____ Гребенюк А.М.
(підпис керівника) (прізвище, ініціали)

Дата видачі _____

Дата подання до екзаменаційної комісії _____

Прийнято до виконання _____ Бєлєвич О. С.
(підпис студента) (прізвище, ініціали)

Реферат

Пояснювальна записка: 68 стор., рис. - 6, таблиць - 11, додатків - 1.

Об'єктом дослідження є шахта «Тернівська», що входить до складу виробничо-структурного підрозділу «Шахтоуправління Павлоградське» ПрАТ «ДТЕК Павлоградвугілля». В роботі досліджується можливість застосування відновлюваних джерел енергії для зниження витрат на систему теплопостачання шахти.

У першому розділі виконаний аналіз системи теплопостачання шахти, проведено розрахунок потреб підприємства в тепловій енергії. Розрахунки показали, що потреби шахти «Тернівська» в тепловій енергії дуже великі. Тому в роботі була розглянута тільки можливість використання тепла з відновлюваних джерел для системи гарячого водопостачання шахти. З розрахунків видно, що теплова енергія, необхідна для гарячого водопостачання є найменшою складовою загального річного споживання і економічних можливостей шахти буде досить для реалізації такого проекта.

В результаті аналізу джерел відновлюваної енергії шахти було виділено два найбільш перспективні напрямки - низькопотенційне тепло шахтних вод і геліосистеми, установка яких можлива на даху будівлі АБК шахти «Тернівська».

У другому розділі був виконаний розрахунок теплонасосної установки. Як джерело низькопотенційного тепла пропонується використовувати шахтні підземні води, що мають температуру 12…14 °С і надходять в водозбірники №1, №2, №3 головного водовідливу горизонту 265 м. Розрахунки показали, що найбільш раціонально буде застосування двох теплових насосів потужністю 190 кВт кожен. При цьому в холодну пору року в роботі будуть знаходитися

обидва модуля з сумарно теплопродуктивністю 380 кВт, а в теплу пору року буде працювати тільки одна ТНУ.

Другим перспективним напрямком є використання сонячних колекторів для підігріву води системи гарячого водопостачання шахти. У розділі визначено, що для забезпечення адміністративно-побутового комплексу гарячою водою необхідна установка 20 геліоустановок на даху будівлі.

В роботі виконано вибір типу сонячної панелі, розраховано необхідна їх кількість, вироблена добірка допоміжного обладнання - резервуара-теплообмінника, термостатичного клапана і системного контролера для сонячних водонагрівальних систем.

У техніко економічному обґрунтуванні виконані розрахунки економічних показників кожного розглянутого проекту. Аналіз отриманих результатів показав, що найбільш перспективним напрямком використання поновлюваних джерел енергії є теплонасосні установки.

ВІДНОВЛЮВАНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ, ТЕПЛОВИЙ НАСОС, СИСТЕМА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ, ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ЦИКЛ, ТРУБЧАСТИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ПЛАСТИНЧАСТИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ГЕЛІОУСТАНОВКА

Abstract

Explanatory note: 68 pages, fig. - 6, tables - 11, applications - 1.

The object of the study is the mine "Ternovskaya", which is part of the production and structural unit "Shahtoupravlenie Pavlogradskoye" of PJSC "DTEK Pavlogradugol". The research investigates the possibility of using renewable energy sources to reduce the cost of the mine's heat supply system.

In the first section, the analysis of the heat supply system of the mine was carried out, the calculation of the needs of the enterprise in thermal energy. The calculations have shown that the needs of the Ternovskaya mine are very high in thermal energy. Therefore, only the possibility of using heat from renewable sources for the hot water supply system of the mine was considered in the work. It is clear from the calculations that the heat energy required for hot water supply is the smallest component of the total annual consumption and the economic capabilities of the mine will be sufficient for the implementation of such a project.

As a result of the analysis of the sources of renewable energy of the mine, two of the most promising directions were identified - the low-potential heat of mine waters and solar system, which installation is possible on the roof of the building of the ABK of the mine "Ternovskaya".

In the second section, the calculation of the heat pump installation was performed. As a source of low-potential heat, it is proposed to use mine underground waters having a temperature of 12 ... 14 ° C and entering the basins №1, №2, №3 of the main drainage of the horizon of 265 meters. Calculations have shown that the

most rational will be the use of two heat pumps with a power of 190 kW everyone At the same time in the cold season there will be both modules with a total heat output of 380 kW, and in the warm season only one TNU will work.

Another promising direction is the use of solar collectors for heating the water of the hot water supply system of the mine. The section specifies that for the provision of an administrative-household complex with hot water, it is necessary to install 20 solar installations on the roof of the building.

In the work, the choice was made for the type of solar panel, the required number of them was calculated, a selection of auxiliary equipment - a reservoir-heat exchanger, a thermostatic valve and a system controller for solar water heating systems - was made.

In the feasibility study calculations of the economic indicators of each project under consideration were made. The analysis of the results showed that the most promising direction of the use of renewable energy sources is heat pump installations.

REFINED SOURCES OF ENERGY, HEAT PUMP, HOT WATER SUPPLY SYSTEM, THERMODYNAMIC CYCLE, TUBE HEAT EXCHANGER, PLATE HEAT EXCHANGER, HELIOSTUM

Зміст

	Вступ
1	Аналіз можливості використання відновлюваних джерел енергії шахти «Тернівська»
1.1	Загальні відомості про шахту
1.2	Система опалення та гарячого водопостачання шахти
1.3	Система електропостачання котельні
1.4	Розрахунок річної витрати теплової енергії
1.5	Аналіз джерел відновлюваної енергії в умовах шахти «Тернівська»
1.5.1	Будова теплового насоса
1.5.2	Основні види геліосистем
2	Розрахунок системи ГВП з використанням теплового насоса і геліоустановок
2.1	Використання теплового насоса для ГВП шахти «Тернівська»
2.1.1	Розрахунок необхідної потужності ТНУ
2.1.2	Розрахунок термодинамічного циклу теплового насоса
2.1.3	Розрахунок теплообмінника шахтної води
2.1.4	Розрахунок пластинчастого теплообмінника
2.2	Використання геліоустановки для ГВП шахти «Тернівська»
2.2.1	Розрахунок навантаження системи ГВП
2.2.2	Розрахунок теплопродуктивності сонячного

колектора
2.2.3 Розрахунок кількості сонячних колекторів
2.2.4 Вибір резервуара-теплообменніка
2.2.5 Вибір термостатичного клапана
2.2.6 Вибір системного контролера для сонячних водонагрівальних систем
2.2.7 Установка запропонованої системи сонячних колекторів

3 Техніко-економічне обґрунтування
3.1 Введення
3.2 Розрахунок капітальних витрат варіант 1

3.3 Розрахунок експлуатаційних витрат варіант 1
3.3.1 Розрахунок амортизаційних відрахувань (Са)
3.3.2 Витрати з технічного догляду та ремонту обладнання
3.3.3 Вартість електроенергії
3.4 Визначення річної економії від реконструкції варіант 1
3.5 Визначення та аналіз показників економічної ефективності варіант 1
3.6 Розрахунок капітальних витрат варіант 2
3.7 Розрахунок експлуатаційних витрат варіант 2
3.7.1 Розрахунок амортизаційних відрахувань (Са)
3.7.2 Витрати з технічного догляду та ремонту обладнання
3.7.3 Вартість електроенергії
3.8 Визначення річної економії від реконструкції варіант 2
3.9 Визначення та аналіз показників економічної ефективності варіант 2

Виводи

Перелік посилань

Додаток

Вступ

Стратегічною метою державної політики в сфері енергозбереження та підвищення енергоефективності є максимально раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів для забезпечення сталого розвитку національної економіки. В даний час на гірничодобувних і збагачувальних підприємствах України зберігається висока частка витрат на енергоресурси (до 40%) в собівартості продукції, а отже, і енергоємність виробництва, яка вище в 2,5…5 разів у порівнянні з розвиненими країнами (США, Японія, країни Західної Європи).

За даними моніторингу реалізації енергозберігаючих заходів на гірничопромислових підприємствах здійснюється недостатньо ефективно. Серед основних труднощів відзначені: низька мотивація інвестування в енергозбереження, великі терміни окупності, обмеженість фінансування, завищена вартість послуг на енергоаудит. Одним з важливих аспектів підвищення енергоефективності є організація енергозбереження. В даний час на гірничопромислових підприємствах не існує ефективного організаційного механізму управління енергозбереженням, не використовуються повною мірою

методи оптимізації витрат на впровадження енергозберігаючих заходів та енергетичні обстеження.

У зв'язку з цим розробка заходів по використанню поновлюваних джерел енергії є актуальною практичною задачею, вирішення якої спрямовано на підвищення ефективності гірничого виробництва, зниження собівартості та підвищення конкурентоспроможності продукції гірничопромислових підприємств.

Мета роботи полягає в обгрунтуванні і розробці заходів щодо використання відновлюваних джерел енергії в умовах шахту «Тернівська», що входить до складу виробничо-структурного підрозділу «Шахтоуправління Павлоградське» ПрАТ «ДТЕК Павлоградвугілля».

1 Аналіз можливості використання відновлюваних джерел енергії шахти «Тернівська»

1.1 Загальні відомості про шахту

ПрАТ «ДТЕК Павлоградвугілля» - найбільше вуглевидобувне підприємство України, займається розробкою в Західному Донбасі (Дніпропетровська область). До складу підприємства входить 10 шахт, 23 структурних підрозділи, 57 об'єктів соціальної сфери. Колектив підприємства нараховує понад 26 тис. чоловік.

Підприємство видобуває кам'яне вугілля марок Г і ДГ для потреб енергетики та металургії. У 2017 р. шахтами «Павлоградвугілля» видобуто понад 15,4 млн.т. вугілля (18,8% видобутку на Україні), промислові запаси вугілля складають 649,7 млн.т. Собівартість тонни рядового вугілля, видобутого на шахтах об'єднання, дозволяє увійти в трійку шахт України з найнижчою собівартістю.

В даний час на підприємстві йдуть процеси по впровадженню прогресивної гірничо-видобувної техніки та оновленню наявної. Відповідно до принципів вертикальної інтеграції, вугілля ПрАТ «ДТЕК Павлоградвугілля» в основному поставляється на власні електростанції ДТЕК. Крім того, продукція підприємства спрямовується на коксохімічні підприємства України, експорт, власні потреби і соціальні програми (в т.ч. опалення міст та селищ).

Шахта «Тернівська» входить до виробничо-структурного підрозділу «Шахтоуправління Павлоградське» та розташована у місті Тернівка, Дніпропетровської області.

Стала до ладу у 1964 р. з проектною виробничою потужністю 900 тис.т вугілля на рік. Фактичний видобуток 1794 т/добу. У 2003 р. було видобуто рекордні 621 тис. т вугілля. Максимальна глибина робіт 265 м. Протяжність підземних виробок 85,1 км. Шахта розробляє пласти вугілля c_8, c_6, c_5, c_4 потужністю 0,78-1,6 м. Кути падіння пластів 0-3°. Пласти небезпечні щодо вибуху вугільного пилу. Кількість діючих очисних вибоїв 4, підготовчих - 8. В очисних вибоях використовуються механізовані комплекси КД-80, у підготовчих - комбайни ГПКС та інше обладнання. Кількість працюючих: 2940 чоловік, з них підземних 1673.

Шахта нарощує видобуток вугілля. З 2001 р. до 2010 р. на шахті було проведено розкриття і підготовка пластів блоку № 2, розкриття і підготовка пласта $c_{8н}$ західного крила блоку.

1.2 Система опалення та гарячого водопостачання шахти

Джерелом тепла реальної системи теплопостачання є котельня ПСП «ШУ Павлоградське» ПАТ «ДТЕК Павлоградвугілля» шахти «Тернівська», де встановлені три парових котлоагрегату ДКВР-10/13 і один паровий котлоагрегат ДКВР-4/13, пароводяні підігрівачі, групи мережевих і підживлювальних насосів і допоміжне обладнання.

Теплоносій на виході з котельні - вода з параметрами 105/70 °С. Теплова мережа - двотрубна, тупикова з безелеваторною схемою підключення абонентів. Прокладка трубопроводів як надземна, так і підземна с компенсацією температурних подовжень за рахунок природних кутів поворотів теплової мережі. Підживлення тепломережі здійснюється хімочіщеною, деаерірованою водою. Параметри основних елементів теплопостачання шахти наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Характеристики основних елементів теплопостачання шахти «Тернівська».

Найменування	Тип	Кількість, шт.	Виробництво пару, т/год	Дозволений тиск, атм.
Котлоагрегат	ДКВР-10/13	2	10	8
	ДКВР-4/13	2	4	7
Водяний підігрівач	БП-200	2	-	7

На покрівлі АБК розташовані два бака. Бак об'ємом 17м^3 подає воду на бані (жіноча, директорська, начальників дільниць) з загальною кількістю 24 сітки і режимом роботи 1 і 2 зміни. Бак об'ємом 8 м^3 подає воду на пральню та їдальню шахти.

У робочій бані 83 сітки. Середньооблікова чисельність працівників на кінець серпня становить 1955 осіб. Кількість людей, що миються в лазнях за вирахуванням відпускників і хворих: 1 зміна - 521 людина, 2 зміна - 311 осіб, 3 зміна – 283 людини, 4 зміна - 263 людини, поверхневі робочі – 337 чоловік. Робочі миються по графіку подачі води з котельні.

Режим роботи їдальні шахти - з 6 до 15 годин без перерви і вихідних днів. Кількість блюд, - 850 страв на добу. Витрата води по даним водомірного лічильника – орієнтовно 10 м^3 на добу.

Розводка води від баків на даху до споживачів проводиться трубопроводом діаметром 50 мм. Для сушіння мокрої білизни передбачені електрокалорифери, на першому поверсі - для сушіння випраного спецодягу, на другому поверсі - для сушіння мокрого одягу в жіночій бані, на третьому

поверсі - для сушіння мокрого одягу робітників. На випадок виходу з ладу робочого калорифера в одній з сушарок передбачений резервний електрокалорифер.

