

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**



**М.М. Табаченко, В.І. Самуся, Р.О. Дичковський,
В.С. Фальштинський, Ю.І. Оксень**

**НОВІТНІ ПРИНЦИПИ ТЕПЛОАСОСНИХ ТА КОГЕНЕРАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ВИКИДНОГО ТЕПЛА**

Монографія

**Дніпропетровськ
НГУ
2012**

УДК 622.273:622.063.88:621.176

ББК 31.38

H73

Рекомендовано до видання вченою радою Державного вищого навчального закладу
«Національний гірничий університет» (протокол №14 від 26 грудня 2011 р.).

Рецензенти:

О.І. Волошин – чл.-кор. НАН України, д-р техн. наук, проф., завідувач відділу вібропневмотранспортних систем і комплексів (Інститут геотехнічної механіки імені М.С. Полякова НАН України);

В.І. Голінько – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри аерології та охорони праці (Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»).

Новітні принципи теплонасосних та когенераційних технологій використання викидного тепла [Текст]: моногр. / М.М. Табаченко, В.І. Самуся, Р.О. Дичковський та ін. – Д.: Національний гірничий університет, 2012. – 247 с.

ISBN 976-966-350-344-8

Значну увагу присвячено екологічній чистоті технологічних процесів тепло- та електропостачання, а також охороні навколишнього природного середовища, що обумовлено широким застосуванням ефективного енергоощадливого обладнання – теплових насосів і технологій на їх основі. Показано, що впровадження теплонасосних установок зменшує собівартість виробництва енергоносіїв, дозволяє економити значні об'єми органічного палива в традиційних енергокотлах. Висвітлено нові тенденції у розвитку нетрадиційних біоенергетичних технологій та комбінованого виробництва енергоносіїв з біомаси, геотермальної енергії, теплоти ґрунтових масивів і сонячної енергії, автономних водневих енергоустановок, породних відвалів. Викладено результати теоретичних і експериментальних досліджень, розроблено математичні моделі перебігу процесів теплообміну в елементах теплопостачання. Розглянуто можливість і умови стійкого розвитку енергетики України з урахуванням світового досвіду. Показано переваги розвитку на основі використання сучасних технологій переробки вугілля, потенціалу енергоресурсозаощадження, відновлюваних і вторинних ресурсів.

Призначено для широкого кола інженерно-технічних працівників вугільної, енергетичної та гірничо-хімічної галузей промисловості, науково-дослідних і проектних організацій. Може бути корисною викладачам, аспірантам, магістрам і студентам гірничих, енергетичних та хіміко-технологічних вузів.

УДК 622.273:622.063.88:621.176

ББК 31.38

© М.М. Табаченко, В.І. Самуся, Р.О. Дичковський,
В.С. Фальштинський, Ю.І Оксень, 2012

© Державний вищий навчальний заклад
«Національний гірничий університет», 2012

ISBN 976-966-350-344-8

ВСТУП

Виробництво електричної та теплової енергії в державі не відповідає сучасному технічному рівню. Основне електрогенеруюче оснащення теплових станцій (ТЕС) має високий рівень відпрацювання. За даними [1], у 2010 р. 95 % енергоблоків відпрацювали свій розрахунковий ресурс (100 тис. год.), а 53,9 % енергоблоків знаходяться в експлуатації понад 200 тис. год., що перевершило межу фізичного зносу і морального старіння. До 2012 р. термін експлуатації 35 років і більше перевершить біля 80 % обладнання.

Не краща ситуація обладнання, що виробляють електричну і теплову енергію на теплоелектроцентралях (ТЕЦ). Більшість ТЕЦ побудовано ще в 40 – 50-ті роки минулого сторіччя, а тому за виключенням Київських ТЕЦ-5 і ТЕЦ-6 і Харківської ТЕЦ-5 фізично зношені і морально застаріли.

Перспектива сталого розвитку України в деякій мірі залежить від ефективності механізму, який стимулює цей розвиток і від правильного вибору курсу.

Тому у 2006 році Кабінет Міністрів України затвердив “Енергетичну стратегію України на період до 2030 року” (далі Енергетична стратегія або Стратегія).

У Стратегії передбачено пріоритетне зростання генерації і використання електроенергії у порівнянні з застосуванням інших видів енергії. Більш ніж вдвічі планується збільшити частку вугілля в енергетичному балансі держави (з 43,5 млн. т у.п. у 2005 р. до 101 млн. т у.п. у 2030 р.). Більшість вугілля планується використати для виробництва електроенергії. Значна увага приділяється в Енергетичній стратегії нетрадиційним і відновлюваним джерелам енергії (НВДЕ). У порівнянні з 2005 р. видобуток шахтного метану зросте у 2030 р. з 0,5 до 5,8 млн. т у.п.; біоенергетика з 1,3 до 9,2; сонячна енергетика з 0,12 до 1,13; геотермальна енергетика з 0,02 до 0,7; вітроенергетика з 0,18 до 0,7 і енергія навколишнього середовища (низькопотенціальне тепло відходів, землі та ін.) з 0,2 до 22,7 млн. т у.п.

В Україні з 2030 р. планується мати енергію від теплових насосів в 15,9 разів більше ніж 15 держав Європи. На жаль, у Стратегії не розглядаються питання розвитку когенераційних технологій одержання енергії, акумуляції тепла і способи їх зберігання. В розвинутих країнах створені нові технології сумісного виробництва теплової й електричної енергії: бінарна парогазотурбінна установка, газотурбінна технологія з газотурбінним двигуном, підземна газифікація вугілля та інші комбіновані (когенераційні) виробництва.

У даний час у всьому світі велика увага приділяється процесам когенерації, що забезпечить комбіноване (сумісне) виробництво електричної, механічної і теплової енергії від одного джерела палива (наприклад, вугілля, мазуту, природного та штучних газів) та ін. і створення на їх базі систем акумулювання енергії. Наприклад, в Україні пропонується використовувати штучний генераторний газ, який утворюється в процесі підземної газифікації кам’яних і бурих вугільних пластів.

Ця технологія розроблена в Державному ВНЗ «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ) на основі принципових і економічно ефективних технологічних схемах газотурбінної, комбінованої системи на єдиному енергоносії – газі, який одержують на основі свердловинної підземної газифікації вугілля, вільно-поршневих двигунів і акумуляторів теплової енергії.

Комбіновані технології здатні не лише комплексно вирішити проблему виробництва електричної і теплової енергії зі значним зменшенням витрат палива, але і забезпечувати надійне функціонування енергетичної системи України.

Дана робота виконана в рамках реалізації проекту: **«Високоєфективне використання енергетичного потенціалу геотехнічних систем України: ресурси, енергозберігаючі технології, екобезпека» Науково-навчального центру Національного гірничого університету: «Проблеми високоєфективного використання енергетичного потенціалу геотехнічних систем України» на виконання заходів Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України Державної цільової науково-технічної та соціальної програми «Наука в університетах».**

Автори висловлюють щирі вдячність Тимошенку Є.В., Саїку П.Б. та Лозинському В.Г. за внесок у систематизацію матеріалів, текстову верстку, графічне оформлення, а також Радюку М.В. за надані матеріали щодо формування другого розділу монографії.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНІ НАПРЯМИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЙ ПЕРЕТВОРЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ В МЕХАНІЧНУ ТА ЕЛЕКТРИЧНУ

1.1 Напрями розвитку технологій перетворення теплової енергії в механічну та електричну, способи її зберігання та акумуляції

Дефіцит подорожчання оригінального палива, а також різке погіршення екологічної ситуації потребують пошуків нових альтернативних джерел енергії. У цьому плані довічним і екологічно чистим джерелом енергії є тепло надр Землі.

Окрім глибинного тепла гірських порід (яке може в окремих зонах складати 300 – 500°C на глибині 3 – 5 км) в останні роки в зв'язку з удосконаленням і широким впровадженням теплових насосів (ТН) все більше уваги приділяється використанню низькопотенціального тепла, що акумулюється у шахтних гірських породах і в приповерхневому ґрунті, яке від сонця передається круглий рік.

Температурний потенціал ґрунту поблизу поверхні є невеликим і складає приблизно 10 – 20°C. Енергію з таким потенціалом раціонально використовувати через теплообмінний контур теплонасосної установки (ТНУ) для промислового і комунального постачання теплової енергії.

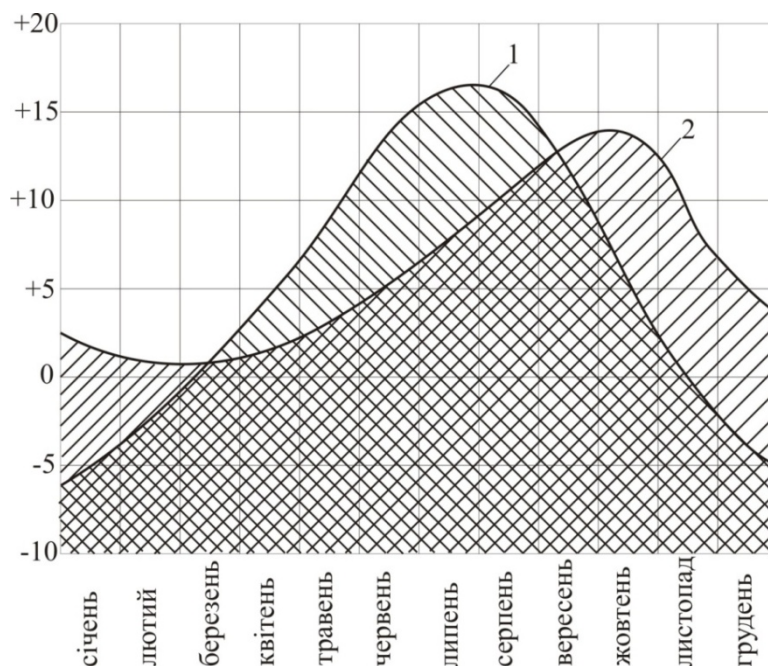


Рисунок 1.1 – Графік розподілу температури тепла і повітря протягом року в Україні: 1 – температура повітря; 2 – температура ґрунту

Як бачимо на графіках (рис. 1.1), середньомісячна температура ґрунту в Україні найвища на початку опалювального сезону. Використання тепла, акумульованого поверхневими шарами землі, забезпечує тепlopостачання окремого жилого будинку без додаткових витрат енергії. Для цього можна використати як теплоносій повітря.

Суттєву економію органічного палива і енергії також можна отримати при широкому використанні низькопотенціального тепла гірських порід у шахтах в теплонасосних геосистемах, що забезпечують когенераційне виробництво електроенергії, теплової і механічної енергії. Для енергозберігаючих технологій має значний інтерес природна геосистема в комплексі з ТНУ і горючими штучними газами свердловинної підземної газифікації вугілля (СПГВ) на основі утилізації теплової енергії продукції газифікації (температура вихідних газів із свердловини складає 600 – 800°C) і бака-акумулятора тепла, що дозволяє одночасно ефективно застосовувати два джерела енергії для теплопостачання споживача (рис. 1.2).