1.3 Система електропостачання котельні

Котельня є споживачем 2-ї категорії електропостачання. Електропостачання виконано двома кабелями марки ВВГ 4х10 від різних секцій шин РП-0,4 кВ, прокладка кабелів по стінах на скобах.

У приміщенні бойлерної виконаний монтаж двох розподільних щитів навісного виконання, від яких живиться електрообладнання. Пускова апаратура розташована на стінах. Силова мережа виконана кабелем марки ВВГ відкрито по стінах на скобах і проводом марки ПВ-2 в трубах в підготовці підлоги.

Передбачена установка приладів контролю рівня в баках гарячої води зі звуковою та світловою сигналізацією. Контрольний кабель до сигнальних електродів прокладений відкрито по стінах на скобах і на тросі.

Також передбачено електроопалення в сушарках будівлі АБК. Електроопалення виконано електротепловентіляторами марки «ТЕВ 4-12» потужністю 6 кВт і «ТЕВ 2-3» потужністю 3 кВт з вмонтованими терморегуляторами.

У приміщенні передбачено робоче та аварійне освітлення, яке живиться від різних секцій шин РП-0,4 кВ. Для підключення мережі освітлення передбачена установка в силові щитки однофазних автоматичних вимикачів.

Світильники аварійного освітлення включаються одночасно з робочим освітленням. Мережа освітлення виконана кабелем марки ВВГ відкрито по стінах і перекриттях на скобах.

Всі електроустановки занулені з подальшим їх заземленням. Контур заземлення виконан сталевою смугою 40х4 мм по периметру будівлі відкрито, впритул до стіни на висоті 400 мм від підлоги і виведений до зовнішнього заземлювального пристрою. Крім того, виконана система зрівнювання

потенціалів шляхом об'єднання контуру заземлення зі сталевими трубами комунікацій, металевими частинами будівельних конструкцій, блискавкозахисту, системи опалення та вентиляції.

1.4 Розрахунок річної витрати теплової енергії

Для аналізу потреби шахти виконаємо розрахунок річної витрати теплової енергії. Вихідні дані для розрахунку річної витрати теплової енергії на опалення будівель і споруд:

- середня внутрішня температура в приміщенні $t^{ср}_{вн}$ приймається на рівні + 18 °С;

- середня температура повітря за опалювальний період $t_{ср}$ приймається на рівні + 1°С;

- розрахункова температура повітря для опалення $t_Р$ приймається на рівні + 24 °С;

- тривалість опалювального періоду в рік $Т_{оп}$ приймається 175 днів.

- годинне теплове навантаження на мережу за даними проекту становить $Q_{оп}^{рік}$=3234350 ккал/год.

Річні витрати теплової енергії на опалення будівель і споруд розраховується за формулою:

$$Q_{ОП}^{рік} = \frac{24 \cdot Q_{ОП}^{год} \cdot Т_{ОП}(t_{ВН}^{ср} - t_{СР})}{(t_{ВН}^{ср} - t_Р) \cdot 10^6} = \frac{24 \cdot 3234350 \cdot 175(18+1)}{(18+24) \cdot 10^6} = 6145{,}3 \ Гкал/рік$$

Для розрахунку потреби в тепловій енергії на нагрів повітря калориферної установкою (секції № 1...4) приймаються наступні вихідні дані:

- температура повітря, що подається в ствол, приймається $t_ш$=10 °С;

- середня температура зовнішнього повітря за період роботи калориферної установки приймається $t_{Н.К}$=1 °С;

- витрата повітря, що подається в шахту, $V_ш$=168,6 м^3/с;

- тривалість роботи калориферної установки - $T_{кал}$=175 днів.

Середні витрати теплової енергії шахтної калориферної установки (секції №1...4) за годину дорівнюють:

$$Q^{год}_{П№1...4} = 1160 \cdot V_{Ш} \cdot (t_{Ш} - t_{Н.К}) = 1160 \cdot 168{,}6 \cdot (10 - 1) = 1760184 \text{ ккал/год}$$

Річні витрати теплової енергії шахтної калориферної установки (секції №1 ... 4) дорівнюють:

$$Q^{рік}_{П№1...4} = 24 \cdot T_{кал} \cdot Q^{год}_{П№1...4} \cdot 10^{-6} = 24 \cdot 175 \cdot 1760184 \cdot 10^{-6} = 7392{,}8 \text{ Гкал/рік}$$

Для розрахунку потреби в тепловій енергії на нагрів повітря калориферної установкою (секції № 5) приймаються наступні вихідні дані:

- температура повітря, що подається в ствол, приймається $t_{ш}$=16 °С;

- середня температура зовнішнього повітря за період роботи калориферної установки приймається $t_{Н.К}$=1 °С;

- витрата повітря, що подається в шахту, $V_{Ш}$=16,0 м^3/с;

- тривалість роботи калориферної установки - $T_{ка}$=175 днів.

Середні витрати теплової енергії шахтної калориферної установки (секції № 5) за годину дорівнюють:

$$Q^{год}_{П№5} = 1160 \cdot V_{Ш} \cdot (t_{Ш} - t_{Н.К}) = 1160 \cdot 16{,}0 \cdot (16 - 1) = 278400 \text{ ккал/год}$$

Річні витрати теплової енергії шахтної калориферної установки (секції № 5) дорівнюють:

$$Q^{рік}_{П№5} = 24 \cdot T_{кал} \cdot Q^{год}_{П№5} \cdot 10^{-6} = 24 \cdot 175 \cdot 278400 \cdot 10^{-6} = 1169{,}3 \text{ Гкал/рік}$$

Річні витрати теплової енергії шахтної калоріферної установки (секції №

5)) дорівнюють:

$$Q_{П}^{рік} = Q_{П№1...4}^{рік} + Q_{П№5}^{рік} = 7392,8 + 1169,3 = 8562,1 \text{ Гкал/рік}$$

Визначимо витрати теплової енергії на господарсько-побутові та санітарно-гігієнічні потреби. Вихідні дані для розрахунку витрат теплової енергії на господарсько-побутові та санітарно-гігієнічні потреби шахти:

- чисельність працівників на шахті без урахування відпускників і хворих N=1715 чол.;

- кількість прань комплектів білизни та спецодягу на рік n_c=300.

Річні витрати теплової енергії на душі та умивальники:

$$Q_{Д}^{рік} = 0,6 \cdot N = 0,6 \cdot 1715 = 1029,0 \text{ Гкал/рік}$$

Річні витрати теплової енергії на їдальню:

$$Q_{ІД}^{рік} = 0,05 \cdot N = 0,05 \cdot 1715 = 85,7 \text{ Гкал/рік}$$

Річні витрати теплової енергії на пральню:

$$Q_{ПР}^{рік} = 0,007 \cdot N \cdot n_c = 0,007 \cdot 1715 \cdot 300 = 3601,5 \text{ Гкал/рік}$$

Сумарні річні витрати теплової енергії на господарсько-побутові та санітарно-гігієнічні потреби:

$$Q_{ХСН}^{рік} = Q_{Д}^{рік} + Q_{ІД}^{рік} + Q_{ПР}^{рік} = 1029,0 + 85,7 + 3601,5 = 4716,2 \text{ Гкал/рік}$$

Річні витрати теплової енергії на потреби шахти:

$$Q^{рік} = Q_{ОП}^{рік} + Q_{П}^{рік} + Q_{ХСН}^{рік} = 6145,3 + 8562,1 + 4716,2 = 19423,6 \text{ Гкал/рік}$$

Річні витрати теплової енергії з урахуванням нормованих втрат теплової енергії в розмірі 5% дорівнюють:

$$Q_{МЕР}^{рік} = \frac{Q^{рік} \cdot 5}{100} + Q^{рік} = \frac{19423,6 \cdot 5}{100} + 19423,6 = 20394,8 \text{ Гкал/рік}$$

Як видно з проведеного розрахунку потреби шахти «Тернівська» в тепловій енергії дуже великі. І реалізація проекту по перекладу теплопостачання шахти на джерела відновлюваної енергії є, в даний час, економічно неможливою. За рекомендацією керівника проекту в подальшому буде розглядатися тільки можливість використання тепла з відновлюваних джерел для системи гарячого водопостачання шахти. З розрахунків видно, що теплова енергія, необхідна для гарячого водопостачання є найменшою складовою загального річного споживання і економічних можливостей шахти буде досить для її реалізації. Крім того, такий підхід дозволить підприємству в майбутньому акумулювати кошти на реалізацію наступних енергозберігаючих проектів за рахунок економії від впровадження поновлюваних джерел енергії для системи гарячого водопостачання.

1.5 Аналіз джерел відновлюваної енергії в умовах шахти «Тернівська»

Раніше, при виконанні дипломного проекту бакалавра, був виконаний аналіз можливості використання відновлюваних джерел енергії для зниження рівня споживаних енергоресурсів в умовах ВАТ «Шахта «Тернівська». Було виділено три основних джерела відновлюваної енергії - вентиляційні установки шахти, потік води в гірських виробках і низькопотенційне тепло шахтних вод.

В процесі розгляду цих джерел було виділено наступне:

1) на використання вітрогенератора в шахтної вентиляції накладається велика кількість обмежень - установка вітрогенератора безпосередньо у

вентиляційному стовбурі не може бути виконано за вимогами техніки безпеки через часткове перекриття перетину і збільшення опору повітряного потоку, а винесення генератора за межі вихідного отвору вентилятора призведе до різкого зменшення повітряного потоку;

2) при невеликому ухилі гірничих виробок потік води має низьку швидкість і як наслідок малу кінетичну енергію, а спорудження проміжних накопичувачів води вимагає істотних витрат на виконання гірських робіт і дотримання всіх вимог безпеки. Таким чином отримання значної кількості електроенергії з використанням засобів малої гідроенергетики неможливо;

3) одним з джерел низькотемпературного тепла на шахті «Тернівська» є шахтні підземні води, які подаються з горизонтів шахти і мають температуру 12…14 °С. Таким чином перспективним напрямком вирішення проблем гарячого водопостачання шахти є застосування енергозберігаючих теплонасосних технологій, які використовують низькопотенційне природне тепло.

Ще одним джерелом відновлюваної енергії для системи гарячого водопостачання можуть бути сонячні колектори. Геліоустановки (сонячні колектори) - це високопродуктивні комплексні системи для перетворення сонячної енергії в теплову. Залежно від реалізованої технології збору сонячної енергії сонячні колектори бувають вакуумні і плоскі.

1.5.1 Будова теплового насоса

Тепловий насос - пристрій для переносу теплової енергії від джерела низькопотенційної теплової енергії (з низькою температурою) до споживача (теплоносія) з більш високою температурою.

Основні принципи роботи теплових насосів і кондиціонерів були викладені лордом Кельвіним і опубліковані в 1852 році статті «Про економію на обігріві і охолодженні будівель за допомогою потоків повітря». Однак на практиці ці ідеї довго не були реалізовані. Тільки на початку XX століття стали

з'являтися і пізніше знайшли масове застосування прототипи сучасних холодильників і кондиціонерів. Прямим наслідком цього розвитку стало і поява теплових насосів як приладів, що працюють навпаки - для отримання тепла, а не холоду.

Принцип роботи теплового насоса заснований на базових фізичних явищах:

- коли речовина випаровується, вона поглинає теплоту, а коли конденсується, віддає теплоту;

- коли тиск змінюється, змінюється температура випаровування і конденсації речовини: чим вище тиск, тим вище температура і навпаки.

На рисунку 1.1 представлена схема, де показані основні компоненти теплового насоса - випарник, конденсер, компресор і контур, за яким проганяється холодоагент. Відповідно можна отримувати з одного боку тепло, а з іншого холод.

Рисунок 1.1 Схема теплового насоса.

З боку обігріву підключаються системи опалення або гарячого водопостачання. Також обігрів може використовуватися для скидання енергії, коли система працює в режимі кондиціонування. Для цього до обігріву

підключається теплообмінний контур з зовнішнім середовищем: повітрям, водою або грунтом в залежності від типу теплового насоса

З боку охолодження підключається система для кондиціонування, а також теплообмінний контур із середовищем - джерелом енергії: повітрям, водою або грунтом.

Для роботи агрегатів теплового насоса використовується електрична енергія. Також електрика потрібна для забезпечення роботи теплообмінних контурів (прокачування теплоносія, обдування).

Кожен тепловий насос характеризується потужністю споживаної електроенергії і кількістю виробленої теплової енергії або охолодження. Співвідношення величини виробленої (відібраної) теплової енергії і споживаної електричної називається коефіцієнтом трансформації. Ця величина характеризує ефективність теплового насоса і залежить від різниці рівня температур в випарнику і конденсаторі: чим більше різниця, тим менше ефективність.

Теплові насоси відрізняються головним чином по середовищу з якого здійснюється теплообмін: повітря, вода, грунт.

Повітряні теплові насоси виглядають і працюють як звичайні повітряні кондиціонери. Температура повітря дуже сильно змінюється від сезону до сезону і навіть протягом доби, тому і ефективність повітряного теплового насоса сильно залежить від сезону експлуатації.

Недоліки повітряних теплових насосів:

- середній рівень ефективності для кондиціонування;

- низький рівень ефективності для опалення;

Переваги - порівняно недорога установка.

Найбільш поширеним типом для використання є геотермальні (грунтові) теплові насоси, які в якості теплообмінного середовища використовують грунт і глибинні породи. За ефективністю вони перевершують повітряні теплові

насоси і на практиці багато моделей можуть використовувати не тільки грунт, але і воду в якості теплообмінного середовища.

Як теплообмінника закладається великий підземний колектор з довгих труб. Труби зазвичай виготовляються зі спеціального пластика, рідше використовується мідь і інші матеріали. По трубах підземного колектора проводиться незамерзаючий теплоносій, тому у такої системи немає ризику перемерзнути і отримати пошкодження. Більшість геотермальних теплових насосів працюють автоматично і не вимагають спеціального контролю.

Недоліки геотермальних теплових насосів:

- закладка підземного контуру є дорогою;

переваги:

- висока ефективність для охолодження та опалення;

- можливість забезпечення теплом/холодом будівель різного розміру;

- можливість автоматизованої безаварійної роботи без додаткового контролю.

Водяні теплові насоси в якості теплообмінного середовища використовують воду. Джерелом може служити незамерзаюче водоймище або грунтові води. Водяні теплові насоси відрізняються більш високою ефективністю для охолодження, в порівнянні з повітряними насосами, оскільки температура води (особливо на глибині) набагато менше змінюється від сезону до сезону.

Водяні теплові насоси як правило в два рази ефективніше повітряних і витрачають в два-три рази менше електроенергії для забезпечення аналогічного обсягу охолодження (опалення).

Крім морської води для теплообміну можна використовувати воду глибокого озера. Але найчастіше водяні теплові насоси використовують грунтові води, які є практично скрізь, варто тільки пробурити свердловину достатньої глибини.

Водяні теплові насоси успішно використовуються для опалення великих об'єктів - великих будівель, селищ або цілих міст, оскільки великий обсяг води і її практично постійна температура забезпечують величезні можливості для отримання теплової енергії. Основна складність в експлуатації водяного теплового насоса - контроль за температурою води, а також температури на виході, щоб не допустити перемерзання системи. Це ще одна причина чому водяні теплові насоси найчастіше застосовуються для великих об'єктів.

Недоліки водяних теплових насосів:

- необхідність контролю;

- складність в установці системи подачі і закачування назад води;

переваги:

- висока ефективність для охолодження та опалення;

- можливість забезпечення теплом/холодом великих об'єктів;

- невелика глибина свердловини (для грунтових вод зазвичай 10…40 м).

Основним джерелом низькотемпературного тепла на шахті «Тернівська» є шахтні підземні води. Вода з горизонтів шахти, що має температуру 12…14 °С, надходить в водозбірники №1, №2, №3 головного водовідливу горизонту 265 м. Звідки відкачується на проммайданчик в горизонтальні відстійники шахтних вод, де відбувається їх очищення шляхом відстоювання. З горизонтальних відстійників вода через насосну по напірному трубопроводу перекачується насосом до колектора в ставки балки «Свідовок». Саме вода в горизонтальних відстійниках є джерелом низькотемпературного тепла для теплових насосів.

1.5.2 Основні види геліосистем

Конструктивно гелиосистема складається з наступних основних елементів:

- сонячні колектори;

- насосна станція (для проходження теплоносія через колектора в теплообмінник сонячного акумулятора);

- сонячний акумулятор (бак-накопичувач);

- регулювальне обладнання (автоматика).

Залежно від реалізованої виробником схеми геліосистеми можуть бути працюючі під тиском (робочий тиск в системі до 10 бар) і системи працюють без тиску.

У першому випадку, геліоконтур (змійовик сонячного акумулятора, трубопроводи що з'єднують сонячний акумулятор з колекторами і самі колектора) повністю заповнені соларной рідиною (наприклад, на основі пропілегліколя) або водою. Системи заповнені соларной рідиною можуть працювати круглий рік, тому що теплоносій можна отримати необхідної для геліоконтура концентрації, яка забезпечує надійний захист від замерзання. Системи ж заповнені в якості теплоносія водою можуть замерзнути в зимову пору року, тому їх застосування сезонно і на зимовий час ці системи повинні зливатися.

У другому випадку, геліоконтур заповнений теплоносієм частково. Залежно від схеми реалізованої виробником геліосистеми теплоносій може обмежуватися обсягом теплообмінника бака-акумулятора або мати "резервну" ємність (той же бак-акумулятор) для зберігання теплоносія. І в тому і в іншому випадку теплоносій подається в геліоконтур за допомогою насосної станції при потребі зняти тепло накопичене на абсорбере. Основною перевагою таких систем є те, що вони забезпечують безпеку системи від входження в режим стагнації (коли закипає теплоносій). При закипанні теплоносія на стінках трубопроводів можуть утворюватися певні відкладення (накип), що, надалі, може вивести систему з ладу. При правильному підборі обладнання соларной системи, її налагодження та налагодження регулюючого обладнання входження системи в режим стагнації мало ймовірно.

Висновки.

1. Проведений в розділі аналіз показав, що одним з перспективних джерел відновлюваної енергії для системи гарячого водопостачання є низькопотенційне тепло шахтних вод.

2. Ще одне джерело відновлюваної енергії для системи гарячого водопостачання - геліосистеми, установка яких можлива на даху будівлі АБК шахти «Тернівська».

3. Для вибору найбільш перспективного варіанту, необхідно провести розрахунки поновлюваних джерел енергії для системи гарячого водопостачання шахти з використанням теплових насосів і геліоустановок. Після чого порівняти економічну ефективність двох розглянутих варіантів.

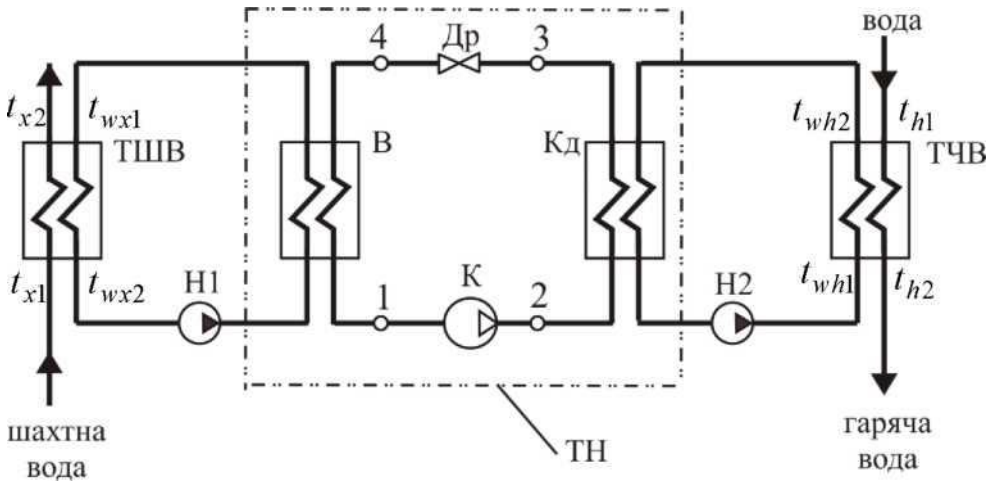
2 Розрахунок системи ГВП з використанням теплового насоса і геліоустановок.

2.1 Використання теплового насоса для ГВП шахти «Тернівська»

На вугільних і рудничних шахтах отримання теплової енергії традиційним способом, спалюванням твердого палива в котельних установках, завдає непоправної шкоди навколишньому середовищу і створює несприятливу екологічну обстановку.

Вугільна промисловість характеризується наявністю потужних відновлюваних джерел енергії, до яких відноситься теплота шахтних вод. Тепло цього джерела через невисоку температури не може бути використана в системах теплопостачання безпосередньо. Але вона може бути перетворена в тепло більш високого потенціалу за допомогою теплових насосів - машин, що працюють за зворотним термодинамичним циклом.

Шахтна вода містить тверді частки, які знаходяться у зваженому стані, а вода що нагрівається для системи гарячого водопостачання (ГВП), містить солі жорсткості, які можуть відкладатися на поверхнях теплообмінних апаратів у вигляді накипу. Щоб не допустити забруднення поверхонь теплообміну випарників і конденсаторів теплових насосів, в технологічній схемі ТНУ передбачаються проміжні контури передачі тепла від шахтної води до холодоагенту і від холодоагенту до води, що нагрівається, в яких циркулює чиста вода (рисунок. 2.1).



Рисонок 2.1. Схема ТНУ, що використовує тепло шахтної води

ТН - тепловий насос;

ТШВ - теплообмінник шахтної води;

ТЧВ - теплообмінник чистої води;

Н1, Н2 - насоси проміжних контурів випарника і конденсатора.

2.1.1 Розрахунок необхідної потужності ТНУ

Потрібна теплова потужність ТНУ визначається виходячи з необхідності нагріву добової кількості гарячої води, що витрачається протягом заданого добового циклу роботи установки. Згідно розрахованого значення потрібної теплової потужності ТНУ приймається число теплових насосів і теплонасосних модулів. Число і теплопродуктивність модулів приймаються такими, щоб теплова потужність кожного модуля була в межах від 150 до 300 кВт.

Розрахуємо необхідну потужність теплонасосної установки для шахти «Тернівська». Добове споживання гарячої води на шахті коливається в межах 100...150 м^3. Температура гарячої води - 45 °С. Початкова температура чистої води, що нагрівається для системи гарячого водопостачання в літній час - 18 °С, в зимовий час - 6 °С. Розрахунок будемо вести для найбільш несприятливих зимових умов і найбільшого споживання.

$$Q_{\text{Т.тну}} = \frac{V_{\text{доб}}}{3600 \cdot \tau_{\text{сут}}} \rho_{\text{w}} \cdot c_w (t_{h2} - t_{h1}) = \frac{150}{3600 \cdot 18} 1000 \cdot 4{,}19 \cdot (45 - 6) = 378{,}3 \ \text{кВт}$$

де: ρ_w=1000 кг/м - щільність води, що нагрівається;

c_w=4,19 кДж/(кг·°С) - теплоємність води, що нагрівається;

$V_{доб}$=150 м^3 - добова потреба шахти в гарячій воді;

$\tau_{доб}$=18 год - тривалість добового робочого циклу теплових насосів;

t_{h1}=6 °С - початкова температура чистої води, що нагрівається для системи гарячого водопостачання;

t_{h2}=45 °С - кінцева температура чистої води, що нагрівається для системи гарячого водопостачання.

Найбільш раціонально буде використовувати два модуля ТНУ теплопродуктивністю по 190 кВт кожен. В цьому випадку в холодну пору року в роботі будуть знаходитися обидва модуля з сумарно теплопродуктивністю 380 кВт, а в теплу пору року буде працювати один модуль.

Перевіримо можливість роботи одного модуля в літню пору:

$$Q_{T.mну}^{літо} = \frac{V_{доб}}{3600 \cdot \tau_{доб}} \rho_w \cdot c_w (t_{h2} - t_{h1}) = \frac{100}{3600 \cdot 18} 1000 \cdot 4{,}19 \cdot (45 - 18) = 174{,}6 \text{ кВт}$$

де: ρ_w=1000 кг/м - щільність води, що нагрівається;

c_w=4,19 кДж/(кг·°С) - теплоємність води, що нагрівається;

$V_{доб}$=100 м^3 - добова потреба шахти в гарячій воді влітку;

$\tau_{доб}$=18 год. - тривалість добового робочого циклу теплових насосів;

t_{h1}=18 °С - початкова температура чистої води влітку, що нагрівається для системи гарячого водопостачання;

t_{h2}=45 °С - кінцева температура чистої води, що нагрівається для системи гарячого водопостачання.

Як видно одного модуля ТНУ для роботи в літній час цілком достатньо. Далі будемо розраховувати один модуль ТНУ, другий буде повністю аналогічний.

2.1.2 Розрахунок термодинамічного циклу теплового насоса

Розрахунок здійснюється за допомогою діаграми стану холодоагенту R407C. Температура фреону на виході з випарника (в точці 1 термодинамічної циклу)

$$t_1 = t_{x1} - \Delta t_{x1} - \Delta t_1 = 12 - 4 - 4 = 4 \text{ °C}$$

де: t_{x1}=12 °С - температура шахтної води;

Δt_{x1}=4 °С - температурний напір на теплому кінці теплообмінника шахтної води;

Δt_1=4 °С - температурний напір на теплому кінці випарника теплового насоса.

Температура сухого насиченої пари в випарнику (в точці 5 циклу):

$$t_5 = t_1 - \Delta t_{sh} = 4 - 5 = -1 \text{ °C}$$

де: Δt_{sh}=5 °С - перегрів пари в випарнику.

За знайденою температурі t_5 і заданою температурою точки роси в конденсаторі t_6=55 °С знаходяться відповідні значення тиску в випарнику і конденсаторі $p_{кіп}=p_5$=0,437 МПа і $p_{конд}$=2,22 МПа.

Тиск в точці 1 циклу (на вході в компресор) $p_1=p_{кіп}$=0,437 МПа

На перетині ізобари p_1=0,4437 МПа з ізотермою t_1=4 °С знаходимо точку 1, в якій ентальпія i_1=417,1 кДж/кг; ентропія s_1=1,808 кДж/(кг·К), питомий об'єм v_1=0,05592 $м^3$/кг.

Процес стиснення пари фреону в компресорі є адіабатний, тобто відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем. Але при цьому мають місце втрати енергії на тертя. Реальний адіабатичний процес (з втратами енергії на тертя) при розрахунках замінюється політропний процес без тертя, але з підведенням зовнішнього тепла, еквівалентного за величиною теплоті тертя. Розрахунок параметрів стану пари в кінці цього процесу (точці 2), проводиться на основі розрахунку ізоентропного процесу стиснення до тиску в конденсаторі. В кінці ізоентропного процесу стиснення - в точці, що знаходиться на перетині ізобари $p_{2s}=p_{конд}$=2,22 МПа з ізоентропа $s_{2s}=s_1$=1,808 кДж/(кг·К) - ентальпія i_{2s}=458,1 кДж/кг.