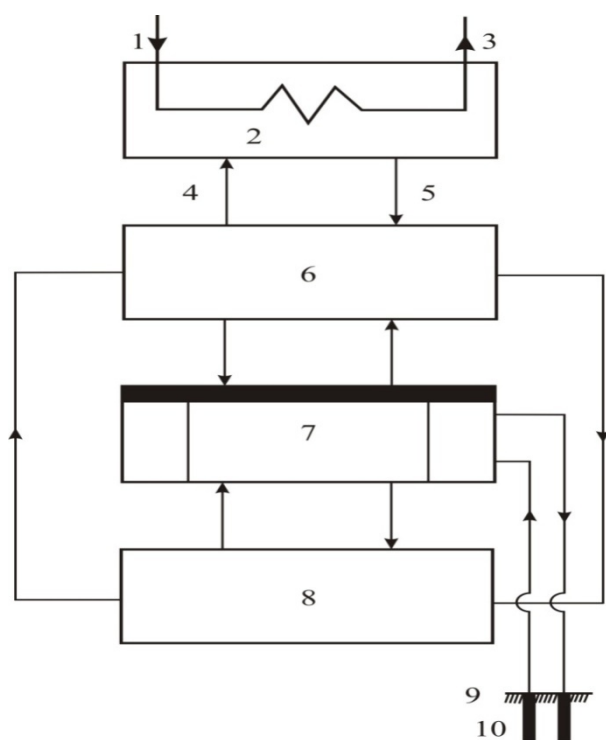


Рисунок 1.2 – Схема теплонасосної геосистеми енергопостачання із свердловинними породними теплообмінниками: 1 – гарячий газ СПГВ; 2 – теплообмінник на теплових трубах; 3 – вихід холодного газу СПГВ до споживача; 4 – рідкий проміжний теплоносій (холодна вода); 5 – гарячий теплоносій; 6 – бак-акумулятор; 7 – ТНУ; 8 – об'єкт теплопостачання; 9 – земна поверхня; 10 – свердловинні породні теплообмінники

Газ СПГВ 1 утворюється під землею шляхом спалювання (газифікації) вугільних пластів методом підземної газифікації. Суть СПГВ полягає у бурінні свердловин з поверхні, розпалюванні вугільного пласта, нагнітанні окислювача (наприклад повітря) для горіння вугілля, одержанні штучного генераторного газу, який через свердловини видається на поверхню [2]. Далі газ 1 подається у теплообмінник 2 (рис. 1.2) для утилізації теплоти цього газу і одержання гарячої води 5, яка подається в бак-акумулятор 6. Гарячий теплоносій через теплонасосні установки 7 подається в комунальну систему теплопостачання 8.

Основним призначенням свердловинних породних теплообмінників 10 є відбір низькопотенціальної теплової енергії, акумульованій у породі чи ґрунті. Подальша передача цієї теплової енергії споживачу 8, але вже на більш високому температурному рівні, відбувається з застосуванням можливостей теплонасосного циклу.

У системах ґрунтових теплообмінників тепла енергія залежить від параметрів течії теплоносія (швидкості, тиску, виду рідини тощо) який циркулює у системі, його фізичних властивостей, кількості ґрунтових труб, розподілу температур у ґрунті, особливостей процесу теплообміну, що впливає на температуру теплоносія, від якої в свою чергу залежить температура теплоносія на виході із ґрунтового теплообмінника.

Можна рекомендувати породні і ґрунтові теплообмінники вертикального і горизонтального розташування (рис. 1.3). Вибір типу теплообмінника визначається потребами і можливостями теплового споживача. В геосистемі, що використовує велику кількість вертикальних породних труб, їх можна розташовувати за формою, яка має шестикутну конфігурацію (рис. 1.3,а).

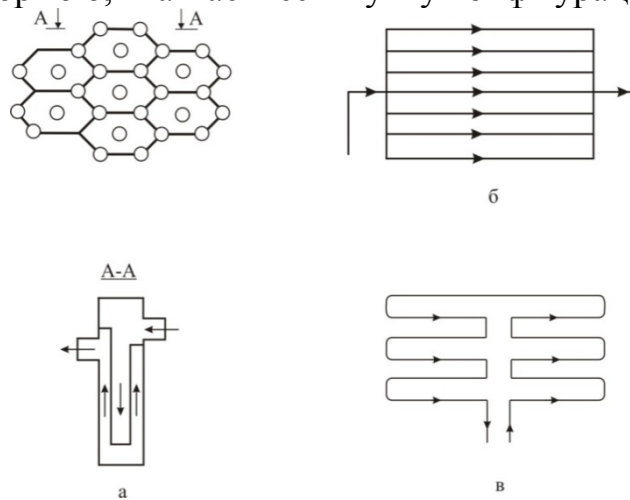


Рисунок 1.3 – Схеми розташування теплообмінників: а – вертикальний свердловинний породний куц стільникової форми; б, в – ґрунтові приповерхневі горизонтальні теплообмінники прямокутної і змієподібної форми

Відстань між трубами породної геосистеми, яка створюється у гірничих виробках шахт, рудників і інших підземних споруд, визначається існуючою площею, її можна приймати 0,5 – 2,0 м. Вертикальні теплообмінники монтують із труб різного діаметра, які встановлюють одна в одну. Розташування трубних свердловинних породних теплообмінників в кутах і центрі шестикутника дозволяє ефективно використовувати потенціал акумульованої в гірській породі енергії при організації зустрічно направлених теплових потоків. Холодний теплоносій рухається зверху донизу у внутрішній трубі, а знизу вгору – гарячий теплоносій у міжтрубному кільцевому просторі. Породні чи ґрунтові теплообмінники звичайно виготовляють із поліетиленових або сталевих безшовних труб.

На інтенсивність теплообміну між центральною трубкою і породою впливають сусідні труби породного теплообмінника (ПТ). По відношенню до зовнішнього ряду внутрішні трубки знаходяться у гірших умовах теплообміну, що стає ще виразнішим при тривалій експлуатації.

Процес теплообміну у цьому елементі є нестационарним, тому необхідна інформація про розподіл температур всередині елемента. Процес описується рівнянням Фур'є з відповідними початковими і кінцевими граничними умовами.

Щільність теплового потоку, що поступає від породного масиву, змінюється повздовж довжини свердловини, тому, тепловий потік, що відводиться теплоносієм з однієї свердловини в деякий момент часу τ

$$Q_{\tau} = \int_{z_n}^{z_k} 2\pi r_0 \alpha [t_n(z) - t_f(z)] dz,$$

де z_n , z_k – заглиблення нижнього і верхнього торців трубопроводу ПТ (рис. 1.4), м;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

$t_n(z)$ та $t_f(z)$ – температура породи на межі з теплоносієм та теплоносія на відмітці z , °С.

У разі ламінарної течії теплоносія коефіцієнт тепловіддачі може бути визначений з критеріального рівняння

$$Nu = 1,86 \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} \left(\frac{Re Pr Pr d_z}{L} \right)^{0,33},$$

де Nu – число Нусельта;

μ_f , μ_w – динамічна в'язкість теплоносія при середній температурі рідини і стінки ПТ, кг/(м·с);

d_z – гідравлічний діаметр каналу руху теплоносія, м.

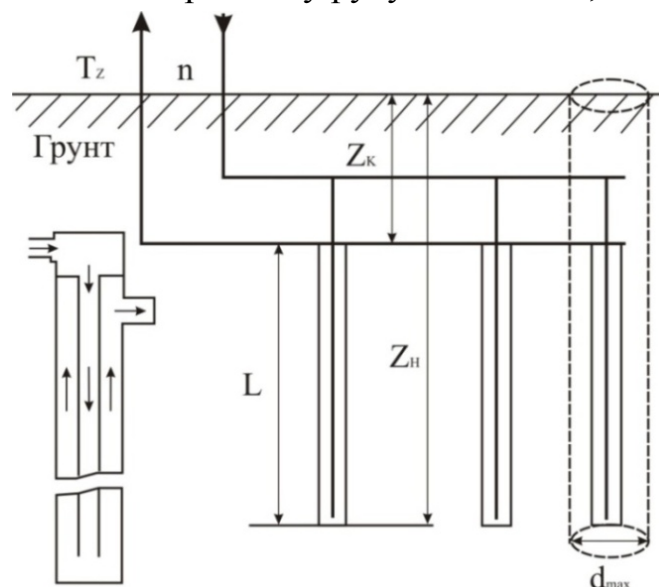


Рисунок 1.4 – Породна геосистема теплообміну

З іншого боку, відповідно до теплового балансу свердловини

$$Q_{\tau} = m_f c_f (t_{fk} - t_{fn}),$$

де m_f – масова витрата теплоносія, кг/с, $m_f = u \rho S_0$;

u – швидкість теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

S_0 – площа поперечного перерізу каналу руху теплоносія, м²;

c_f – теплоємність теплоносія, кДж/(кг·К);

t_{fn} та t_{fk} – температура теплоносія на вході і виході трубки ПТ, °С.

Теплоносій з системи n трубок ПТ підводять до випарника теплового насосу. Під час теплообміну між теплоносієм ПТ і робочим тілом ТН теплоносій охолоджується. Тепловий потік, підведений до робочого тіла ТН, складе:

$$Q_{mn} = m_f n c_f (t_{f1} - t_{f2}),$$

де t_{f1} , t_{f2} – температура рідини на вході у випарник ТН і виході із нього, °С.

Робота горизонтальної ґрунтової геосистеми тепlopостачання забезпечується температурою ґрунту. В ґрунті на глибині 0,6 – 2 м укладають горизонтальні трубопроводи прямокутної чи змієподібної форми (див. рис. 1.3) діаметром 40 мм. У трубопроводі циркулює теплоносій, температура якого нижче температури ґрунту, що сприяє його нагріванню. При тривалій експлуатації горизонтальної ґрунтової геосистеми тепlopостачання встановлюється більш низька термічна рівновага ґрунту у порівнянні з початковим періодом експлуатації.

Теплообмінники з вертикальним розташуванням свердловин, які можна пробурити з поверхні землі чи із підземних (шахтних) виробок, мають переваги перед горизонтальними. Їх можна розглядати як більш перспективні, тому що не вимагають великої площі ґрунту і не впливають негативно на рослинність. Глибина закладання теплообмінників вертикального типу складає 10 – 20 м і більше. Вона впливає на теплопровідність геосистеми і визначається середньою температурою породи в місцях їх розташування.

З екологічного погляду породні теплообмінники вертикального типу не сприяють переохолодженню масиву породи. Для підвищення ж ефективності знімання теплоти горизонтальні ґрунтові теплообмінники можна розташовувати поблизу теплотрас, або в самих каналах.

Таким чином, нові напрями створення технологічних схем комплексного використання геосистеми (надр Землі) для виробництва електричної енергії і тепла дозволять підвищити ефективність гірничих підприємств і їх економічні показники.

Ефективність геосистеми тепlopостачання з застосуванням теплових насосів характеризується тепловим коефіцієнтом перетворення енергії $k_{\text{пер}}$, який можна знайти за формулою:

$$k_{nep} = \frac{Q}{A},$$

де Q – кількість теплоти, що виробляє тепловий насос, кДж/кг;

A – робота, що витрачається компресором теплового насосу, кДж/кг.

Загальна необхідна довжина труб $L_{тр}$ ґрунтового теплообмінника визначається за формулою:

$$L_{тр} = \frac{Q_3 (k_{nep} - 1)}{k_{nep} q_n s_{mp}},$$

де Q_3 – необхідна потужність теплопостачання;

q_n – питоме теплоснімання з одиниці площини ділянки теплосбирання;

$q_n = 20 - 25$ Вт/м²;

s_{mp} – крок між трубами (вибирається в межах 1 – 2 м).

Коефіцієнт перетворення енергії в тепловому насосі залежить від температур кипіння в випарнику та конденсації фреону в конденсаторі теплового насосу, як, наприклад, показано на рис. 1.5.

Кількість гарячої води, яку можна отримати у конденсаторі теплового насосу, визначається з рівняння теплового балансу конденсатора

$$Q_{ко} = c_w m_w (t_{w2} - t_{w1})$$

де $Q_{ко}$ – теплова потужність конденсатора ($Q_{ко} = Q_3$);

m_w , c_w , t_{w1} , та t_{w2} – масова витрата, кг/с, теплоємність, кДж/(кг·К), води,

що нагрівається, та її температура на вході і виході конденсатора, К.