Перепад ентальпій в ізоентропном процесі стиснення:

$$\Delta i_s = i_{2s} - i_1 = 458{,}1 - 417{,}1 = 41{,}0 \text{ кДж/кг}$$

Перепад ентальпій в реальному адіабатичному процесі стиснення пари фреону в компресорі:

$$\Delta i_{1-2} = \frac{\Delta i_s}{\eta_s} = \frac{41}{0{,}68} = 60{,}3 \text{ кДж/кг}$$

Ентальпія в кінці реального адиабатного процесу стиснення 1-2

$$i_2 = i_1 + \Delta i_{1-2} = 417{,}1 + 60{,}3 = 477{,}4 \text{ кДж/кг}$$

Точку 2 знаходимо на перетині ізоентальпи i_2=477,4 кДж/кг з ізобарою $p_2=p_{конд}$=2,22 МПа. У цій точці ентропія s_2=1,863 кДж/(кг·К), температура t_2=91,5 °С.

На виході з конденсатора холодоагент знаходиться в рідкому стані. Точка 3 циклу, що відповідає цьому стану, знаходиться на перетині ізобари $p_3=p_{конд}$=2,22 МПа з ізотермою t_3. Для визначення температури t_3 спочатку знайдемо температуру t_7 в точці 7 циклу, яка знаходиться на перетині ізобари $p_7=p_{конд}$=2,22 МПа з лінією насичення рідини (ступінь сухості пара x=0). У цій точці t_7=50,3 °С. Тоді:

$$t_3 = t_7 - \Delta t_{sc} = 50{,}3 - 30 = 20{,}3 \text{ °C}$$

У точці 3 ентальпія i_3=230,6 кДж/кг. Після дроселювання на вході у випарник, холодоагент знаходиться в стані вологої пари. При дроселюванні ентальпія не змінюється, тому в точці 4 ентальпія:

$$i_4 = i_3 = 230{,}6 \text{ кДж/кг}$$

Тиск в точці 4:

$$p_4 = p_1 = 0{,}437 \text{ МПа}$$

У знайдених точках визначаємо інші параметри, яких не вистачає: температуру, питомий об'єм, ентальпію, ентропію, ступінь сухості пари холодоагенту. Результати розрахунку зводимо в таблицю 2.1.

Таблиця. 2.1 - Результати розрахунку термодинамічної циклуа

Точка	Температура T, °С	Тиск P, МПа	Питомий об'єм V, м^3/кг	Ентальпія I, кДж/кг	Ентропія s, кДж/(кг·К)	Ступінь сухості, Х
1	4,0	0,437	0,05592	417,1	1,808	-
2	91,5	2,22	0,01277	477,4	1,863	-
3	20,3	2,22	-	230,6	1,107	-
4	-6,6	0,437	0,0109	230,6	1,116	0,19
5	-1,0	0,437	0,05458	412,5	1,793	1,0
6	55,0	2,22	0,0098	434,7	1,738	1,0
7	50,3	2,22	0,0113	284,1	1,276	0,0

Побудований на тлі діаграми стану фреону R407C термодинамічний цикл теплового насоса наведено на рисунку 2.2.

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_x = i_1 - i_4 = 417{,}1 - 230{,}6 = 186{,}5 \text{ кДж/кг}$$

Питома теплова потужність циклу:

$$q_T = i_2 - i_3 = 477{,}4 - 230{,}6 = 246{,}8 \text{ кДж/кг}$$

Питома робота компресора:

$$l_k = i_2 - i_1 = 477{,}4 - 417{,}1 = 60{,}3 \text{ кДж/кг}$$

Коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса:

$$\kappa_{TH} = \frac{q_T}{l_k} = \frac{246,8}{60,3} = 4,1$$

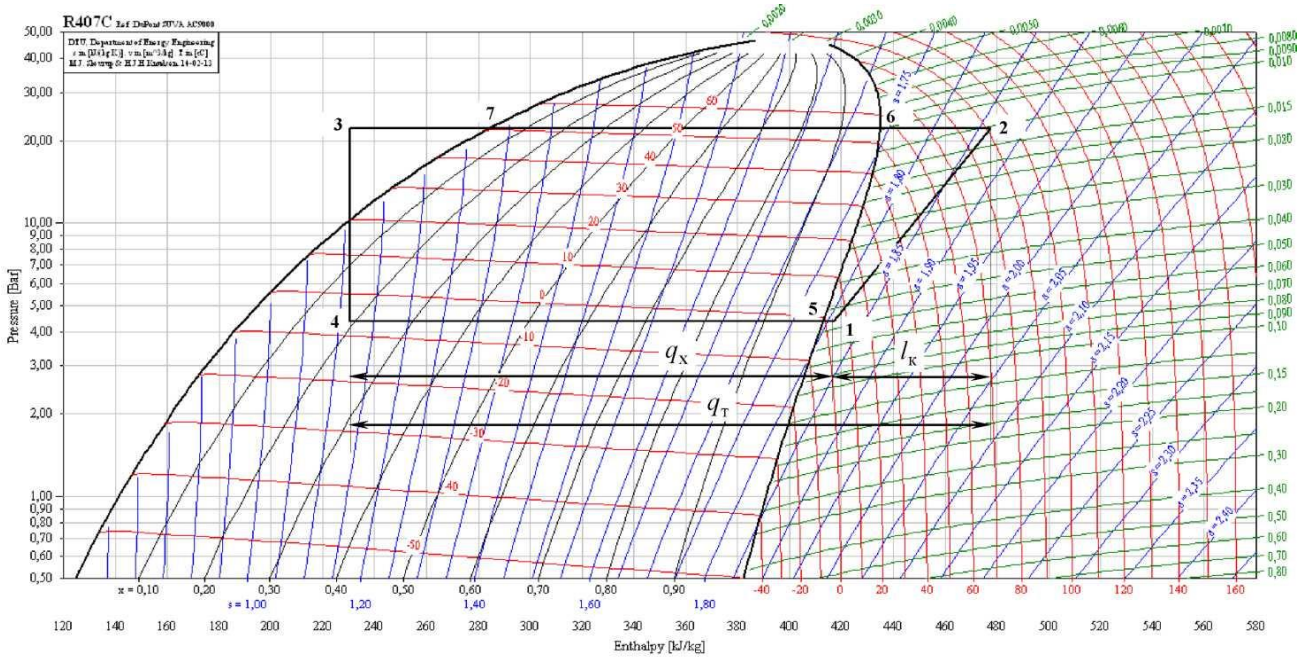


Рисунок 2.2. Термодинамічний цикл теплового насоса.

2.1.3 Розрахунок теплообмінника шахтної води

Завдання розрахунку полягає у визначенні площі поверхні теплообміну і температурного режиму теплообмінника шахтної води, який забезпечить передачу теплової потужності Q_T при відомих початкової температурі шахтної води t_{x1} і температурному напорі на теплому кінці теплообмінника Δt_{x1}.

В якості теплообмінника приймається кожухотрубний теплообмінний апарат. При проектуванні таких теплообмінників ряд параметрів приймають на основі існуючих аналогів. При теплової потужності 120…300 кВт для систем утилізації низькопотенційного тепла, можна рекомендувати апарати з внутрішнім діаметром кожуха $D_в$=520 мм на основі гексагональної трубної решітки з числом трубок в діаметральної діагоналі $n_{діам}$=19, загальним числом

трубок $n_{тр}$=301, зовнішнім діаметром і товщиною стінок трубок відповідно $d_з$=0,020 м і $\delta_{тр}$=0,002 м.

При відсутності обмежень витрату шахтної води V_x можна приймати в діапазоні 60...80, а витрату води проміжного контуру V_w в діапазоні 40...60 м^3/год.

Число ходів в трубному та міжтрубному просторі n_{xx} і n_{xw}, можна варіювати 2...8, а відстань між перегородками в міжтрубном упросторі l в межах 40...80 мм.

При цих вихідних даних завдання розрахунку теплообмінника зводиться до визначення площі поверхні теплообміну F і відповідної довжини трубок L.

Для теплообмінника шахтної води приймаємо кожухотрубний теплообмінний апарат з внутрішнім діаметром кожуха $D_в$=520 мм на основі гексагональної трубної решітки з числом трубок в діаметральній діагоналі $n_{діам}$=19, загальним числом трубок $n_{тр}$=301, зовнішнім діаметром і товщиною стінок трубок відповідно $d_з$=0,020 м і $\delta_{тр}$=0,002 м.

Розраховуємо геометричні характеристики апарату.

Внутрішній діаметр трубок:

$$d_B = \mathrm{d_з} - 2 \cdot \delta_{TP} = 0{,}02 - 2 \cdot 0{,}002 = 0{,}016 \text{ м}$$

Площа перетину трубного простору для проходу шахтної води:

$$\mathrm{S_x} = \pi \frac{d_B^2 \cdot \mathrm{n_{TP}}}{4 \cdot \mathrm{n_{xx}}} = 3{,}14 \frac{0{,}016^2 \cdot 301}{4 \cdot 6} = 0{,}01 \text{ м}^2$$

Площа перетину міжтрубному простору для проходу хладоносія:

$$S_w = (D_B - n_{диам} \cdot \mathrm{d_з})\mathrm{l} = (520 - 19 \cdot 0{,}02) \cdot 0{,}055 = 0{,}007684 \text{ м}^2$$

Кінцева температура шахтної води:

$$t_{x2} = t_{x1} - \frac{Q_T}{\rho_x \cdot c_x \cdot V_x} = 12 - \frac{190}{1000 \cdot 4{,}19 \cdot 0{,}017} = 9{,}28\ ^{o}\text{C}$$

де: p_x=1000 кг/м^3 - щільність шахтної води;

c_x=4,19,0 кДж/(кг·°С) - теплоємність шахтної води;

V_x=60 м3/год=0,017 м3/с - витрата шахтної води;

Кінцева температура води проміжного контуру:

$$t_{w2} = t_{x1} - \Delta t_{x1} = 12 - 4 = 8\ ^{o}\text{C}$$

очаткова температура води проміжного контуру:

$$t_{w1} = t_{w2} - \frac{Q_T}{\rho_w \cdot c_w \cdot V_w} = 8 - \frac{190}{1000 \cdot 4{,}19 \cdot 0{,}011} = 3{,}88\ ^{o}\text{C}$$

де: p_W=1000 кг/м^3 - щільність води проміжного контуру;

c_W=4,19,0 кДж/(кг·°С) - теплоємність води проміжного контуру;

V_w=40 м^3/год=0,011 м^3/с - витрата води проміжного контуру.

Середньологаріфмічній температурний напір:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{x1} - t_{w2} - t_{x2} + t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_{x1} - t_{w2}}{t_{x2} - t_{w1}}\right)} = \frac{12 - 8 - 9{,}28 + 3{,}88}{\ln\left(\frac{12 - 8}{9{,}28 - 3{,}88}\right)} = 4{,}67\ ^{o}\text{C}$$

Середня температура шахтної води в апараті:

$$t_x = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} = \frac{12 + 9{,}28}{2} = 10{,}64\ ^{o}\text{C}$$

Середня температура води проміжного контуру:

$$t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = \frac{3{,}88 + 8}{2} = 5{,}94 \ ^oC$$

За отриманими значеннями знаходимо фізичні властивості води при середній температурі шахтної води в апараті t_x=10,64 °С:

кінематична в'язкість $v_x=1{,}27 \cdot 10^{-6}$ м^2/с;

теплопровідність λ_x=0,578 Вт/(м·°С);

число Прандтля Pr_x=9,25;

при середній температурі води проміжного контуру t_w=5,94 °С:

кінематична в'язкість $v_w=1{,}47 \cdot 10^{-6}$ м^2/с;

теплопровідність λ_w=0,568 Вт/(м·°С);

число Прандтля Pr_w=10,92;

при середній температурі стінок трубок $t_{ст}$=0,5·(tx+tw)=8,29 °С число Прандтля $Pr_{ст}$=10,0

Швидкість шахтної води в трубках теплообмінника:

$$w_x = \frac{V_x}{S_x} = \frac{0{,}017}{0{,}01} = 1{,}7 \ \text{м/с}$$

Число Рейнольдса для шахтної води в трубках:

$$\mathrm{Re}_x = \frac{w_x \cdot d_в}{\mathrm{v_x}} = \frac{1{,}7 \cdot 0{,}016}{1{,}27 \cdot 10^{-6}} = 21417$$

Оскільки Re_x>10000, тобто режим руху - розвинено турбулентний, то число Нуссельта розраховуємо за формулою:

$$Nu_x = 0{,}023\,\mathrm{Re}_x^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_x^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_x}{\mathrm{Pr}_{CT}}\right)^{0,25} = 0{,}023 \cdot 21417^{0,8} \cdot 9{,}25^{0,43}\left(\frac{9{,}25}{10}\right)^{0,25} = 167{,}5$$

Коефіцієнт тепловіддачі від шахтної води до стінок трубок:

$$\alpha_{\text{х}} = \frac{Nu_x \cdot \lambda_x}{d_в} = \frac{167{,}5 \cdot 0{,}578}{0{,}016} = 6054 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^{\text{o}}\text{C)}$$

Швидкість води в міжтрубному просторі теплообмінника:

$$w_w = \frac{V_w}{S_w} = \frac{0{,}011}{0{,}007684} = 1{,}446 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса для руху води в міжтрубному просторі:

$$\mathrm{Re}_w = \frac{w_w \cdot d_н}{\nu_{\text{w}}} = \frac{1{,}446 \cdot 0{,}02}{1{,}47 \cdot 10^{-6}} = 19700$$

Число Нуссельта для тепловіддачі від стінок трубок воді в міжтрубному просторі розраховуємо за формулою:

$$Nu_w = 0{,}24\,\mathrm{Re}_w^{0,6} \cdot \mathrm{Pr}_w^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_w}{\mathrm{Pr}_{CT}}\right)^{0,25} = 0{,}24 \cdot 19700^{0,6} \cdot 10{,}92^{0,36}\left(\frac{10{,}92}{10}\right)^{0,25} = 219{,}5$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до води в міжтрубному просторі:

$$\alpha_{\text{w}} = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_н} = \frac{219{,}5 \cdot 0{,}568}{0{,}002} = 6228 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^{\text{o}}\text{C)}$$

Коефіцієнт теплопередачі апарата, віднесений до поверхні теплообміну апарату по зовнішньому діаметру трубок:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_з}{2 \cdot \lambda_{CT}} \ln \frac{d_з}{d_в} + R_{загр} + \frac{d_з}{\alpha_х \cdot d_в}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{6228} + \frac{0,02}{2 \cdot 418} \ln \frac{0,02}{0,016} + 0,0002 + \frac{0,02}{6054 \cdot 0,016}} = 1747 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^o\text{C)}$$

де: $\lambda_{ст}$=418 Вт/(м·°С) - коефіцієнт теплопровідності матеріалу (мідь) стенок трубок;

$R_{загр}$=0,0002 м·°С/Вт - термічний опір забруднень.

Площа поверхні теплообміну апарату по зовнішньому діаметру трубок:

$$F = \frac{Q_T}{k \cdot \Delta t_{СР}} = \frac{190000}{1747 \cdot 4,67} = 23,29 \text{ м}^2$$

Довжина теплообмінних трубок:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_з \cdot n_{ТР}} = \frac{23,29}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 301} = 1,23 \text{ м}$$

Втрати тиску в теплообміннику по шахтній воді, що протікає в трубному просторі:

$$\Delta p_x = \zeta_x \cdot n_{xx} \frac{L}{d_B} \rho_x \frac{w_x^2}{2} = 0,0258 \cdot 6 \cdot \frac{1,23}{0,016} \cdot 1000 \cdot \frac{1,7^2}{2} = 12441 \text{ Па}$$

де: $\zeta_х$ - коефіцієнт втрат енергії по довжині трубки (коефіцієнт Дарсі), що визначається за формулою:

$$\zeta_x = \frac{1}{(1{,}82 \cdot \lg \mathrm{Re}_x - 1{,}64)^2} = \frac{1}{(1{,}82 \cdot \lg(21417) - 1{,}64)^2} = 0{,}0258$$

Число ходів теплообмінника по воді, що протікає в міжтрубному просторі:

$$n_{xw} = \frac{L}{l} = \frac{1{,}23}{0{,}055} = 22$$

Втрати тиску в теплообміннику по воді, що протікає в міжтрубному просторі:

$$\Delta p_w = \zeta_w \cdot n_{xw} \frac{D_B}{d_e} \rho_w \frac{w_w^2}{2} = 0{,}06 \cdot 22 \cdot \frac{0{,}52}{0{,}023} \cdot 1000 \cdot \frac{1{,}446^2}{2} = 31200 \text{ Па}$$

де: ζ_w=0,06 - коефіцієнт опору одного ходу;

d_e - еквівалентний діаметр, який визначається за формулою:

$$d_e = \frac{D_B^2 - n_{TP} \cdot \mathrm{d}_з^2}{\mathrm{D_B} + n_{TP} \cdot \mathrm{d}_з} = \frac{0{,}52^2 - 301 \cdot 0{,}02^2}{0{,}52 + 301 \cdot 0{,}02} = 0{,}023 \text{ м}$$

2.1.4 Розрахунок пластинчастого теплообмінника

У ТНУ пластинчасті теплообмінники найчастіше застосовуються як теплообмінники чистої води (ТЧВ). Пластинчастий теплообмінник складається з гофрованих пластин, зібраних в пакети. В пакетах гріюча і нагріваєма речовини рухаються по паралельних межпластінчатим каналам, і, як правило, протиточні по відношенню один до одного. По ходу руху середовищ пакети з'єднуються між собою послідовно, утворюючи багатоходової теплообмінник.

Вихідними даними для розрахунку ТЧВ є: його необхідна теплова потужність Q_r, початкова t_{h1} і кінцева t_{h2} температура води, що нагрівається, початкова температура t_{wh1} гріючої води.

Завдання розрахунку полягає в тому, щоб, грунтуючись на даних про типові пластини, визначити схему зборки апарату (число пакетів і число каналів в пакеті з гріючої воді і воді, що нагрівається), витрати V_{wh} і кінцеву температуру t_{wh2} гріючої води.

Раціональна збірка визначається шляхом вибору з технічно допустимих варіантів збірок за критерієм мінімальної площі поверхні теплообміну апарату.

Технічно допустимі варіанти, в яких кінцева температура гріючої води t_{wh2} і втрати тиску в апараті по воді що гріє Δp_{wh} і воді, що нагрівається Δp_h перебувати в допустимих межах:

$$t_{h1} + t_{h1\min} \le t_{wh2} \le t_3 - \Delta t_{3\min}$$

$$\Delta p_{wh} \le \Delta p_{\max}$$

$$\Delta p_h \le \Delta p_{\max}$$

де: Δt_{h1min} і Δt_{3min} - мінімально допустимі температурні напори на холодних кінцях теплообмінника ТЧВ і конденсатора теплового насоса (можуть бути прийняті рівними 3...5 °С);

Δp_{max} - максимально допустимі втрати тиску (можна прийняти рівними 50...80 кПа).

Для розрахунку приймаємо пластини типу 0,3. Їх характеристики наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Характеристики пластини типу 0,3

Величина	Значення
Площа поверхні $F_{пл}$, м^2	0,3
Еквівалентний діаметр d_e, м	0,008
Площа поперечного перерізу одного каналу $S_{кан}$, м	0,0011

Довжина каналу (приведена) $l_{кан}$, м	1,12
Ширина каналу, м	0,25
Середній зазор в каналі для проходу середовища, м	0,0040
Довжина пластини, м	1,37
Ширина пластини, м	0,5
Товщина пластини $\delta_{ст}$, м	0,001

Приймаємо, що апарат складається з чотирьох пакетів пластин. У кожному пакеті є по вісім паралельних каналів для руху гріючої води і води, що нагрівається.

Для прийнятої схеми збірки апарату площа поверхні теплообміну определяетс я за формулою:

$$F_{то} = 2 \cdot n_{кан} \cdot n_{х} \cdot F_{пл} = 2 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 0{,}3 = 19{,}2 \ \text{м}^2$$

де: $n_{кан}$ - число міжпластінніх каналів по одному з теплоносіїв в одному пакеті;

$n_х$ - число ходів теплоносія (пакетів пластин);

$F_{пл}$ - площа поверхні теплообміну однієї пластини.

Визначається середня температура води, що нагрівається:

$$t_h = \frac{t_{h1} + t_{h2}}{2} = \frac{5 + 45}{2} = 25 \ ^{o}\text{C}$$

Визначаємо відповідні значення теплофізичних властивостей води:

щільності ρ_h=997 кг/м^3, теплоємності c_h=4180 Дж/(кг·°С), теплопровідність λ_h=0,6085 Вт/(м·°С), кінематична в'язкість ν_h=0,9046·10^{-6} м^2/с , число Прандтля Pr_h=6,22.

Розраховується витрата, швидкість, і число Рейнольдса для руху води, що нагрівається в межпластінних каналах:

$$V_h = \frac{Q_T}{\rho_h \cdot c_h (t_{h2} - t_{h1})} = \frac{190000}{997 \cdot 4180(45-5)} = 0{,}00114 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$w_h = \frac{V_h}{n_{кан} \cdot S_{кан}} = \frac{0{,}00114}{8 \cdot 0{,}0011} = 0{,}129 \text{ м/с}$$

$$Re_h = \frac{w_h \cdot d_э}{v_h} = \frac{0{,}129 \cdot 0{,}008}{0{,}9046 \cdot 10^{-6}} = 1141$$

де: $S_{кан}$ - площа поперечного перерізу каналу;

d_e - еквівалентний діаметр каналу.

Подальший розрахунок здійснюється методом послідовних наближень. Приймається деяке початкове наближення кінцевої температури гріючої води, наприклад t_{wh2}=16,5 °С.

Розраховується середня температура гріючої води в апараті:

$$t_{wh} = \frac{t_{wh1} + t_{wh2}}{2} = \frac{50 + 16{,}5}{2} = 33{,}25 \text{ °C}$$

Визначаються відповідні цієї температури значення теплофізичних властивостей води:

щільності ρ_{wh}=994,8 кг/м^3, теплоємності c_{wh}=4178 Дж/(кг·°С), теплопровідність λ_{wh}=0,623 Вт/(м·°С), кінематична в'язкість $v_{wh}=0{,}756 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, число Прандтля Pr_{wh}=5,06.

Розраховується витрата, швидкість, і число Рейнольдса для руху гріючої води в межпластінних каналах:

$$V_{wh} = \frac{Q_T}{\rho_{wh} \cdot c_{wh} (t_{hw2} - t_{wh1})} = \frac{190000}{994{,}8 \cdot 4178(50-16{,}5)} = 0{,}00136 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$w_{wh} = \frac{V_{wh}}{n_{кан} \cdot S_{кан}} = \frac{0{,}00136}{8 \cdot 0{,}0011} = 0{,}155 \text{ м/с}$$

$$Re_{wh} = \frac{w_{wh} \cdot d_э}{v_{wh}} = \frac{0{,}155 \cdot 0{,}008}{0{,}756 \cdot 10^{-6}} = 1641$$

Розраховується середня температура стінки апарату (пластин):

$$t_{ст} = \frac{t_h + t_{wh}}{2} = \frac{25 + 33{,}25}{2} = 29{,}12\ ^oC$$

Визначається відповідне температурі $t_{ст}$ число Прандтля для води $Pr_{ст}$=5,56.

Згідно з методикою при турбулентному русі (Re>50) число Нуссельта N_u і коефіцієнт гідравлічного опору каналу ζ визначаються за формулами:

$$Nu = c_{турб} \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}$$

$$\zeta = \frac{\alpha_{турб}}{Re^{0,25}}$$

де: $c_{турб}$, $\alpha_{турб}$ - емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу пластин.

Для гріючої води:

$$Nu_{wh} = c_{турб} \cdot Re_{wh}^{0,73} \cdot Pr_{wh}^{0,43} \left(\frac{Pr_{wh}}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} = 0{,}1 \cdot 1641^{0,73} \cdot 5{,}06^{0,43} \left(\frac{5{,}06}{5{,}56} \right)^{0,25} = 50{,}4$$

$$\zeta_{wh} = \frac{\alpha_{турб}}{Re_{wh}^{0,25}} = \frac{12}{1641^{0,25}} = 2{,}12$$

Для води, що нагрівається:

$$Nu_h = c_{турб} \cdot Re_h^{0,73} \cdot Pr_h^{0,43} \left(\frac{Pr_h}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} = 0{,}1 \cdot 1141^{0,73} \cdot 5{,}06^{0,43} \left(\frac{6{,}22}{5{,}56} \right)^{0,25} = 44{,}9$$

$$\zeta_h = \frac{\alpha_{турб}}{Re_h^{0,25}} = \frac{12}{1141^{0,25}} = 1{,}85$$

Коефіцієнти тепловіддачі від гріючої води до пластин і від пластин до води, що нагрівається, α розраховуються за формулами:

$$\alpha_{\text{wh}} = \frac{Nu_{wh} \cdot \lambda_{wh}}{d_e} = \frac{50{,}4 \cdot 0{,}623}{0{,}008} = 3925 \text{ Вт/(м·°С)}$$

$$\alpha_{\text{h}} = \frac{Nu_{h} \cdot \lambda_{h}}{d_e} = \frac{44{,}9 \cdot 0{,}6085}{0{,}008} = 3415 \text{ Вт/(м·°С)}$$

Коефіцієнт теплопередачі апарата:

$$\text{k} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{wh}}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_{\text{h}}}} = \frac{1}{\frac{1}{3925} + \frac{0{,}001}{16} + \frac{1}{3415}} = 1667 \text{ Вт/(м·°С)}$$

де: $\delta_{ст}$ і $\lambda_{ст}$ - товщина і теплопровідність матеріалу стінки (пластини), відповідно.

Среднелогаріфміческій температурний напір:

$$\Delta\text{t}_{\text{ср}} = \frac{t_{wh1} - t_{h2} - t_{wh2} + t_{h1}}{\ln \frac{t_{wh1} - t_{h2}}{t_{wh2} - t_{h1}}} = \frac{50 - 45 - 16{,}5 + 5}{\ln \frac{50 - 45}{16{,}5 - 5}} 7{,}5 \text{ °С}$$

Тепловий потік по рівнянню теплопередачі апарата:

$$\text{Q}'_{\text{Т}} = k \cdot F_{TO} \cdot \Delta t_{cp} = 1667 \cdot 19{,}2 \cdot 7{,}5 = 210048 \text{ Вт}$$

Оскільки $Q_Т$ мало відрізняється від $Q_Т'$, то подальше уточнення значення кінцевої температури гріючої води не потрібно і її розрахунок закінчується.

Втрати тиску в апараті та витрати потужності насосів на подолання гідравлічних опорів в контурі гріючої води:

$$\Delta p_{wh} = n_x \cdot \zeta_{wh} \frac{l_{кан}}{d_e} \rho_{wh} \frac{w_{wh}^2}{2} = 4 \cdot 2{,}12 \frac{1{,}12}{0{,}006} \cdot 994{,}8 \frac{0{,}155^2}{2} = 18916 \text{ Па}$$

$$\Delta N_{wh} = \frac{\Delta p_{wh} \cdot V_{wh}}{\eta_{нас}} = \frac{18916 \cdot 0{,}00136}{0{,}7} = 36{,}8 \text{ Вт}$$

де: $l_{кан}$ - довжина межпластінного каналу;

$\eta_{нас}$ - ККД насоса.