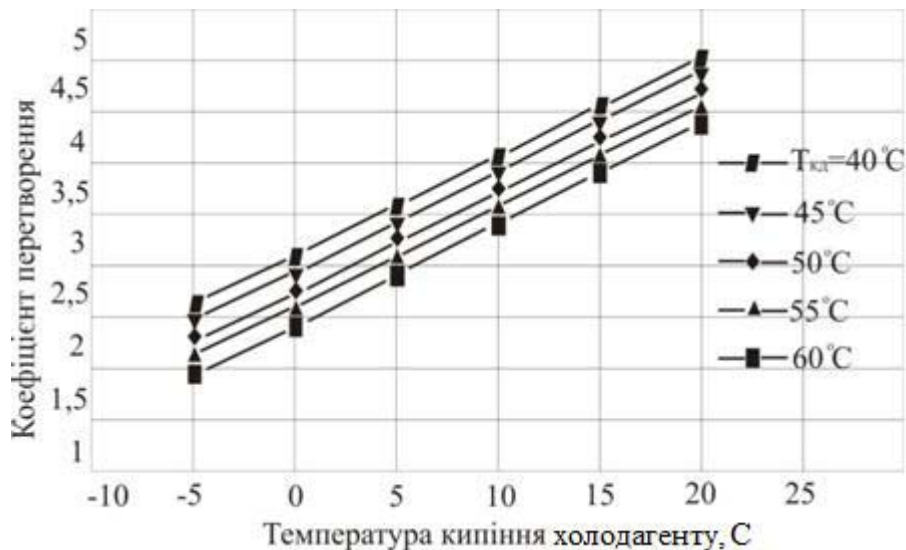


Рисунок 1.5 – Характеристика теплонасосного агрегату

Співвідношення між витратами потоків теплоносіїв, що нагріваються і охолоджуються в тепловому насосі:

$$\frac{m_w}{nm_f} = \frac{k_{nep} c_f (t_{f1} - t_{f2})}{(k_{nep} - 1) c_w (t_{w2} - t_{w1})}$$

Питомі витрати енергії на одержання гарячої води

$$q_w = \frac{c_w(t_{w2} - t_1)}{k_{nep}}$$

Використання енергії, що відводиться від ґрунту чи гірського масиву за допомогою ґрунтових або свердловинних породних теплообмінників і направляється до випарника теплового насосу, дозволяє підвищити трансформацію енергії, що збільшує ефективність роботи всієї геосистеми альтернативного тепло- і електропостачання.

У теплообмінниках з вертикальним або горизонтальним розташуванням циркулює теплоносій, температура якого нижча за температуру масиву ґрунту чи гірської породи, що сприяє його нагріванню. Підігрітий теплоносій 1 (рис. 1.6) подається у випарник 5 теплового насоса. Через випарник протікає холодоагент – фреон 3, який тут випаровується, після чого всмоктується компресором, стискається і прямує у конденсатор-водопідігрівач 6, де, перетворюючись на рідину, віддає тепло в системи гарячого водопостачання 7 і опалення 9. Із конденсатора 6 рідкий фреон прямує до розширювального клапана, де за рахунок падіння тиску він переходить у стан вологої пари. При цьому знижується також і температура фреону, після чого він знову поступає у випарник 6, і цикл повторюється. Така система теплопостачання, що базується на використанні властивостей холодоагенту, сприяє одержанню теплової енергії без витрат.

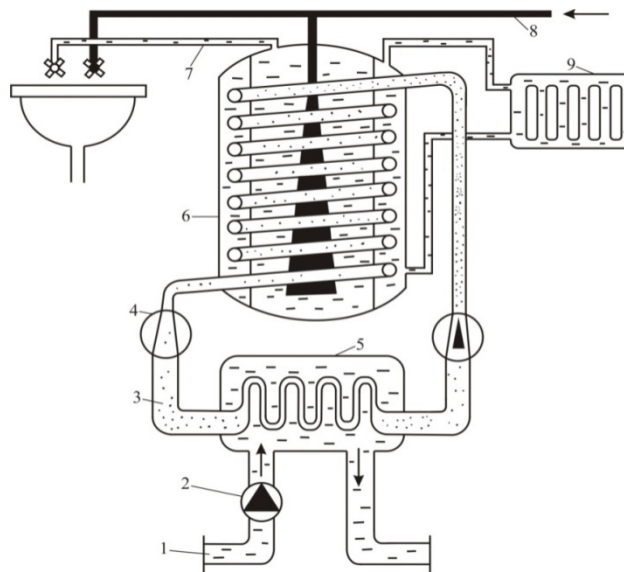


Рисунок 1.6 – Схема обігрівання за допомогою ТНУ: 1 – гарячий теплоносій (вода); 2 – насос; 3 – фреон; 4 – розширювальний клапан; 5 – випарник; 6 – конденсатор; 7 – гаряча вода; 8 – холодна водопровідна вода; 9 – радіатор опалення

Для визначення температури ґрунту можна використати формулу:

$$t = t_0 \mp \Delta T t_0 + 1,07kA_t \exp \exp \left[-0,000316z \left(\frac{1}{a} \right)^{1/2} \right] x \rightarrow$$

$$\dots \rightarrow x \cos \left[\left(\frac{2\pi}{365} \right) \left(n - n_0 - 0,01834z \left(\frac{1}{a} \right)^{1/2} \right) \right],$$

де t_0 – середньорічна температура навколишнього повітря, °С;

Δt_0 – температурна поправка на особливості відповідного регіону, °С;

k – безрозмірний множник, що враховує ступінь покриття ґрунту рослинністю;

A_t – амплітуда коливань середньомісячної температури повітря, °С;

z – глибина ґрунту, м;

a – температуропровідність ґрунту, м²/с;

n – порядковий номер дня року;

n_0 – тривалість фазової зміни амплітуди коливань температури, дні.

У Національному гірничому університеті створена новітня енергозберігаюча технологічна схема, яка враховує можливості декількох альтернативних екологічно чистих джерел енергії, серед яких найбільш перспективними є енергія газу свердловинної підземної газифікації вугільних пластів і теплоти шахтних гірських порід в альтернативній когенераційній геосистемі енергозбереження, яка реалізується на базі теплонасосного циклу.

Будівництво такої геосистеми зробить можливим автономне забезпечення електричною, тепловою і механічною енергією населених пунктів, розміщених навколо шахт. Для цього може бути задіяна технологія свердловинної підземної газифікації вугільних пластів і теплонасосна геосистема енергопостачання із свердловинними породними теплообмінниками, розташованими у шахтних гірничих виробках. Енергетичні показники альтернативної когенераційної геосистеми енергопостачання можуть бути значно покращені при використанні теплоти породних теплообмінників для забезпечення населених пунктів цілорічним гарячим водопостачанням (ГВП) і глибокою утилізацією теплоти відхідних димових газів. На рис. 1.7 наведена схема виробництва енергоносіїв на базі СПГВ і використання тепла надр Землі.

Робота альтернативної когенераційної геосистеми енергозабезпечення відбувається наступним чином. Гарячий генераторний газ (600 – 800°С) підземної газифікації піднімається на поверхню експлуатаційною свердловиною 1 і подається в утилізатор теплоти газів СПГВ 4. В цьому теплоутилізаторі відбувається підігрів оборотної проточної води, яка циркулює у контурі тепломережі системи опалення 3. У вказаній схемі когенераційного процесу тепло, що передається оборотній мережевій воді, забезпечує лише її попередній підігрів. Необхідні параметри в контурі тепломережі 3 можуть бути досягнуті при додатковому використанні теплоти гірської породи. Для цього в шахтних гірничих виробках створюються куці свердловин-теплообмінників за стільниковою (ромбовидною) формою 14. Циркулююча вода системи опалення від споживачів 2 подається у свердловинні породні теплообмінники, підігрівається і направляється у випарник ТН 12, де передає тепло холодній воді, яка надходить із водопровідної системи. Підігріта в тепловому насосі вода додатково підвищує температуру проточної води у контурі системи опалення 3. Сумарна теплота від утилізатора 4 і теплового насоса 12 забезпечує підігрів

мережевої води системи тепlopостачання в середньому до 80°C . Остання по теплотрасах 3 подається в опалювальну систему 2, яка підтримує у приміщеннях температуру не нижче 18°C . Температура гірського масиву порід у шахті навіть у холодні дні зимового періоду не падає нижче $20 - 40^{\circ}\text{C}$, що забезпечує більш ефективну роботу теплонасосної установки 12, ніж при використанні за джерело низькопотенціального тепла атмосферне повітря.

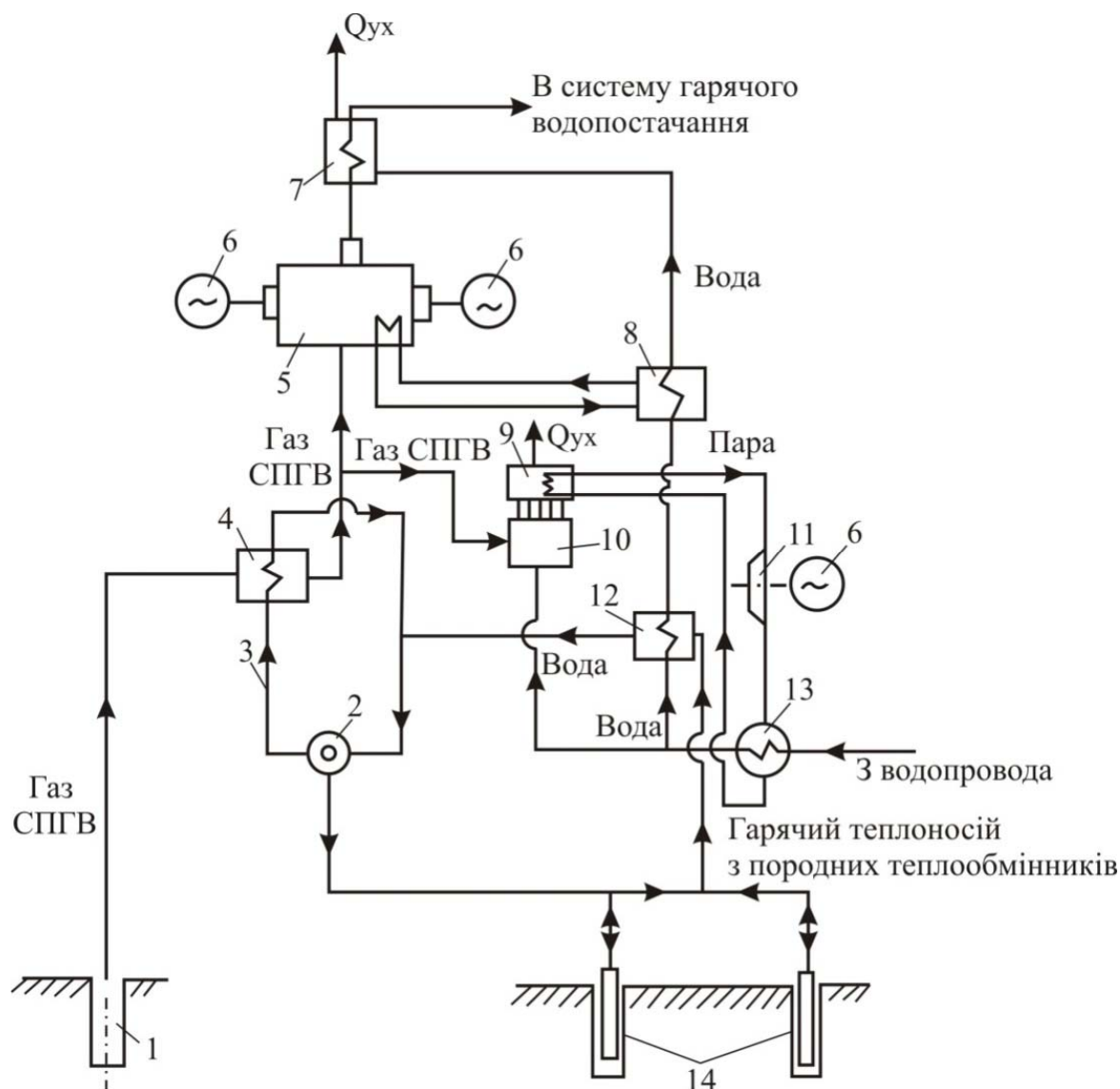


Рисунок 1.7 – Технологічна схема когенераційної геосистеми енергопостачання: 1 – свердловинна підземна газифікація вугільних пластів; 2 – споживачі теплової енергії; 3 – контур теплотраси системи опалення; 4 – утилізатор теплової енергії газів СПГВ; 5 – вільнопоршневий газовий двигун; 6 – електричні генератори; 7 – утилізатор теплоти вихлопних газів із двигуна; 8 – теплообмінник системи водяного охолодження вільнопоршневого газового двигуна; 9 – теплоутилізатор-випарник; 10 – водопідігрівальний котел; 11 – парова турбіна; 12 – ТНУ; 13 – водяний конденсатор; 14 – свердловинні шахтні породні теплообмінники

Після віддачі тепла в теплообміннику-утилізаторі 4 газ СПГВ направляється для спалювання двома потоками. Більша частина газу передається на вільнопоршневий газовий двигун 5 для вироблення електричної енергії генераторами 6. Залишкова частина газу використовується для підігрівання води в котельній установці 10, для вироблення пари в теплоутилізаторі-випарнику 9. Ця пара використовується для вироблення електроенергії в турбогенераторі 11, а потім – для підігрівання проточної води у водяному конденсаторі 13.