Аналогічно знаходимо втрати тиску в апараті та витрати потужності насосів на подолання гідравлічних опорів в контурі води, що нагрівається:

$$\Delta p_h = n_x \cdot \zeta_h \frac{l_{кан}}{d_e} \rho_h \frac{w_h^2}{2} = 4 \cdot 1{,}85 \frac{1{,}12}{0{,}006} \cdot 997 \frac{0{,}129^2}{2} = 11459 \text{ Па}$$

$$\Delta N_h = \frac{\Delta p_h \cdot V_h}{\eta_{нас}} = \frac{11459 \cdot 0{,}00114}{0{,}7} = 18{,}7 \text{ Вт}$$

При Δt_{h1min}= 5 °С і Δt_{3min}= 5 °С нижня межа інтервалу допустимих значень дорівнює:

$$t_{h1} + \Delta t_{h1min} = 5 + 5 = 10 \text{ °C}$$

Верхня межа інтервалу допустимих значень дорівнює:

$$t_3 - \Delta t_{3min} = 23{,}2 - 5 = 18{,}2 \text{° C}.$$

Розрахункове значення t_{wh2}=16,5 °С лежить всередині інтервалу допустимих значень. Втрати тиску в апараті Δp_h і Δp_{wh} також не перевищують допустимих величин (50 кПа). Таким чином, розглянута схема збірки апарату, є технічно допустимої. Остаточно приймаємо теплообмінник, характеристики якого наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Характеристики пластинчастого теплообмінника

Величина	Значення
Кількість пакетів пластин	4
Число паралельних каналів в кожному пакеті	8
Площа поверхні теплообміну, $м^2$	19,2
Тип пластини	0,3
Довжина пластини, м	1,37
Ширина пластини, м	0,5
Товщина пластини $\delta_{ст}$, м	0,001
Площа поверхні однієї пластини, $м^2$	0,3
Еквівалентний діаметр, м	0,008
Площа поперечного перерізу одного каналу, м	0,0011
Наведена довжина каналу, м	1,12
Ширина каналу, м	0,25
Середній зазор в каналі для проходу середовища, м	0,0040

2.2 Використання геліоустановки для ГВП шахти «Тернівська»

На підставі проведеного аналізу об'єкта і його діючої системи гарячого водопостачання можна виділити наступні основні переваги вакуумних колекторів в порівнянні з плоскими:

- більш низькі тепловтрати;
- простота монтажу і заміни трубок;
- можливість використання при значно низьких температурах;
- велика механічна міцність.

Таким чином для використання в системі гарячого водопостачання шахти «Тернівська» приймаємо вакуумні сонячні колектори SOLARDUAL A-30. Це високоефективний вакуумний сонячний колектор, який працює за принципом «теплової трубки», завдяки рівному характеру кривої ККД, колектор можна довго експлуатувати при температурі теплоносія до 150 °С. У вертикальному

положенні і при куті нахилу до 20° колектор працює без втрат потужності. Можливий поворот трубок навколо своєї осі при монтажі для оптимальної орієнтації поглинача щодо сонця за рахунок цього забезпечується максимальне використання сонячної енергії. У колекторі використовується «сухий контакт» між теплоносієм геліосистеми і теплоносієм вакуумної трубки. Можлива заміна вакуумної трубки при працюючій системі. У тепловій трубці використовується безклапанна конструкція для обмеження температури. Температура конденсатора не перевищує 160 °С навіть в разі стагнації, тим самим забезпечується автоматичний захист сонячного колектора від перегріву. Основні технічні характеристики вакуумного сонячного колектора SOLARDUAL A-30 наведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 - Технічні характеристики сонячного колектора SOLARDUAL A-30

Найменування параметру	Значення
Загальна площа, м²	5,05
Площа апертури, м²	2,83
Кількість труб, шт	30
Пікова енергія, кВт·г	2,53
Оптична ефективність, %	77
Коефіцієнт втрат a1, Вт/м²·К	2,183
Коефіцієнт втрат a2, Вт/м²·К²	0,004
Корпус колектора	алюміній
Розміри, мм	2488x1980x155
Вага, кг	110

Обсяг рідини, л	3
Робочий тиск, бар	6

2.2.1 Розрахунок навантаження системи ГВП

Розрахункове навантаження системи гарячого водопостачання визначається за формулою:

$$L_{\text{гв}} = N \cdot Q_{\text{доб}} \cdot (T_{ср} - T_{хол}) \cdot \rho \cdot C_p$$

де: N - число днів місяця,

$Q_{доб}$ - добова витрата гарячої води підприємством,

$T_{СР}$ - середня температура гарячої води - 45 °С,

$T_{хол}$ - температура холодної води, для зимових місяців - 6 °С, для літніх - 18 °С, восени і навесні - 10 °С.

ρ - щільність води - 1 кг/л,

$C_р$ - теплоємність - 4190 Дж/кг·К.

Розрахуємо навантаження гарячого водопостачання для січня місяця:

$$L_{\text{ГВП.січ}} = N \cdot Q_{\text{доб}} \cdot (T_{ср} - T_{хол}) \cdot \rho \cdot C_p = 31 \cdot 150000 \cdot (45 - 5) \cdot 1 \cdot 4190 = 5715{,}2 \text{ МДж}$$

Аналогічно розраховуємо навантаження гарячого водопостачання для інших місяців року, результати розрахунків зведені в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 - Результати розрахунків навантаження гарячого водопостачання

Місяць	Кількість днів	Температура води	Навантаження ГВП		
			МДж	кВт·г	Гкал
1	2	3	4	5	6
Січень	31	6	7598,6	2110,7	0,95
Лютий	28	6	6863,2	1906,5	0,86

Березень	31	10	5682,7	1578,5	0,71
Квітень	30	10	5499,4	1527,6	0,69
Травень	31	10	5682,7	1578,5	0,71
Червень	30	18	3393,9	942,8	0,42
Липень	31	18	3507,0	974,2	0,44
Серпень	31	18	3507,0	974,2	0,44
Вересень	30	10	5499,4	1527,6	0,69
Жовтень	31	10	5682,7	1578,5	0,71
Листопад	30	10	5499,4	1527,6	0,69
Грудень	31	6	7598,6	2110,7	0,95
Сумарно за рік			66014,5	18337,4	8,25

2.2.2. Розрахунок теплопродуктивності сонячного колектора

Кількість теплоти, що надходить з теплоприймача на 1м^2 сонячного колектора визначаємо за формулою:

$$Q_{кор} = F'_R \cdot \left[E_\beta \cdot (\tau\alpha) - U_L \cdot (T_T - T_a)\right]$$

де: $Q_{кор}$ - корисна теплова потужність, Вт/м^2,

E_β - щільність потоку сумарної сонячної радіації в площині колектора, Вт/м^2,

τ - пропускна здатність прозорої ізоляції,

α - поглинаюча здатність панелі колектора,

U_L - загальний коефіцієнт теплових втрат, Вт/(м^2·К),

T_T - середня температура теплоносія в колекторі, К,

T_a - температура навколишнього повітря, К,

F_R' - коефіцієнт ефективності поглинаючої панелі, враховує ту обставину, що середня температура панелі завжди вище середньої температури рідини.

Розрахунок проведемо для раніше обраного сонячного колектора SOLARDUAL A-30, який має такі характеристики:

- коефіцієнт ефективності поглинаючої панелі $F_R'=0,77$
- загальний коефіцієнт теплових втрат $U_L=0,8$ Вт/(м^2·К);
- $(\tau'\alpha)=1,08$;
- середня температура теплоносія в колекторі $T_T=328$ К.

Температура навколишнього повітря розрахована для кожного місяця:

$$T_{a1} = 273 - 5,5 = 267,5 \text{ К}$$

$$T_{a2} = 273 - 4,1 = 287,9 \text{ К}$$

$$T_{a3} = 273 + 0,8 = 273,8 \text{ К}$$

$$T_{a4} = 273 + 9,4 = 282,4 \text{ К}$$

$$T_{a5} = 273 + 16,0 = 289,0 \text{ К}$$

$$T_{a6} = 273 + 19,6 = 292,6 \text{ К}$$

$$T_{a7} = 273 + 21,3 = 294,3 \text{ К}$$

$$T_{a8} = 273 + 20,6 = 293,6 \text{ К}$$

$$T_{a9} = 273 + 15,4 = 288,4 \text{ К}$$

$$T_{a10} = 273 + 8,4 = 281,4 \text{ К}$$

$$T_{a11} = 273 + 2,5 = 275,5 \text{ К}$$

$$T_{a12} = 273 - 2,1 = 270,9 \text{ К}$$

Задаючись щільністю потоку сумарної сонячної радіації, характерної для Дніпропетровської області, визначимо кількість теплоти, що надходить з теплоприймача на 1м^2 сонячного колектора в січні місяці:

$$Q_{\text{кор1}} = F'_R \cdot \left[E_\beta \cdot (\tau\alpha) - U_L \cdot (T_T - T_a)\right] = 0{,}77 \cdot \left[135{,}1 \cdot 1{,}08 - 0{,}8 \cdot (328 - 267{,}5)\right] = 0{,}075 \text{ ГДж}$$

Для інших місяців розрахунки виконуємо аналогічно, результати розрахунків зведені в таблицю 2.6.

Таблиця 2.6 - Щомісячна кількість теплоти, що надходить з теплообмінника на 1м^2 сонячного колектора.

Місяць	Щільність сонячної радіації E_β, МДж/м^2	Температура оточуючого повітря T_a, К	Кількість теплоти $Q_{кор}$	
			ГДж	Вт·г
Січень	135,1	267,5	0,075	20833
Лютий	200,6	268,9	0,180	36111
Березень	332,6	273,8	0,273	67500
Квітень	437,4	282,4	0,335	93055
Травень	619,4	289,0	0,491	136388
Червень	601,6	292,6	0,478	132777
Липень	636,1	294,3	0,568	141111
Серпень	566,9	293,6	0,450	125000
Вересень	395,3	288,4	0,354	84444
Жовтень	253,3	281,4	0,181	50277
Листопад	129,6	275,5	0,105	20833
Грудень	107,1	270,9	0,073	14722
Сумарно за рік			3,98	923051

2.2.3. Розрахунок кількості сонячних колекторів

Згідно з технічними характеристиками, прийнятого раніше сонячного колектора SOLARDUAL A-30, теплова потужність вироблена колектором в день складає $P_{пит}$=2,53 кВт·г/день

Визначимо необхідну кількість колекторів за формулою:

$$N = \frac{P_{\sum}}{P_{уд} \cdot 365} = \frac{18337,4}{2,53 \cdot 365} = 19,8$$

Приймаємо загальну кількість колекторів - 20 шт. Колектора будуть встановлюватися на плоскій даху адміністративного корпусу з південною орієнтацією в два ряди по 10 шт. в кожному.

2.2.4. Вибір резервуара-теплообменніка

Резервуар-теплообмінник - це сталева ємність, циліндричної форми, в якій накопичується і зберігається гаряча вода. Наявність такого резервуара мінімізує втрату теплової енергії і значно знижує споживання енергоресурсів, такий акумулятор є невід'ємною частиною сучасної комплексної системи опалення, і несе в собі економічну вигоду. Конструктивно він виконаний у вигляді бойлера-накопичувача. Сонячний накопичувач зберігає підігріту сонячною системою воду для подальшого використання. Він є основною складовою частиною сонячної нагрівальної установки. У верхній частині накопичувача знаходиться найтепліша вода, а в нижній - найхолодніша.

Розшарування забезпечується природним принципом: тепла вода легше, тому вона піднімається нагору. У цій системі тепла вода береться з верхньої частини, а в нижню додається холодна вода. Хороші сонячні накопичувачі відрізняються низькою втратою тепла, хорошим температурним розшаруванням і корозійну стійкість.

Об'єм бака-акумулятора визначаємо зі співвідношення:

$$V = 0,09 \cdot A = 0,09 \cdot 100 = 9 \text{ м}^3$$

$$A = \text{S} \cdot \text{N} = 5 \cdot 20 = 100$$

де: S - площа колектора, м^2,

N - обрана кількість колекторів.

Вибираємо бак зі змійовиком з нержавіючої сталі для гарячого водопостачання на 10000 л моделі Harwood B1. Тепловий акумулятор Harwood B1 має один вбудований теплообмінник в нижній частині бака для підключення джерела тепла. Крім того, в баку передбачена можливість, у разі необхідності, встановити спеціальний ТЕН. Характеристики бака наведені в таблиці 2.7. Загальний вигляд бака наведено на рисунку 2.3.

Таблиця 2.7 - Характеристики бака-акумулятора

Виробник	BakiLux
Об'єм бака, л	10000,0
Максимальний тиск в баку, бар	3,0
Максимальна температура в баці, °С	95,0
Матеріал бака-акумулятора	вуглецева сталь
Матеріал ізоляції	пінополіуретан
Кількість теплообмінників	1
Матеріал теплообмінника	сталь
Максимальний тиск теплообмінника, бар	6,0
Максимальна температура теплоносія в баці, °С	95,0
Гарантійний термін, років	5
Товщина ізоляції, мм	100,0

Рисунок 2.3. Загальний вигляд резервуара-теплообмінника Harwood B1

2.2.5. Вибір термостатичного клапана

До установці пропонується термостатичний змішувальний клапан T70 артукул T70100, виробництва Watts Industries Deutschland GmbH, для систем гарячого водопостачання з великими значеннями витрати від 14 до 1200 л/хв. Корпус - ковкий чавун, внутрішні компоненти - бронза і латунь. Фланці на тиск 16 бар. Діапазон регулювання температури гарячої води на виході 10...50 °C. Максимальний робочий тиск 10 бар. Температура подачі гарячої води до 85 °C. Макс. динамічний тиск 6 бар. Стандартне положення монтажу: вхід гарячої води зліва, вхід холодної води праворуч, вихід (змішана вода) вгору. Фільтри механічної очистки та зворотні клапани встановлюються додатково перед обома входами клапана.