Продукти згоряння котла 10 охолоджуються у теплоутилізаторі 9 до 200 – 300 °С. Залишкова теплова енергія відхідних газів Q_{yx} із теплоутилізаторів може викидатись в атмосферу, або накопичуватися у підземному акумуляторі теплової енергії [3].

Ця технологічна енергетична схема також передбачає одночасний підігрів води для системи ГВП. Проточна вода з водопроводу спочатку частково підігрівається в ТНУ 12, а далі вода для ГВП догрівається теплотою вихлопних газів вільнопоршневого газового двигуна 5. Для цього встановлюється водяний теплообмінник 8 і газовий теплоутилізатор 7. При утилізації тепла у ТНУ 12 потужністю 80 – 100 кВт можна одержати біля 60 % води з температурою 40 – 50 °С. Подальший підігрів води відбувається до 80 °С і успішне використання її для потреб гарячого водопостачання.

Рекомендується ще один новітній напрям розвитку технології трансформації енергії, який забезпечить ефективну роботу шахтних котелень. Діючі шахтні котельні можна перетворити у міні-електростанції на базі побудови когенераційної системи виробництва електроенергії, теплової і механічної енергії.

Така система реалізується шляхом надбудови тепловим двигуном шахтної котельні за фрагментом, наведеним на рис. 1.7. Цей фрагмент відокремлюється від технології СПГВ і породних теплообмінників. Основним діючим обладнанням в даному фрагменті є водонагрівальний котел 10, теплоутилізатор випарник 9, парова турбіна 11, електрогенератор 6 і водяний конденсатор 13. Схема може виробляти електричну і теплову енергію в об'ємах, достатніх для продажу в державну енергомережу.

Варіант когенераційної геосистеми енергозабезпечення на базі шахтної котельні шляхом побудови теплоутилізатора-випарника в комплексі з турбогенератором дозволяє підняти коефіцієнт корисного використання палива майже до 45 – 50 % у паротурбінному циклі і до 80 – 90 % у теплофікаційному, збільшити вироблення електроенергії турбогенератором без зростання витрат органічного палива і покращити екологічну ситуацію у навколишньому середовищі.

Практика країн Заходу показує, що системи енергозабезпечення з ТНУ мають великий коефіцієнт застосування первинної енергії ґрунту чи гірських порід. Розвиток приватизації і використання характеру виробництва, потужні споживачі енергії стали поступово відмовлятися від систем централізованого енергозабезпечення, тим самим ця система стає все менше конкурентоспроможною з децентралізованим виробництвом електро- і

теплоенергії. У такій ситуації великі промислові споживачі енергії, а також господарі великих будинків (адміністративних корпусів, готелів, стадіонів тощо) стали проявляти інтерес до альтернативних і здешевлених методів освітлення й обігрівання. Завдяки безперервності когенераційних процесів виробництва електричної, механічної і теплової енергії ефективність палива буде близькою до максимальної (90 – 93 %) протягом року і доби і покращить екологічну ситуацію в Україні. Впровадження таких проектів дає можливість щорічно виключати викиди в атмосферу 375 тис. т парникового вуглекислого газу (CO₂) і 810 т окислів азоту (NO₂ і NO₃), що утворюються при спаленні 193 млн. м³ природного газу, і 605 тис. т CO₂, 9591 т окислів сірки (SO₂ і SO₃), 2655 т NO₂ і NO₃, що вилучаються при спалюванні 208 тис. т вугілля, і відповідно зменшити забруднення довкілля [4].

Таким чином, використання альтернативних джерел енергії і застосування принципів максимального збереження її набувають все зростаючого значення при існуючому характері споживання енергії, який призвів нас до проблеми, що стала настільки гострою в нинішній час.

1.2 Створення нових принципів утилізації викидної низькопотенціальної теплоти на гірничих підприємствах

Перспективним напрямом підвищення ефективності і конкурентоспроможності на вільному ринку є створення енергозберігаючого й екологічно чистого тепlopостачання на базі ТНУ при утилізації викидної низькопотенціальної теплоти на гірничих підприємствах. Сучасні ТНУ відрізняються екологічною чистотою, легкістю регулювання і здатністю працювати в оборотних режимах (“нагрів - охолодження” і навпаки “охолодження - нагрів”).

Застосування ТНУ дуже перспективно при використанні теплоти стічних вод і вентиляційних викидів шахти. Теплові насоси також можна використати при підігріванні повітря, яке надходить в шахту, а в зимовий період реалізувати проект із використання низькопотенціальної теплоти шахтного водозабору (наприклад, із артезіанської свердловини) або при відкачуванні води із зумпфа головного ствола.

У теперішній час на більшості шахт України гарячі стічні води банно-прального комплексу і міських стоків зливаються у відходи з необоротною втратою значної кількості теплової енергії.

З метою утилізації тепла таких стічних вод можливо послідовно з'єднати декілька випарників і конденсаторів ТН, які дозволять нагріти теплофікаційну воду міської теплової мережі (чи мережі шахти) від 30 – 40 до 80°C. Схема включення ТНУ у теплову мережу наведена на рис. 1.8.

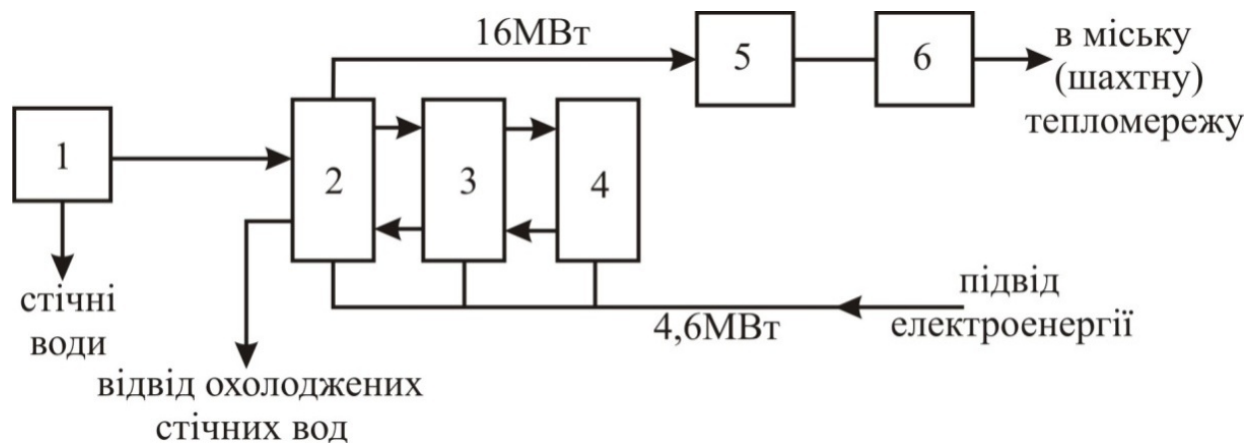


Рисунок 1.8 – Принципова схема включення ТНУ у теплову мережу міста чи шахти: 1 – насосна станція стічних вод шахти (міста); 2 – 4 – теплові насоси; 5 – насосна станція теплових мереж; 6 – шахтна (міська) котельня

Із рис. 1.8 бачимо, що шахтна теплонасосна установка складена з трьох теплових насосів з загальною тепловою потужністю 16 МВт, а загальна електрична потужність 4,6 МВт. Для кожного випарника ТН необхідно, щоб витрата стічних вод була 200 – 250 м³/год. Шахтна чи міська котельня 6 одержить від ТНУ 124068 МВт·год/рік теплоти і зможе зекономити 14358 тис. м³ природного газу на 10,4 млн. грн., або 18590 т вугілля вартістю 6,18 млн. грн. У першому випадку в атмосферу не потрапить 27080 т парникового газу CO₂ і 58,3 т оксидів азоту NO_x, а у другому – 56388 т CO₂, 200 т NO_x, сажі, золи тощо.

ТНУ, виробивши 128900 МВт·год/рік тепла, може покрити 20,5 % річного споживання теплоти, що поставляється споживачам шахтарського міста.

Таким чином, застосування ТНУ, які використовують низькопотенціальну теплоту стічних міських вод для централізованого теплопостачання – прогресивна енергетично ефективна і нешкідлива для навколишнього середовища технологія вироблення тепла на гірничих підприємствах. При запровадженні даної технології економиться органічне паливо (вугілля, природний газ, мазут) в котельнях і, тому, в навколишнє середовище не будуть викидатись шкідливі парникові гази. З метою скорочення кількості органічного палива, яке спалюється в комунальних і шахтних котельнях, рекомендується створити технологічний комплекс з утилізації теплових вторинних енергоресурсів промислових підприємств за допомогою теплонасосних установок, які дозволяють трансформувати низькопотенціальну теплову енергію стічних вод з температурою 30 – 40°C до температур, придатних для теплопостачання (80°C).

У структурі витрат шахт на видобуток вугілля, а також матеріалів значну частину складають витрати на функціонування систем вентиляції і кондиціонування. При цьому можливості підвищення ефективності вказаних систем традиційними методами практично вичерпані.

Вихідний вентиляційний шахтний потік утримує по відношенню до навколишнього середовища теплову енергію, яка утворюється при контактуванні повітряного потоку з теплими гірськими породами і працюючим технологічним обладнанням. Тому утилізація низькопотенціальної скидної теплоти вихідних вентиляційних потоків шахт є актуальним завданням, оскільки ця енергія втрачається.

Схема реалізації теплонасосної утилізації тепла вентиляційного потоку на шахтах наведена на рис. 1.9.

Відповідно до цієї схеми в холодну пору року у випарнику ТН, яким у даному випадку є теплообмінник 4, що знаходиться безпосередньо в потоці вихідного по головному стволі 1 повітря, теплота цього потоку передається робочій речовині (фреону). Пари робочої речовини проходять в компресор 6. Після цього утилізована теплова енергія (разом з витраченою у приводі 7 компресора зовнішньою електроенергією) в конденсаторі, роль якого у даному випадку виконує теплообмінник 9, віддається повітрю, що подається в шахту по вентиляційному стволу 2 для зниження енергоспоживання на його зимовий нагрів у калориферній установці 10.

Отже, застосування ТНУ в холодний період року дозволяє значно знизити як енергоспоживання, так і фінансові витрати на обігрів повітроподавальних стволів шахти. Мінімальними експлуатаційні витрати будуть тоді, коли все опалюване навантаження шахти покриватиметься теплонасосною системою.

У літній час ТНУ можна використовувати для охолодження свіжого повітря, що подається в шахту. При цьому функції теплообмінників 4 і 9 змінюються. Тепер роль випарника ТН виконує теплообмінник 9, а роль конденсатора – теплообмінник 4 (див. рис. 1.9). Однак, треба мати на увазі, що у зв'язку з помітним у порівнянні з зимовим періодом зниженням температурного режиму у теплообміннику 9, а також у зв'язку з відсутністю конденсації водяних парів ефективність теплообміну і підведення теплової потужності в цьому теплообміннику зменшаться приблизно на 20 – 25 %. Окрім цього, недоліком такого методу охолодження повітря є надто довгий шлях його руху від місця охолодження (у верхній частині повітроподавального ствола) до робочих зон у шахті, що внаслідок більш інтенсивного теплообміну з гірським масивом знижує ефект охолодження у порівнянні з охолодженням повітря безпосередньо в робочих зонах шахти.

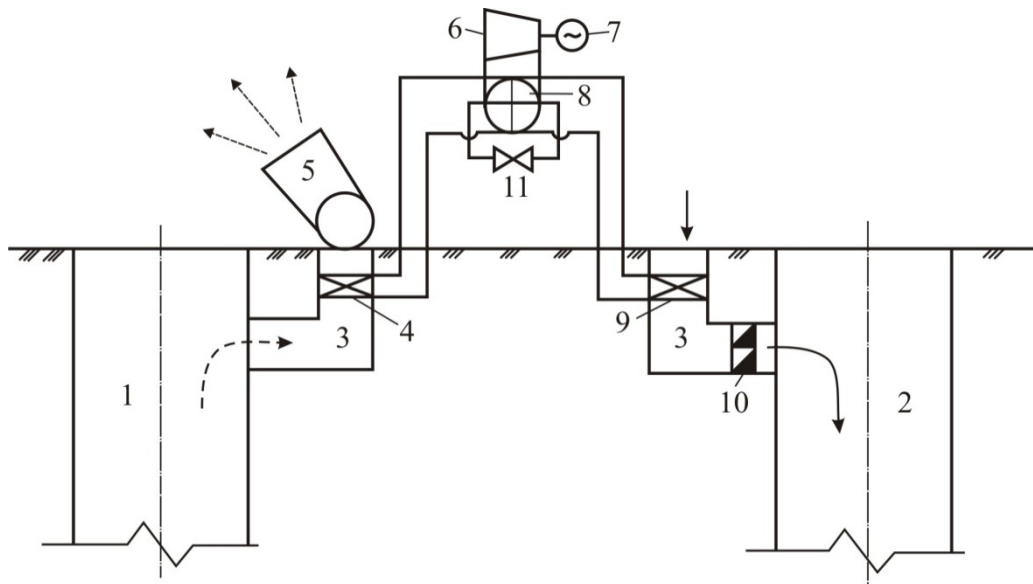


Рисунок 1.9 – Спрощена схема оборотної теплонасосної системи підігріву повітря, яке подається в шахту: 1 – головний ствол; 2 – вентиляційний (допоміжний) ствол; 3 – повітряний канал; 4, 9 – теплообмінники теплових насосів, які поперемінно, залежно від сезону виконують функції випарника або конденсатора; 5 – вентилятор головного провітрювання шахти; 6 – компресор теплового насоса; 7 – електродвигун приводу компресора; 8 – перемикач напрямку руху теплоносія; 10 – калориферна установка (резервна); 11 – дросельний вентиль ТН

Робота оборотної ТНУ у літній період не вимагає ніяких капіталовкладень, окрім вже розглянутих для холодного періоду року. Крім вищезазначених функціональних можливостей ТНУ, вони ще можуть найбільш ефективно працювати у режимі повітряного опалення в процесі утилізації теплової енергії вихідного шахтного повітря. Витрати енергії на теплонасосне опалення будинків і споруд шахти залежно від температурного рівня джерела низькопотенціальної теплоти можуть бути в 3 – 6 разів нижчими, ніж при традиційних системах за допомогою спалювання палива у котельнях.

Сучасні серійні повітряні ТН, які за джерело низькопотенціальної теплоти використовують атмосферне повітря, у режимі нагрівання досягають високої ефективності роботи при температурах його не нижче $+5 - 8^{\circ}\text{C}$. Такі значення температури є типовими для викидів систем вентиляції шахт.

Експлуатація ТНУ дозволяє створити технічні основи комплексних енергозберігаючих систем цілорічного опалення і кондиціонування підземних і наземних споруд гірничого підприємства і метрополітенів з сезонним накопиченням зайвої теплової енергії у підземних акумуляторах влітку і подальшим використанням її для теплопостачання протягом опалювального сезону [7].

Ще один варіант нетрадиційного використання низькопотенціальної теплоти можливий при утилізації тепла шахтної води, яка відводиться із зумпфа головного ствола на поверхню землі. Для підтримання необхідної теплової

потужності випарника теплонасосної установки, розміщеної на поверхні у спеціальному тепловій пункті, потрібна достатня кількість шахтної води з температурою $+4 - 6^{\circ}\text{C}$.

Схема установки (рис. 1.10) передбачає подачу шахтної води у тепловий пункт 4.

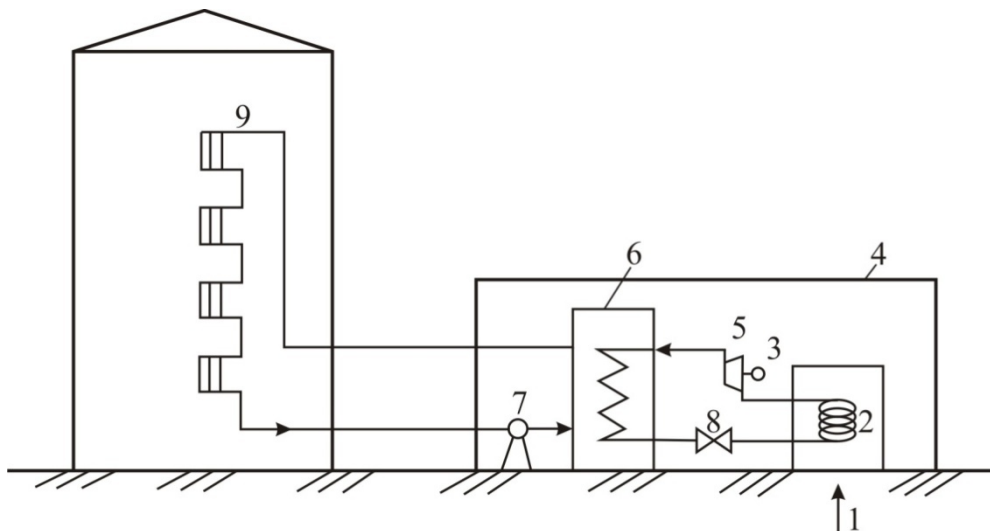


Рисунок 1.10 – Принципова схема установки опалення від шахтної води: 1 – шахтна вода з головної водовідливної установки; 2 – випарник; 3 – електродвигун компресора; 4 – тепловий пункт; 5 – компресор; 6 – конденсатор; 7 – насос контуру опалення; 8 – дросельний вентиль; 9 – система опалення адміністративно-побутових, житлових будинків і споруд

В тепловій пункті розміщена теплонасосна установка, яка має випарник 2, компресор 5 з електродвигуном 3, конденсатор 6 і дросельний вентиль 8. Випарник 2 з'єднується з контуром циркуляції шахтної води, яка подається насосами головної водовідливної установки. Конденсатор 6 введено до контуру циркуляції системи опалення поверхневих споруд 9 з насосами 7.

Якщо за проміжний теплоносій у ТНУ прийняти фреон R142b, то отримаємо наступні розрахункові параметри процесу утилізації теплоти шахтної води: температура кипіння фреону від тепла води, яка звичайно має температуру біля $+8 - 11^{\circ}\text{C}$, складає $+1,5^{\circ}\text{C}$; температура конденсації R142b $70 - 80^{\circ}\text{C}$ забезпечує підігрівання води для опалення до $70 - 80^{\circ}\text{C}$; витрати холодильного агента (фреону) $7,3 \text{ кг/с}$; теплова потужність конденсатора 6, яка передається у контур теплопостачання 9, складе 1340 кВт . Електрична потужність електродвигуна 3 компресора 5, що витрачається на стискання R142b, 380 кВт . Кількість квартир, які можна забезпечити теплом, якщо на опалення однієї квартири необхідна теплова потужність 3 кВт , складе 480, що відповідає можливості опалення біля п'яти 100-квартирних будинків; загальна економія від застосування установки теплопостачання на шахтній воді складе $1,26 \cdot 10^6 \text{ \$США/рік}$. Таким чином, запропонований метод теплопостачання від джерела шахтної води має досить високу економічну ефективність його практичного використання.

З метою зниження капітальних витрат і підвищення експлуатаційної надійності доцільно широко використовувати на шахтах ГНУ, які можуть перетворювати низькопотенціальну теплоту навколишнього середовища (наприклад, артезіанського водозабору) і передавати її споживачу на більш високому температурному рівні (рис. 1.11).

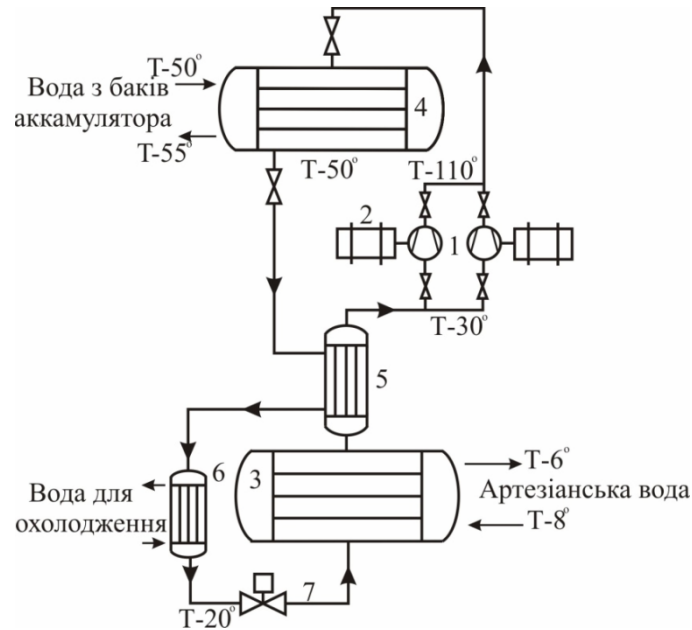


Рисунок 1.11 – Принципова схема теплонасосної установки підігрівання теплоносія артезіанською водою: 1 – компресор; 2 – електродвигун; 3 – випарник; 4 – конденсатор; 5 – регенеративний теплообмінник; 6 – охолоджувач конденсатора; 7 – соленоїдний вентиль

В зимовий час можна реально реалізувати проект з використання теплоти глибинної артезіанської води, яка застосовується для потреб шахти із свердловин. Температура артезіанської води в зимовий час складає $+8 - 10^{\circ}\text{C}$.

Об'ємні витрати артезіанської води ($\text{м}^3/\text{с}$) можна визначити за формулою:

$$V_B = \frac{\pi(H_0^2 - h_0^2)K}{[\ln(Rr_0)]},$$

де H_0 – глибина артезіанської свердловини, м;

h_0 – висота стовпа води у свердловині нижче водозбірного пласта, м;

K – коефіцієнт фільтрації; для таких типів ґрунту, як супісок, суглинок, глина він має значення відповідно 10^{-5} ; $0,5 \cdot 10^{-5}$; 10^{-6} м/с;

R – радіус депресійної воронки, $R = 3000(H_0 - h_0)K^{-2}$;

r_0 – радіус артезіанської свердловини, типові значення $r_0 = 0,075$; $0,150$ і $0,300$ м.