2.2.6. Вибір системного контролера для сонячних водонагрівальних систем

Сонячний контролер - обов'язковий елемент геліосистеми з примусовою циркуляцією теплоносія. Сонячний контролер призначений для керування процесом нагрівання від сонця і контролю стану геліосистеми, а також, в залежності від сонячного контролера, може управляти і іншими теплотехнічними процесами в системі опалення і ГВС. Сонячний контролер отримує інформацію від датчиків температури (один з яких обов'язково знаходиться в сонячному колекторі), інший в баку-акумуляторі геліосистеми і вибирає необхідний режим роботи. Ефективність та безпечність геліосистеми в значній мірі залежать від роботи сонячного контролера: правильності закладених алгоритмів роботи геліосистеми, вибору схеми геліосистеми, надійності елементів.

До установки пропонується контролер марки Tech ST 402N. Контролер призначений для контролю температури в сонячному колекторі, в резервуарі-теплообміннику і вибору, в залежності від величини цих температур, оптимального режиму роботи системи протягом доби. Роботу насоса також контролює електронний контролер. Датчики контролера знаходяться в колекторі і в баку-акумуляторі. Вони вимірюють температуру в системі.

Контролер виконує наступні основні функції:

- індикацію температури колектора;
- індикацію температури в резервуарі;
- індикацію температури зворотного потоку теплоносія;
- установка температури включення примусової циркуляції теплоносія;
- установка часу включення і виключення системи ГВП;
- установка температури і часу додаткового підігріву;
- установка температури «антізамерзання»;

- індикацію пошкодження датчиків.

2.2.7 Установка запропонованої системи сонячних колекторів

Запропонована нова система гарячого водопостачання буде мати вигляд, представлений на рисунку 2.4. Вона відповідає всім вимогам для промислових підприємств і дозволяє забезпечити гарячою водою всі основні адміністративно-побутові потреби шахти «Тернівська».

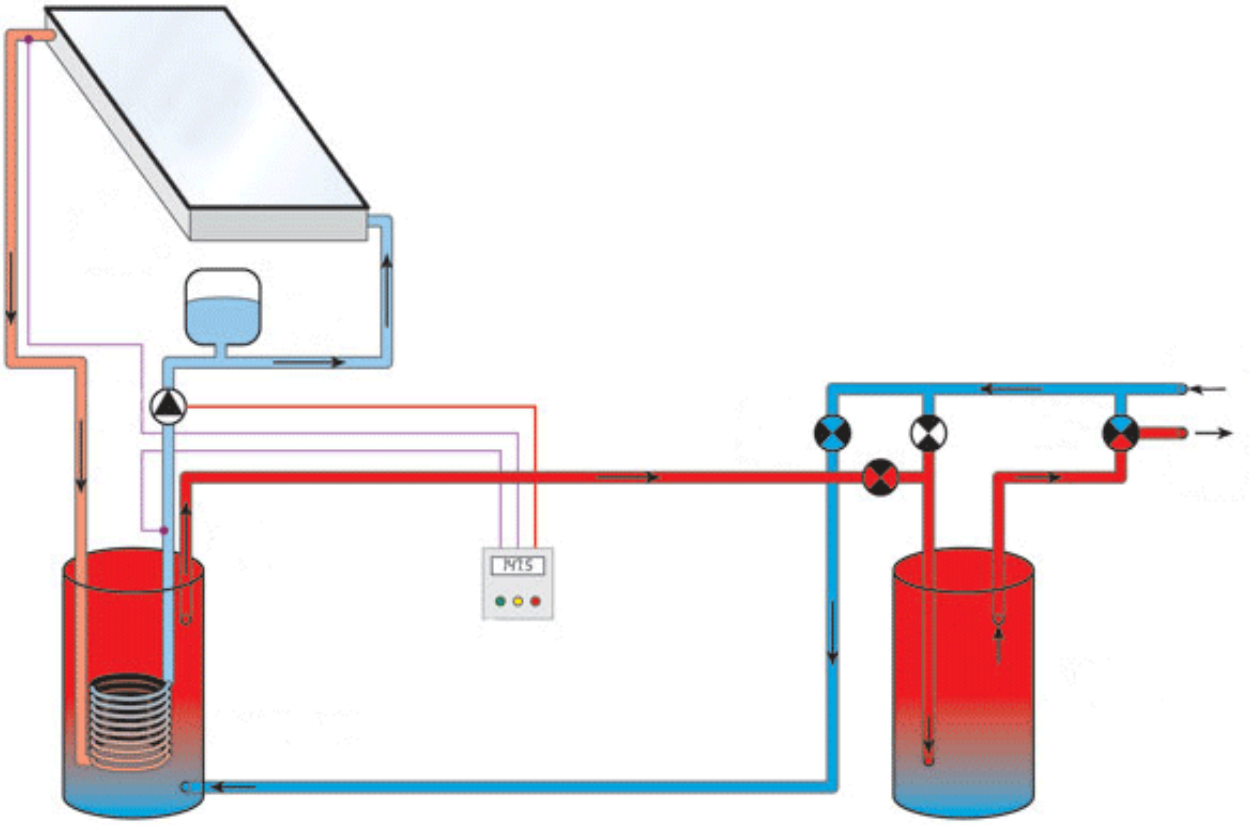


Рисунок 2.5. Запропонована система гарячого водопостачання.

Оптимально необхідно розташовувати сонячну установку так, щоб вона перебувала на південній стороні. Але навіть при відхиленні від оптимального розташування продуктивність установки падає мінімально. Відхилення на південний захід або південний схід не більше ніж на 50 градусів не тягнуть за собою втрату продуктивності. А розташування установки на схід чи захід

скорочує продуктивність лише на 20% в порівнянні з оптимальним розташуванням.

Кут нахилу, під яким сонячна система встановлюється на дах або фасад, грає важливу роль для втрати продуктивності. Кут нахилу для установок, які виробляють тепло, повинен становити 45 градусів.

Для умов шахти «Тернівська» установку сонячних модулів пропонується проводити на пласкій покрівлі адміністративного корпусу з орієнтуванням на південь і кутом нахилу до горизонту - 45 градусів. Прийнята загальна кількість колекторів - 20 шт. буде в два ряди по 10 шт. в кожному.

Висновки.

1. Одним з перспективних напрямків реконструкції системи гарячого водопостачання шахти є використання низькопотенційного тепла шахтних вод за допомогою теплонасосної установки. Розрахунки показали, що найбільш раціонально буде застосування двох теплових насосів потужністю 190 кВт кожен. При цьому в холодну пору року в роботі будуть знаходитися обидва модуля з сумарно теплопродуктивністю 380 кВт, а в теплу пору року буде працювати тільки одна ТНУ.

2. Другим перспективним напрямком є використання сонячних колекторів для підігріву води системи гарячого водопостачання шахти. У розділі визначено, що для забезпечення адміністративно-побутового комплексу гарячою водою необхідна установка 20 геліоустановок на даху будівлі.

3. Для остаточного вибору найбільш перспективних шляхів реконструкції системи гарячого водопостачання необхідно провести порівняння основних економічних показників запропонованих варіантів.

3 Техніко-економічне обґрунтування

3.1 Введення

Стратегічною метою державної політики в сфері енергозбереження та підвищення енергоефективності є максимально раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів для забезпечення сталого розвитку національної економіки. В даний час на гірничодобувних і збагачувальних підприємствах України зберігається висока частка витрат на енергоресурси (до 40%) в собівартості продукції, а отже, і енергоємність виробництва, яка вище в 2,5…5 разів у порівнянні з розвиненими країнами (США, Японія, країни Західної Європи).

В роботі розглянуті питання щодо розроблення технічних заходів спрямованих на зниження енергоспоживання шахтою «Тернівська». Було виконано аналіз роботи основного технологічного обладнання і можливість використання відновлюваних джерел енергії.

Одним з резервів для економії є зниження витрати енергії на виробництво гарячої води за допомогою теплових насосів. Другим перспективним напрямком є використання сонячних колекторів для підігріву води системи ГВП шахти.

Таким чином визначено два найбільш перспективні напрямки енергозбереження для виробництва гарячої води - використання тепла шахтних вод за допомогою теплових насосів (варіант 1) і підігріву води в системі сонячних колекторів (варіант 2).

У спеціальному розділі був проведений розрахунок і вибір відповідного основного і допоміжного обладнання для двох, перерахованих вище варіантів.

У техніко-економічному обґрунтуванні будуть розраховані капітальні витрати, експлуатаційні витрати і визначено економічний ефект для кожного із запропонованих заходів. Вибір найбільш економічно доцільного варіанту буде виконаний на підставі порівняння термінів окупності кожного проектного рішення.

3.2 Розрахунок капітальних витрат варіант 1

Капітальні вкладення, необхідні для впровадження пропонованої системи теплових насосів, є одним з найважливіших показників застосовуваних для економічної оцінки ефективності заходу впровадження.

Проектні капіталовкладення в обладнання та будівельно-монтажні роботи визначаються на основі договірних цін і розцінок за станом на 20.11.2018г. постачальника сучасного енергозберігаючого обладнання компанії «Нові Енерго Системи» [10]. Компанія надає повний спектр послуг з продажу, доставки, монтажу і налагодження енергозберігаючого обладнання будь-якої складності.

Капітальні витрати розраховуються за формулою:

$$К_1=К_{об1}+К_{тр1}+К_{мн1}$$

де: $К_{об1}$ - вартість обладнання по зведенню витрат (без ПДВ), грн .;

$К_{тр1}$ - транспортно-заготівельні витрати, грн.;

$К_{мн1}$ - витрати на монтаж і налагодження обладнання, грн.

Вартість монтажно-налагоджувальних робіт визначимо за формулою:

$$К_{мн1} = \sum(Ч_i \cdot a \cdot t_i) \cdot К_д \cdot К_{см} \cdot К_{пр} = (8 \cdot 26{,}1 \cdot 88 + 4 \cdot 31{,}9 \cdot 56) \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}5 = 69987 \text{ грн.}$$

де: $Ч_i$ - чисельність працівників і-го розряду, необхідних для виконання певного обсягу монтажних (налагоджувальних) робіт, чол. Згідно даних ПФО компанії «Нові Енерго Системи» для монтажу обладнання теплового насоса потрібно 8 монтажників 3-го розряду і 4 наладчика 5-го розряду;

a_i - годинна тарифна ставка і-го розряду, грн.;

t_i - час, необхідний для виконання певного обсягу монтажних (налагоджувальних) робіт, годин;

$К_д = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує розмір доплат;

$К_{см} = 1,22$ - коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальні заходи;

$К_{пр} = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує інші витрати на здійснення монтажних (налагоджувальних) робіт.

Доставка обладнання здійснюватиметься транспортом шахти «Тернівська», навантажувальні роботи проводить постачальник обладнання та їх вартість включена у вартість устаткування, розвантаження буде здійснюватися також силами шахти. Таким чином, витрати на доставку будуть складатися лише з вартості перегону бортового камаза на склад постачальника і назад на шахту «Тернівська». Розрахункова вартість доставки складе 20000 гривень.

Таблиця 3.1 - Розрахунок капітальних витрат по проектному варіанту 1

№	Найменування встаткування й виконуваних робіт	Обґрунтування	Кількість	Вартість, грн.	
				за одиницю	усього
1	Грунтовий тепловий насос Mitsubishi Electric CRHV-P190YA-HPB	Електронний ресурс [10]	2 шт	325800	615600
2	Трубчастий теплообмінник	Електронний ресурс [10]	2 шт	88200	176400
3	Пластинчастий теплообмінник	Електронний ресурс [10]	2 шт	103380	206760
5	Запірна арматура і фітинги	Електронний ресурс [10]	-	19760	19760
6	Разом	-	-	-	1018520

7	Транспортно-заготівельні витрати	Розрахунок	-	-	20000
8	Монтажно-налагод-жувальні роботи	Розрахунок	-	-	70000
9	Всього з монтажем обладнання	-	-	-	1108520

Капітальні витрати по варіанту 1 складуть:

$$К_1=К_{об1}+К_{тр1}+К_{мн1}=1018520+20000+70000=1108520 \text{ грн.}$$

3.3 Розрахунок експлуатаційних витрат варіант 1

Експлуатаційні витрати - це поточні витрати на експлуатацію та обслуговування об'єкта проектування за певний період (наприклад, рік), виражені в грошовій формі.

До експлуатаційних витрат відносяться:

а) амортизаційні відрахування ($С_а$);

б) заробітна плата обслуговуючого персоналу ($С_з$);

в) відрахування на соціальні заходи ($С_с$);

г) витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт ($С_т$);

д) вартість електроенергії, споживаної об'єктом проектування ($С_е$);

е) інші витрати ($С_{ін}$).

Обслуговування запропонованої теплонасосної установки буде виконувати електротехнічний персонал шахти і прийом на роботу нових співробітників не планується, отже статті витрат $С_з$ і $С_с$ дорівнюють нулю.

3.3.1 Розрахунок амортизаційних відрахувань (Са)

Річний фонд амортизаційних відрахувань визначаються у відсотках від суми капітальних витрат за видами основних фондів і нематеріальних активів по розділах зведення капітальних витрат:

$$C_{a1} = К_1 \cdot Н_{a1} = 1108{,}5 \cdot 0{,}07 = 77{,}6 \text{ тис. грн.}$$

де: $Н_{a1}$ – норма амортизаційних відрахувань.

$$H_a = \frac{Ф_п - Л}{Ф_п \cdot T_{min1}} = \frac{1108{,}5 - 111}{1108{,}5 \cdot 12} = 0{,}07$$

де: $Ф_п$ - первісна вартість;

T_{min1} = 12 років - строк корисного використання основних фондів.