Теплова потужність, що відбирається від потоку артезіанської води у випарнику теплового насоса, дорівнює:

$$Q_0 = m_w c_w \Delta t,$$

де m_w – масова витрата артезіанської води, кг/с;

c_w – теплоємність артезіанської води, кДж/(кг·°С);

Δt – величина охолодження води у випарнику

$$\Delta t = t_{w1} - t_{w2}$$

t_{w1} і t_{w2} – температура артезіанської води на вході і виході з випарника, °С.

Для запропонованої установки проведемо розрахунок випарника ТН. Приймаємо за випарник ТН панельний теплообмінник 320 ІІ з площею поверхні теплообміну $F = 320 \text{ м}^2$. На основі експериментальних даних приймаємо при температурному напорі $t = 6^\circ\text{С}$ цей теплообмінник забезпечує густину теплового потоку $q = 3 \text{ кВт/м}^2$. Тоді теплова потужність випарника складе

$$Q_0 = qF = 3 \cdot 320 = 960 \text{ кВт}.$$

Для перетворення низького потенціалу глибинної артезіанської води і доведення до температур, придатних для опалювальної системи шахти, можуть бути використані серійні фреонові водоохолоджувальні холодильні установки [5], які можна перевести в теплонасосний режим. Для підвищення температури теплоносія до опалювального рівня необхідно замінити фреон R22 на фреон R12, який має більш високу температуру конденсації. Водопровідна вода, як теплоносій системи опалення, подається в конденсатори холодильних установок, а глибинна вода – у випарники, де за рахунок кипіння фреону охолоджується до $+5 - 6^\circ\text{С}$ і направляється на господарсько-побутові потреби шахти. Теплова енергія від конденсаторів застосовується в системі тепlopостачання шахти.

У теплий період року у випарники замість артезіанської води подається водопровідна вода з баків-акумуляторів і використовується за холодоносій при температурі $+20^\circ\text{С}$ в системі кондиціонування повітря адміністративно-побутового комплексу шахти, а в конденсаторах нагрівається водопровідна вода до температури $55 - 65^\circ\text{С}$ для гарячого водопостачання.

Таким чином, низько потенціальна теплова енергія стічних вод, вентиляційних викидів шахт і метрополітенів, артезіанської (грунтової) води і навіть гірських порід і атмосферного повітря є невичерпним джерелом для опалення, причому теплові насоси використовують цю енергію дуже ефективно. Тепловий насос завжди видає теплової енергії споживачу більше, ніж сам споживач для його приводу. При такій оцінці для одержання 100 кВт теплової потужності на виході ТНУ необхідно в середньому витратити 30 кВт електричної потужності [6]. У цьому важлива особливість перетворення теплової енергії і перенесення її на більш високий температурний рівень з допомогою теплового насоса.

При використанні цих насосів відсутні викиди в навколишнє середовище у вигляді золи, диму і сажі від горіння традиційного палива (вугілля, газу, мазуту), а це значно покращує екологічну ситуацію, що особливо актуально для вуглевидобувних регіонів і районів України, де експлуатуються теплові електростанції і котельні.

1.3 Когенерація енергоносіїв – передова технологія виробництва ресурсів

На цей час велику увагу у всьому світі приділяють процесам когенерації, тобто комбінованого (сумісного) виробництва теплової, механічної й електричної енергії при спалюванні палива (вугілля, мазуту, природного газу тощо), і створенню на їх базі систем акумулювання енергії.

За паливо пропонується застосовувати штучний генераторний газ, що утворюється під час підземної газифікації кам'яних і бурих вугільних пластів [2].

У Національному гірничому університеті розроблено принципово нові і економічно ефективні технологічні схеми газопаротурбінної комбінованої системи виробництва енергетичних ресурсів на єдиному енергоносії – газі, який одержують на основі свердловинної підземної газифікації вугілля (СПГВ), вільнопоршневих агрегатів (ВПАГів) і акумуляторів теплової енергії (рис. 1.12).

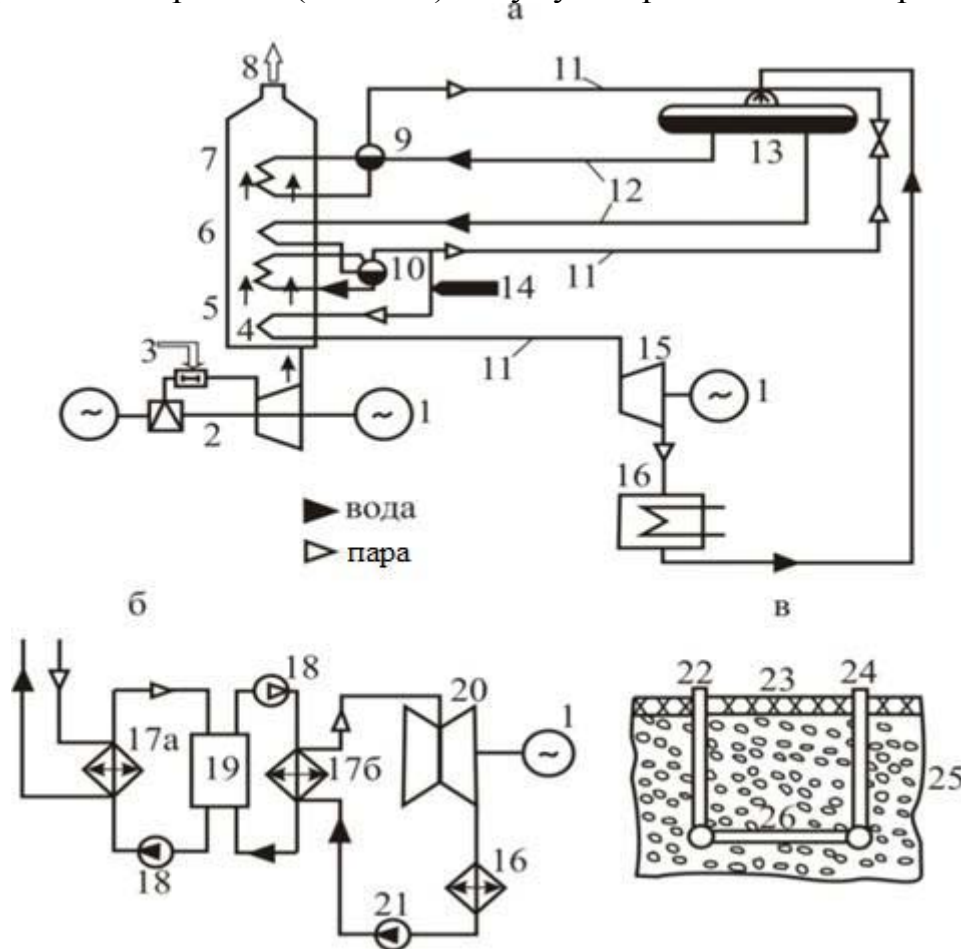


Рисунок 1.12 – Схема комбінованої газотурбінної енергетичної системи на базі СПГВ і систем акумулювання: а – газопаротурбінна установка; б – автоматичний піковий контур; в – підземний акумулятор теплової енергії; 1 – електрогенератори; 2 – група ВПАГів; 3 – газ СПГВ; 4 – котел-утилізатор; 5 – пароперегрівач; 6 – випарник; 7 – економайзер; 8 – вихід газів у теплові акумулятори; 9 – змійовик випарника низького тиску котла-утилізатора;

10 – секція високого тиску котла-утилізатора; 11 – теплоносій від змійовика 9 секції 10; 12 – теплоносій до змійовика секції 10; 13 – резервуар для води; 14 – пара з свердловинного парогазогенератора; 15 – паротурбінна група; 16 – конденсатор; 17(а,б) – теплообмінники проміжного теплоносія; 18 – насос проміжного теплоносія; 19 – тепловий акумулятор; 20 – пікова двокаскадна турбіна; 21 – циркуляційний насос; 22 – вхід теплоносія (газів і пари із свердловинного парогенератора); 23 – теплоізоляція; 24 – вихід теплоносія; 25 – твердий акумулюючий матеріал; 26 – горизонтальні теплові канали

Когенераційне виробництво має три технологічні цикли отримання енергії, які, взаємно доповнюючи один одного, сприяють повному використанню енергоресурсів. Доповнює когенераційне виробництво також четвертий цикл – енергобіологічне виробництво, яке працює на теплоті скидних вод основного процесу.

Вихідний енергоносій (газ СПГВ) в комбінованій енергосистемі отримується геотехнологічним способом розробки вугільних родовищ з використанням методу свердловинної підземної газифікації вугільних пластів (рис. 1.13).

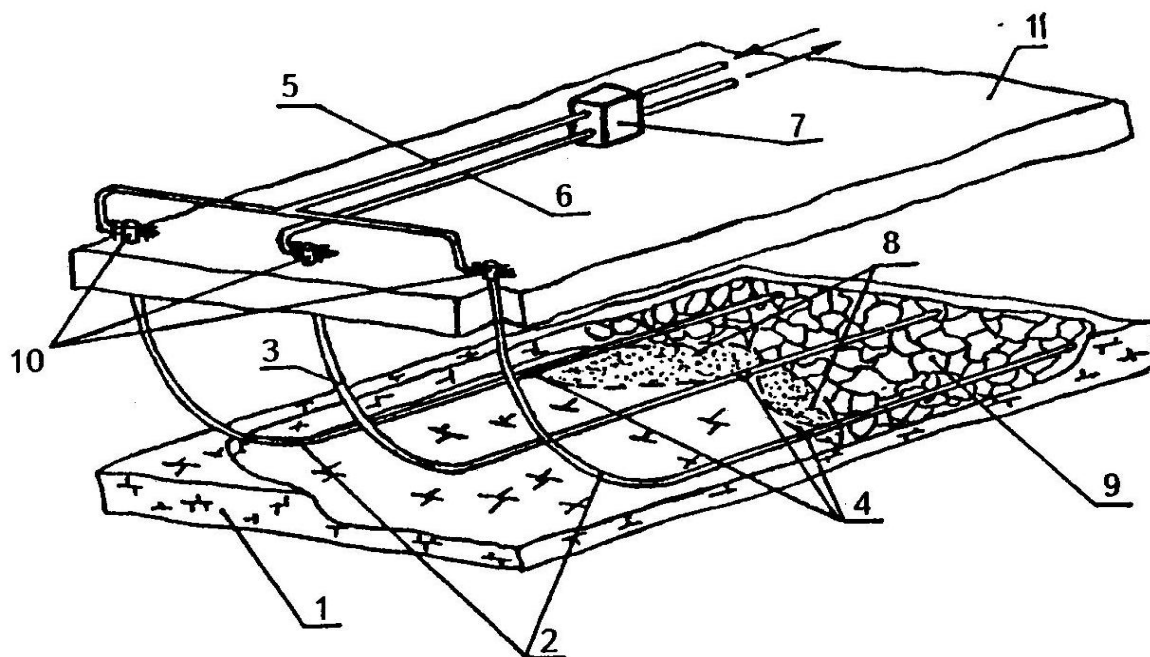


Рисунок 1.13 – Принципова схема свердловинної підземної газифікації вугільних пластів: 1 – вугільний пласт; 2 – нагнітальні свердловини; 3 – газівідвідні запалювальні пристрої; 4 – пересувні запалювальні пристрої; 5 – нагнітальний трубопровід; 6 – газівідвідний трубопровід; 7 – теплообмінник-утилізатор; 8 – вогневий вибій; 9 – вироблений простір; 10 – оголовки вертикально-горизонтальних свердловин; 11 – поверхня землі

Основні параметри процесу свердловинної підземної газифікації вугілля (рис. 1.14) можуть бути визначені за наступною методикою.