3.3.2 Витрати з технічного догляду та ремонту обладнання

Витрати з технічного догляду та ремонту обладнання визначаються як загальні витрати на поточний ремонт, обладнання і розраховуються укрупнено в розмірі 1% від капітальних вкладень (основних фондів)

$$С_{т1}=К_{об1} \cdot 0{,}01=1018{,}5 \cdot 0{,}01=10{,}2 \text{ тис.грн.}$$

3.3.3 Вартість електроенергії

Вартість електроенергії, спожитої об'єктом проектування за рік, визначається за формулою:

$$C_{E1} = W_{p1} \cdot Ц_{ел} = 443070 \cdot 1{,}96 = 870{,}4 \text{ тис.грн.}$$

де: W_{p1} – річний обсяг спожитої електроенергії, кВт·г;

$Ц_{ел}$ – тариф на електроенергію для 1 класу споживачів станом на 20.11.2018 р., (1,637 ·1,2 = 1,96 грн./кВт·г)

Основними споживачами електроенергії установки є циркуляційні насоси потужністю 45 кВт. З урахуванням роботи в три зміни тепловий насос буде працювати по 18 годин на добу. Крім того, в літній час працює тільки один тепловий насос, а в зимовий час - два. Отримуємо річний обсяг спожитої електроенергії:

$$W_{р2} = P_{н} \cdot 18 \cdot 365 + P_{н} \cdot 18 \cdot 182 = 45000 \cdot 18 \cdot 365 + 45000 \cdot 18 \cdot 182 = 443070 \text{ кВт·г}$$

Таким чином, річні експлуатаційні витрати по об'єкту проектування складуть:

$$C_1 = C_{а1}+C_{з1}+C_{т1}+C_{Е1}+C_{пр1}=77,6+0+10,2+870,4+0= 958,2 \text{ тис.грн}$$

3.4 Визначення річної економії від реконструкції варіант 1

Як було відзначено в спеціальному розділі проекту добове споживання гарячої води коливається від 100 м3 до 150 м^3 в залежності від пори року. Приймаємо середнє споживання води 125 м^3/добу. Станом на 20.11.2018 р. вартість одного кубометра гарячої води для підприємства становить 44,7 грн. Визначимо річну економію від запропонованої реконструкції:

$$\text{Е}_{\text{рік1}} = \text{Q}_{доба}^{гвп} \cdot 365 \cdot Ц_{гвп} = 125 \cdot 365 \cdot 44,7 = 2039 \text{ тис.грн.}$$

Таким чином, повна річна економія від впровадження заходу складе:

$$E_1 = E_{\text{рік1}} - C_1 = 2039 - 958,2 = 1080,8 \text{ тис.грн.}$$

3.5 Визначення та аналіз показників економічної ефективності варіант 1

а) розрахунковий коефіцієнт ефективності (доходу) капітальних витрат:

$$E_{p1} = \frac{E_1}{K_1} = \frac{1080,8}{1108,5} = 0,97$$

де: E_1 – загальна річна економія від впровадження теплових насосів;

K_1 – капітальні витрати, тис.грн.

б) термін окупності капітальних витрат:

$$T_{p1} = \frac{K_1}{E_1} = \frac{1108,5}{1080,8} = 1,03 \text{ років}$$

3.6 Розрахунок капітальних витрат варіант 2

Проектні капіталовкладення в обладнання для системи сонячних колекторів та будівельно-монтажні роботи визначаються на основі договірних цін і розцінок за станом на 20.11.2018 р. постачальника сучасного енергозберігаючого обладнання компанії «Solarled» [11]. Компанія «Solarled» надає повний спектр послуг з продажу, доставки, монтажу і налагодження геліосистем будь-якої складності.

Капітальні витрати розраховуються за формулою:

$$К_2=К_{об2}+К_{тр2}+К_{мн2}$$

де: $К_{об2}$ - вартість обладнання, грн.;

$К_{тр2}$ - транспортно-заготівельні витрати, грн.;

$К_{мн2}$ - витрати на монтаж і налагодження обладнання, грн.

Вартість монтажно-налагоджувальних робіт визначимо за формулою:

$$К_{мн1} = \sum(Ч_i \cdot a \cdot t_i) \cdot К_д \cdot К_{см} \cdot К_{пр} = (4 \cdot 33{,}0 \cdot 103 + 4 \cdot 31{,}0 \cdot 103 + 2 \cdot 35{,}5 \cdot 43) \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}5 =$$

$$= 80760 \text{ грн.}$$

Згідно даних ПФО компанії «Solarled» для монтажу обладнання системи сонячних колекторів потрібно 4 монтажників, 4 підсобних робітників і 2 наладчика.

У зв'язку з крихкістю обладнання сонячних колекторів доставку вантажу планується здійснювати перевізником ТОВ "Нова Пошта". Транспортні витрати визначаються відповідно до тарифів перевізника, маси вантажу і відстані до складів постачальника. Згідно розрахунків перевізника вартість доставки обладнання складе 35252 грн.

Таблиця 3.2 - Розрахунок капітальних витрат по проектному варіанту 2

№	Найменування встаткування й виконуваних робіт	Обґрунту-вання	Кількість	Вартість, грн.	
				за одиницю	усього
1	Сонячні колектори SOLARDUAL A–30	Електронний ресурс [11]	20 шт	41051	821000
2	Бак-накопичувач Harwood B1	Електронний ресурс [11]	1 шт	68500	68500
3	Термостатичний клапан T70	Електронний ресурс [11]	1 шт	27380	27380
4	Системний контролер Tech ST 402N	Електронний ресурс [11]	1 шт	25200	25200
5	Запірна арматура і фітинги	Електронний ресурс [11]	-	29760	29760
6	Разом	-	-	-	971840

7	Транспортно-заготівельні витрати	Розрахунок	-	-	35252
8	Монтажно-налагод-жувальні роботи	Розрахунок	-	-	80760
9	Всього з монтажем обладнання	-	-	-	1087852

Капітальні витрати по варіанту 2 дорівнюють:

$$К_2=К_{об2}+К_{тр2}+К_{мн2}=971840+35252+80760=1087852 \text{ грн.}$$

3.7 Розрахунок експлуатаційних витрат варіант 2

До експлуатаційних витрат відносяться:

а) амортизаційні відрахування ($С_а$);

б) заробітна плата обслуговуючого персоналу ($С_з$);

в) відрахування на соціальні заходи ($С_с$);

г) витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт ($С_т$);

д) вартість електроенергії, споживаної об'єктом проектування ($С_е$);

е) інші витрати ($С_{ін}$).

Пропонована до установки система сонячних колекторів є повністю автономною і не вимагає постійної присутності оператора або обслуговуючого персоналу і отже статті витрат $С_з$ і $С_с$ дорівнюють нулю.

3.7.1 Розрахунок амортизаційних відрахувань (Са)

Річний фонд амортизаційних відрахувань визначаються у відсотках від суми капітальних витрат за видами основних фондів і нематеріальних активів по розділах зведення капітальних витрат:

$$C_{a2} = К_2 \cdot Н_{а2} = 1087{,}8 \cdot 0{,}16 = 174 \text{ тис. грн.}$$

де: $Н_{а2}$ – норма амортизаційних відрахувань.

$$H_{a2} = \frac{Ф_п - Л}{Ф_п \cdot T_{\min 2}} = \frac{1087,8 - 218}{1087,8 \cdot 5} = 0,16$$

де: $Ф_п$ - первісна вартість;

T_{min2} = 5 років - строк корисного використання основних фондів.

3.7.2 Витрати з технічного догляду та ремонту обладнання

Витрати з технічного догляду та ремонту обладнання визначаються як загальні витрати на поточний ремонт, обладнання і розраховуються укрупнено в розмірі 1% від капітальних вкладень (основних фондів)

$$С_{т2}=К_{об2} \cdot 0,01=971,8 \cdot 0,01=9,7 \text{ тис.грн.}$$

3.7.3 Вартість електроенергії

Вартість електроенергії, спожитої об'єктом проектування за рік, визначається за формулою:

$$C_{E2} = W_{p2} \cdot Ц_{ел} = 503131 \cdot 1,96 = 986,1 \text{ тис.грн.}$$

де: $W_{р2}$ – річний обсяг спожитої електроенергії, кВт·г;

$Ц_{ел}$ – тариф на електроенергію для 1 класу споживачів станом на 20.11.2018 р., (1,637 ·1,2 = 1,96 грн./кВт·г)

Основними споживачами електроенергії установки є напірний насос системи ГВП потужністю 75 кВт, циркуляційний насос теплоносія потужністю 1,2 кВт і системний контролер - 380 Вт. Приймаючи роботу цих пристроїв по 18 годин на добу отримуємо річний обсяг спожитої електроенергії:

$$W_{р2} = (P_{нн} + P_{н} + P_{к}) \cdot 18 \cdot 365 = (75000 + 1200 + 380) \cdot 18 \cdot 365 = 503131 \text{ кВт·г}$$

Таким чином, річні експлуатаційні витрати для варіанта 2 складуть:

$$С_2 = С_{а2} + С_{з2} + С_{т2} + С_{Е2} + С_{пр2} = 174 + 0 + 9,7 + 986,1 + 0 = 1169,8 \text{ тис.грн}$$

3.8 Визначення річної економії від реконструкції варіант 2

Як було відзначено в спеціальному розділі проекту добове споживання гарячої води коливається від 100 м3 до 150 м^3 в залежності від пори року. Приймаємо середнє споживання води 125 м^3/добу. Станом на 20.11.2018 р. вартість одного кубометра гарячої води для підприємства становить 44,7 грн. Визначимо річну економію від запропонованої реконструкції:

$$Е_{рік2} = Q^{гвп}_{доба} \cdot 365 \cdot Ц_{гвп} = 125 \cdot 365 \cdot 44,7 = 2039 \text{ тис.грн.}$$

Таким чином, повна річна економія для варіанта 2 складе:

$$E_2 = E_{рік2} - C_2 = 2039 - 1169,8 = 869,2 \text{ тис.грн.}$$

3.9 Визначення та аналіз показників економічної ефективності варіант 2

а) розрахунковий коефіцієнт ефективності (доходу) капітальних витрат:

$$E_{p2} = \frac{E_2}{K_2} = \frac{869,2}{1087,8} = 0,8$$

де: E_2 – загальна річна економія від впровадження сонячних колекторів;

K_2 – капітальні витрати варіант 2, тис.грн.

б) термін окупності капітальних витрат:

$$T_{p2} = \frac{K_2}{E_2} = \frac{1087,8}{869,2} = 1,25 \text{ років}$$

Для порівняння запропонованих варіантів результати розрахунків зведемо в таблицю 3.3

Таблиця 3.3 - Порівняльна оцінка техніко-економічних показників.

№ п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Проектний варіант 1	Проектний варіант 2
1	Капітальні витрати	грн.	1108,5	1087,8
2	Експлуатаційні витрати	грн.	958,2	1169,8
3	Річна економія	грн.	2039	2039
4	Повна річна економія	грн.	1080,8	869,2
5	Розрахунковий коефіцієнт ефективності	-	0,97	0,8
6	Розрахунковий термін окупності капітальних витрат	років	1,03	1,25

Висновки.

Як показали проведені розрахунки, не дивлячись на більш високі капітальні витрати перший варіант з використанням теплових насосів є більш економічно привабливим за рахунок низьких експлуатаційної витрат. Варіант 1 має термін окупності 1,03 років в порівнянні з варіантом 2 з терміном окупності 1,25 років

Висновки

На підставі аналізу основних видів поновлюваних джерел енергії для умов шахти «Тернівська», було виділено два основних напрямки досліджень.

1. Використання теплонасосних установок для утилізації низькопотенційного тепла шахтних вод, з подальшим його використанням в системі ГВП шахти.

2. Використання сонячних колекторів для підігріву води системи ГВП шахти.

За результатами проведених у 2 розділі розрахунків для двох запропонованих проектних рішень, був зроблений вибір конкретного обладнання. А виконані економічні розрахунки дозволили вибрати найбільш перспективний варіант.

Як показали проведені розрахунки, не дивлячись на більш високі капітальні витрати перший варіант з використанням теплових насосів є більш економічно привабливим за рахунок низьких експлуатаційної витрат. Варіант використання теплових насосів має термін окупності 1,03 років в порівнянні з варіантом використання сонячних колекторів з терміном окупності 1,25 років.

Перелік посилань

1. Сайт компанії «Теплоклиматпроект» (Електр. ресурс) / Спосіб доступу: URL: http://otoplenie-kondicionirovanie.dp.ua/about-company/.

2. Сайт компанії WATTS INDUSTRIES Deutschland GmbH (Електр. ресурс) / Спосіб доступу: URL: http://wattsindustries.ru/catalog/7/227/.

3. Правила устройства электроустановок. – Минэнерго СССР. – М: Энергоатомиздат. – 1985.

4. Розрахунки електричних мереж систем електропостачання: Навч. посібник Г. Г. Півняк, Г. А. Кігель, Н. С. Волотковська; За ред. академіка НАН України Г. Г. Півняка. – 2-е вид. перероб. і доп. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2002. – 219 с.

5. Правила пользования электрической энергией. // НКРЭ. – 2002. – 64с

6. Методичні вказівки до виконання дипломного проекту для студентів з напряму підготовки 0906 «Електротехніка» / Укладачі: І.В.Шереметьєва, Л.В.Тимошенко. – Дніпропетровськ: НГА України, 2001. – 32 с.

7. Стандарт вищого навчального закладу. Кваліфікаційні роботи випускників. Загальні вимоги до дипломних проектів і дипломних робіт / Упорядн.: В.О. Салов, О.М. Кузьменко, В.І. Прокопенко. – Дніпропетровськ.: Національна гірнича академія України, 2002. – 52 с.

8. Сайт компанії ТОВ «ЦЕТУС» (Електр. ресурс) / Спосіб доступу: URL http://cetus.org.ua/o-kompanii.html/.

9. Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочная книжка энергетика. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 568с.

10. Сайт компанії «Нові Енерго Системи» (Електр. ресурс) / Спосіб доступу: URL: https://nse.com.ua/ru/Категория-ru-ru/about-us.html/

11. Сайт компанії Solarled (Електр. ресурс) / Спосіб доступу: URL: http://solarled.com.ua/

Додаток 1

Відомості матеріалів дипломного проекту

№ п/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	А4		Пояснювальна записка	68	
2	А4		Графічні матеріали презентації	17	