Запаси вугілля в очисному блоці, т:

$$Z_{\text{от}} = LHm\gamma,$$

де L – довжина горизонтальної частини криволінійної (орієнтованої) свердловини, м; (наприклад, $L=450$ м)

H – ширина блока газифікації, м;

$$H = ln = 30 \cdot 6 = 180 \text{ м},$$

l – ширина стовпа (стрічки) газифікації, $l = 30$ м;

n – кількість стовпів (стрічок) у блоці;

m – потужність вугільного пласта, м (наприклад $m = 1,0$ м);

γ – густина вугілля, кг/м^3 ($\gamma = 1200 \text{ кг/м}^3$)

$$Z_{\text{ол}} = 450 \cdot 180 \cdot 1,0 \cdot 1200 = 97200000 = 97,2 \text{ тис. м}.$$

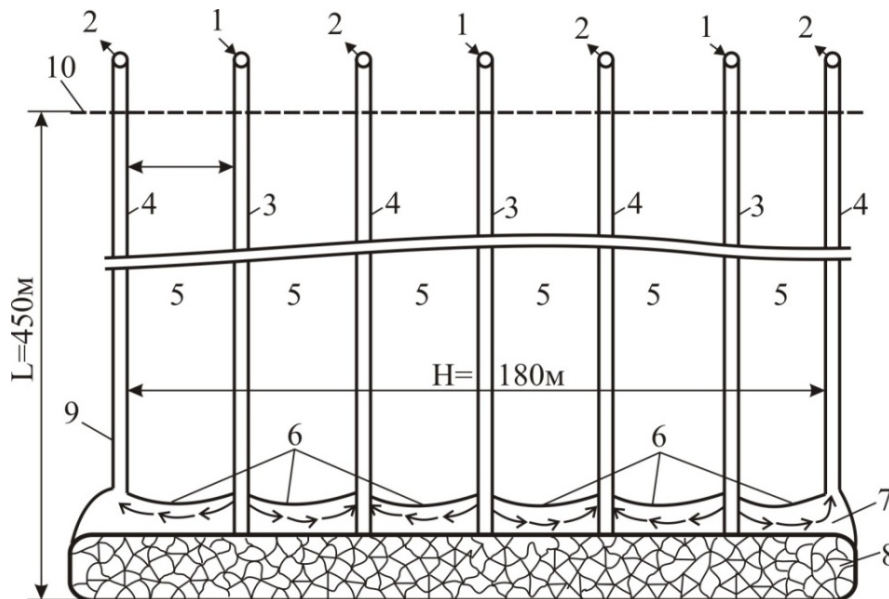


Рисунок 1.14 – Технологічна схема газифікації вугільного пласта виймальними стовпами через вертикально-горизонтальні свердловини:

1 – дуттьовий потік (повітря, кисень, пара, діоксин вуглецю); 2 – утворений генераторний газ; 3 – нагнітальна свердловина; 4 – газовідвідна свердловина; 5 – шмури (підземні газогенератори); 6 – вогневі вибої; 7 – зона газифікації; 8 – вигазований простір; 9 – вугільний пласт; 10 – місця входження вертикальної частини свердловини у вугільний пласт

Швидкість горіння (посування вогневого вибою):

$$V_{\text{сеп}} = V_2 \cdot 24,$$

де V_2 – лінійна швидкість газифікації вугільної стінки вогневого вибою, м/град ($V_2 = 0,01-0,1$);

$$V_{\text{сеп}} = 0,01 \cdot 24 = 0,24 \text{ м / м},$$

Час вигазовування одного стовпа:

$$t_{\text{см}} = \frac{L}{V_{\text{сеп}}} = \frac{450}{0,24} = 1875 \text{ год} = 78 \text{ діб},$$

Термін відпрацювання всього блоку:

$$T_{\text{б}} = t_{\text{см}} \cdot n = 78 \text{ діб}.$$

Кількість повітря, яке необхідне для газифікації відповідного об'єму вугілля за одиницю часу, м³/год.

$$Q_n = l_m \cdot v_2 \cdot q_n \cdot \gamma,$$

де q_n – питомі витрати повітря, м³/кг;

$$q_n = \alpha \frac{0,01Q_n^p + 25,1W^p}{4186},$$

де α – експериментальний коефіцієнт ($\alpha=1,08 - 1,11$);

Q_n^p – нижня теплота горіння робочої маси вугілля МДж/кг;

(Q_n^p залежить від якісних показників вугілля);

W^p – вологість робочої маси вугілля, % (для кам'яного вугілля $W^p = 12 - 18$ %, бурого $W^p = 45 - 65$ %).

$$q_n = 1,1 \cdot \frac{0,001 \cdot 1 + 25,1 \cdot 18}{4186} = 0,1 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$Q_n = 30 \cdot 1,0 \cdot 0,01 \cdot 0,1 \cdot 1200 = 36,0 \text{ м}^3 / \text{год},$$

Теоретичні витрати вугілля на одержання 1 м³ газу:

$$q_{\text{вуг}} = \frac{12 \sum C_r}{22,4 C_{\text{вуг}}},$$

де $\sum C_r$ – сума вуглеводневих компонентів у газі в об'ємних процентах

$$\sum C_r = 12 \% (\text{CO}) + 3 \% (\text{CH}_4) + (14-18 \% \text{CO}_2);$$

$C_{\text{вуг}}$ – вміст вуглецю у паливі (вугіллі), %. Для кам'яного вугілля $C_{\text{вуг}} = 65-85$ %, для бурого – $C_{\text{вуг}} = 45-55$ %;

$$q_g = \frac{12 \cdot (12\text{CO} + 3\text{CH}_4 + 16\text{CO}_2)}{22,4 C_{\text{вуг}}} = \frac{12 \cdot 31}{70 \cdot 22,4} = 0,24 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Вихід газу з 1 кг вугілля, м³/кг:

$$q_2 = \frac{1}{q_{\text{вуг}}} = \frac{1}{0,24} = 4,2 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

Вихід газу за 1 годину, м³/год:

$$Q_2^0 = q_n + l_m \cdot v_2 \cdot q_n \cdot \gamma = 0,1 + 36 = 36,1 \text{ м}^3 / \text{добу},$$

або за добу, м³/год:

$$Q_2^0 = 24 \cdot Q_2^0 = 24 \cdot 36,1 = 866 \text{ м}^3 / \text{добу},$$

Річна продуктивність підприємства з підземної газифікації вугілля, що має в експлуатації, наприклад, три блоки:

$$Q_2^p = 24 \cdot 365 \cdot 3 \cdot 36,1 = 948270 \text{ м}^3 / \text{рік} = 948,3 \text{ тис. м}^3 / \text{рік}.$$

Група ВПАГів використовує газ СПГВ для генерації первинної електроенергії (чи теплоенергії). Відхідні газів із турбін проходять в котли-утилізатори з вироблення пари, яка призначена для пароводяної системи виробництва вторинної електроенергії. Залишкове тепло відхідних газів повторно утилізується у двох теплових акумуляторах: в автономному піковому контурі з вироблення третинної електроенергії і в підземному акумуляторі з утилізації тепла для потреб тепlopостачання.

Парогенератори, що вбудовані у свердловини СПГВ, утилізують тепло відхідних газів, а пар, що утворюється у свердловинах, направляється у

пароводяний цикл комбінованої електростанції і частково у підземний акумулятор. При цьому економиться біля 3 % палива у порівнянні з виробленням електроенергії на теплових електростанціях.

Вихлопні гази від ВПАГів поступають у котел-утилізатор (рис. 1.12), в якому нагрівається вода і пара до температури 300 – 400К. Гарячі відпрацьовані гази від ВПАГів з котлом-утилізатором і паротурбінною групою використовуються для додаткової вироблення електроенергії. Така комбінація забезпечує отримати коефіцієнт корисної дії – біля 50 %. У котлі відбувається відбір частини теплової енергії, яка передається у пароводяний цикл перед тим, як гази будуть направлятися у теплові акумулятори.

Котел-утилізатор має три теплообмінні секції (див. рис. 1.12). Вода високого тиску подається через теплий кінець котла в економайзер, підігрівається майже до температури, необхідної населенню і перетворюється потім у змішану випарника у пару. Насичена пара нагрівається у подальшому в паронагрівнику і надходить у паротурбінну групу. Вона розширюється у лопаткових рядах, тепла енергія перетворюється у механічну. Парові турбіни з'єднані з генераторами, що виробляють електричний струм.

Відпрацьована пара із парових турбін надходить в конденсатор, перетворюється у воду шляхом відведення скритої теплоти через систему охолодження. Конденсат направляється в деаератор підживлювальної води, де відбувається її очищення від газів CO_2 , O_2 за допомогою підігрівання паром із котла-утилізатора. Деаератор сприймає також об'ємні коливання пароводяного циклу. Вода відходить з деаератора через підживлювальні насоси, які подають воду під тиском у котел-утилізатор.

Залишкове тепло відхідних газів повторно утилізується в акумуляторі автоматичного пікового контуру з вироблення електроенергії двокаскадною турбіною і у підземному акумуляторі (див. рис. 1.12 б,в).

Акумулятори (накопичувачі енергії) – це споруди чи пристрої, які забезпечують оборотні процеси накопичення, зберігання і вироблення теплової енергії відповідно до вимог споживача.

Система теплового акумулявання з проміжними теплоносіями (наприклад, технічним маслом) дозволяє збільшити потужність комбінованої електростанції у піковому режимі на 60 %.

Зарядження теплового акумулятора пікового контуру відбувається відпрацьованими газами ВПАГів. Нагріті гази з котла-утилізатора направляються у зарядний теплообмінник і нагрівають масло, що знаходиться у тепловому акумуляторі 19. В процесі розрядження теплового акумулятора гаряче масло використовується для виробництва пари у теплообміннику 17 пікового контуру. Електроенергія виробляється двокаскадною турбіною 20. Така система акумулявання теплової енергії дозволяє працювати електростанції у піковому режимі протягом 3 – 5 годин.

Тепловий акумулятор, який заряджається в період мінімальної потреби в енергії і розряджається при максимальній (наприклад, ввечері), забезпечує роботу більшості обладнання електростанції у базовому режимі, що суттєво підвищує його надійність і ефективність.

Підземний акумулятор теплової енергії (ПАТЕ) також має автономний контур з твердою нерухомою акумулювальною матрицею. Як акумулювальну матрицю застосовують різні матеріали: шамот, магнетит, графіт, щебінь, пісок і ін. Такі ПАТЕ проектуються з мінімальним гідравлічним опором, що дозволяє використовувати принцип вільноконвективного переносу теплової енергії.

Під час заряджання гарячі гази, пара (вода) подаються в ПАТЕ, нагрівають акумулювальну матрицю і використовуються для накопичення тепла. Розрядження ПАТЕ сезонне (наприклад, зимою) для потреб теплопостачання.

Така система когенерації енергії знижує вартість відпускнуї електро- і теплоенергії за низкою факторів. До них відносяться: зниження капітальних витрат внаслідок відмови від будівництва спеціальних традиційних пікових енергоблоків, підвищення завантаження обладнання; вироблення електроенергії і теплової енергії з більш дешевого палива і з більшою ефективністю; відмова від традиційних видів палива (вугілля, природний газ, мазут, тощо) завдяки маневровим піковим контурам.

Свердловинний процес підземної газифікації вугілля є ще одним джерелом утворення енергії, бо не вся фізична теплота відхідних газів трансформується у свердловинних парогенераторах. Значний потенціал теплової енергії (300 – 600°C) може бути трансформований на поверхні у спеціальних сучасних теплоутилізаторах на теплових трубах [7]. Вони дозволяють надійно (герметично) розділити зони обмінних середовищ, покращити експлуатаційні характеристики, оскільки очищення обмінних поверхонь не є важким, що важливо при перепусканні ще неочищеного газу СПГВ.

Після закінчення процесу газифікації вугілля в надрах землі у контурі вигазованого підземного простору утворюється потужний тепловий котел. В обвалених породах після газифікації створюється високий потенціал (800 – 1000°C). Тому в когенераційній енергетичній системі на базі СПГВ породах шляхом нагнітання теплоносіїв через законсервовані (експлуатаційні) свердловини.

Холодний теплоносій (вода, повітря, інертний газ тощо) проникає через товщу обвалених гарячих порід, нагрівається (вода перетворюється в пару) і акумулюється у порожнині бувшого підземного газогенератора. Нагнітальні і відкачувальні свердловини можуть бути тимчасово загерметизовані, теплота тривалий час буде законсервована і використовуватиметься неодноразово сезонно.

Таким чином, акумульована тепла енергія у відпрацьованому підземному газогенераторі передбачає високу інтенсивність використання втраченого тепла в надрах землі протягом тривалого періоду (до 10 – 12 сезонів) і низькі експлуатаційні витрати на регенерацію теплоти.

Під час роботи комбінованої енергосистеми значна частина теплової енергії відводиться з водою у навколишній простір у вигляді складного тепла з низьким температурним потенціалом (16 – 21°C зимою і 25 – 45°C літом).

Для охолодження скидних теплових вод енергетичних об'єктів потужністю 0,5 – 1 млн. кВт необхідний ставок накопичувач з площею дзеркала води 400 – 700 Га; при цьому кількість води, що йде на випаровування, досягає 20 – 25 млн. м³ на рік.

Тому значний економічний ефект може бути одержаний при використанні наших рекомендацій, які полягають у застосуванні теплоти скидних вод комбінованої електростанції у енергобіологічному комплексі (ЕБК). До складу ЕБК можуть входити такі структурні ланки: блок відкритого обігрівання ґрунту, рибогосподарський блок і біологічні меліорації водоймища-охолоджувачів.

Блок відкритого обігрівання ґрунту має тепло-гідромеліоративну систему – підґрунтові градирні. Вона має багаторядні поліетиленові трубопроводи, які укладаються у ґрунт, і насосну станцію, що подає у систему теплу скидну воду. Тут створюються сприятливі умови для розвитку кореневої системи рослин і одночасно відбувається охолодження води на 10 – 13°C. Обігрівання ґрунту дає можливість:

- отримати не менше двох урожаїв на рік сільськогосподарської екологічно чистої продукції;
- скоротити використання води на технічні потреби (за рахунок зменшення чи виключення чистої продукції);
- покращити екологічні показники об'єкта й екологічний стан у регіоні;
- застосовувати скидні теплі води у традиційних тепличних комплексах вирощування овочів. Із закордонного досвіду відомо, що на площах з підґрунтовими градирнями урожайність кукурудзи на зелену масу підвищується на 54 %, томатів – на 29 %, огірків – на 97 %, картоплі – на 46 %.

Рибогосподарський блок має повносистемний завод з садовим господарством.

Блок мікробіологічної переробки, утилізації відходів і біологічної меліорації призначений для відходів рибогосподарства і рослинництва.

Блок біологічної меліорації водоймища-охолоджувача може використовуватися для промислового розведення риби.

В ЕБК відходи одного блоку є сировиною для другого, внаслідок чого багатогалузеве виробництво стає маловідходним (в ідеалі безвідходним), яке працює на єдиній ресурсозберігаючій екологічно чистій технології. До енергобіологічного комплексу можуть бути включені такі виробництва, як зимові і плівкові теплиці.

Таким чином, когенераційна система виробництва енергоносіїв на базі СПГВ, систем акумуляування й енергобіологічної переробки має наступні переваги. Застосування єдиного джерела палива підвищує ефективність генерування енергоресурсів, забезпечує безперервність, низьку операційність виконуваних процесів, матеріало-, енерго- і ресурсозбереження, покращує екологічну ситуацію в регіоні.

У якості проміжних теплоносіїв застосовують високотемпературні накопичувачі енергії, які мають відносно низьку температуру плавлення і високу точку кипіння (приблизно до декількох сотень градусів). До них відносяться мінеральні масла, кремнійорганічні з'єднання, розплавлені метали і солі. Такі теплоносії дозволяють працювати при атмосферному тиску.

У комбінованій енергосистемі широко використовують вторинні енергоресурси: хімічна енергія генераторного газу; фізична його теплота у свердловинних парогенераторах і термосифонних теплообмінниках; відпрацьована і вторинна пара; гаряча вода у накопичувальних акумуляторах; теплота від охолоджувальних пристроїв в енергобіологічному комплексі. Когенераційна енергосистема дозволяє знизити витрати вугілля за рахунок його повного вигорання в процесі СПГВ і знизити кількість викидів у навколишнє середовище оксидів (CO_2), сірки (SO_2 і SO_3), азоту (N_2), а також золи, шлаків, сажі у порівнянні з традиційним паливо-енергетичним комплексом. Значно зменшиться ушкодження навколишнього середовища, а також території під відвалами шахт, розрізів, збагачувальних фабрик, теплових електростанцій та транспортні перевезення.

Впровадження котлів-утилізаторів і теплообмінників на теплових трубах (двофазних термосифонах) у ролі поверхонь нагрівання є одним із перспективних напрямів удосконалення енергосистем. Це обумовлено високою ефективністю процесів теплообміну в них, можливістю глибокої утилізації відхідних газів, невеликими масою і габаритами, спрощеними конструкціями і технологією виготовлення, зручністю експлуатації.

Доведено, якщо газогенераторне підприємство з вироблення енергії вугілля із ВПАГами доукомплектувати котлами-утилізаторами, паровими турбінами з електрогенераторами й акумуляторами енергії, то тільки на одному свердловинному газогенераторі може бути додатково одержано 28,2МВт електричної енергії. При цьому термін окупності капіталовкладень складає 2 – 3 роки. Це забезпечить найкраще використання енергії вугілля в процесі одержання генераторного газу методом СПГВ.

Для оцінки економічних показників пропонованих когенераційних технологій зупинимось на визначеній схемі розподілення палива, що витрачається на виробництво теплоти і електроенергії. Тут більш оправдано вважати, що теплота після модернізації при усіх режимах теплового навантаження котла, а вигода на паливі від застосування когенерації відноситься до величини витрат палива на вироблення 1 кВт·год електроенергії залежно від економічності застосованого газотурбінного двигуна (параметр α_T) і теплового навантаження котла (параметр Ψ) (рис. 1.15.)

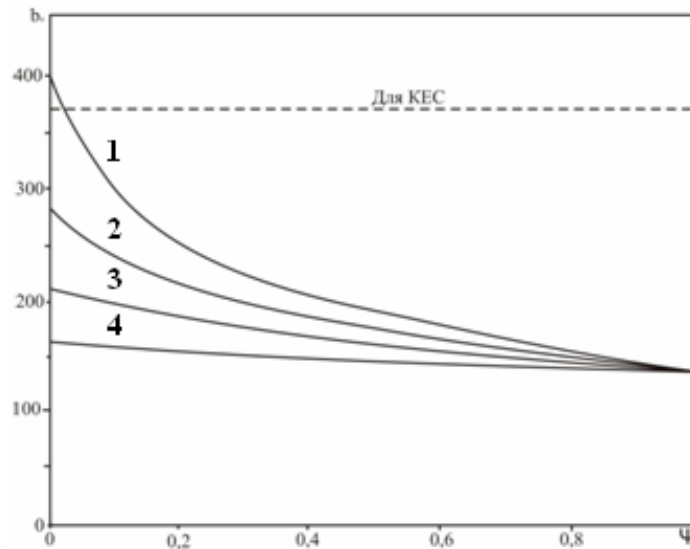


Рисунок 1.15 – Питомі витрати палива на виробництво електроенергії у когенераційній установці залежно від теплового навантаження котла: 1 – $\alpha_T = 10$; 2 – 8; 3 – 6; 4 – 4

Мінімальні питомі витрати палива при виробленні електроенергії мають місце при максимальному тепловому навантаженні котла і дорівнюють питомим витратам палива на вироблення теплоти, а максимальні – у режимі утилізації. Як бачимо, цей показник у когенераційній установці набагато нижчий, ніж для конденсаційної теплової електростанції (пунктирна лінія) і тим суттєвіший, коли більш економічний газотурбінний двигун застосовується для надбудови котла.

Детальний аналіз енергетичних характеристик когенераційних схем, виконаних на базі водонагрівальних котлів і газотурбінних двигунів показав, що частка виробленої в установці електричної енергії $P = \frac{P_{el}}{P_{el} + P_m}$ повністю визначається термодинамікою енергетичного двигуна, що однозначно характеризується коефіцієнтом надлишку повітря в його відпрацьованих газах α_T і коефіцієнтом теплового навантаження котла $\Psi = \frac{Q_k}{Q_k^o}$ – як відношення витраченого у котлі палива до витрат Q_k^o максимального теплового навантаження котла, яке одержуємо при спалюванні у вихлопних газах турбіни при $\alpha_k = 1$ (рис. 1.16).

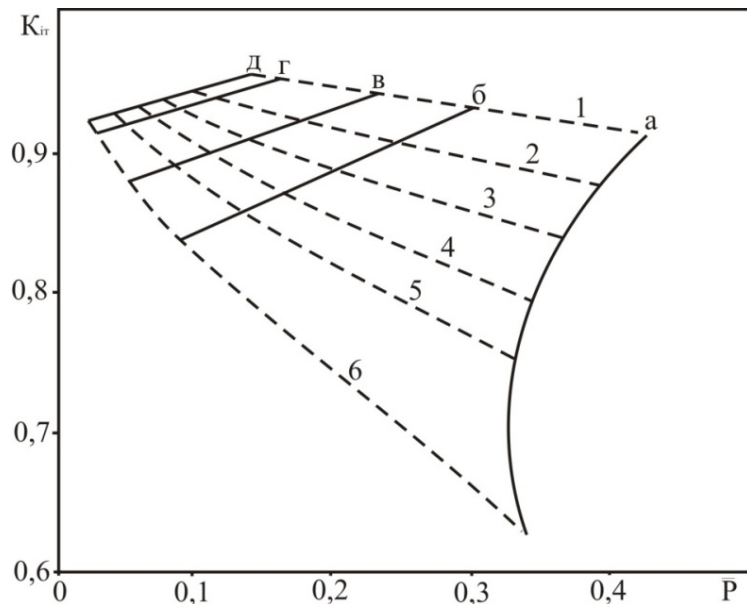


Рисунок 1.16 – Енергетичні характеристики когенераційної установки: 1 – $\alpha_T=3$; 2 – 4; 3 – 5; 4 – 6; 5 – 7; 6 – 10; а – $\Psi=0$; б – 0,2; в – 0,4; г – 1,0; д – для Ψ_{\max}

Для оцінки прибутку, який приносить когенераційна установка, термінів окупності капіталовкладень у модернізацію опалювальної котельної, а також впливу на ці показники основних енергетичних характеристик обладнання приймаються наступні умовні: вартість енергетичного обладнання 480 \$ США на встановлений кВт електричної потужності, ціна виробленої електроенергії – 4,1 цента/кВт·год, ціна природного газу – 83 \$ США за 1000 м³, коефіцієнт амортизації – 0,1, час роботи обладнання складає, у середньому, 7000 год/рік. Витрати на будівельні роботи, зарплату і податок на прибуток не враховувались. Залежність терміну окупності установки від теплового навантаження котла і економічності газового двигуна показана на рис. 1.17,а.

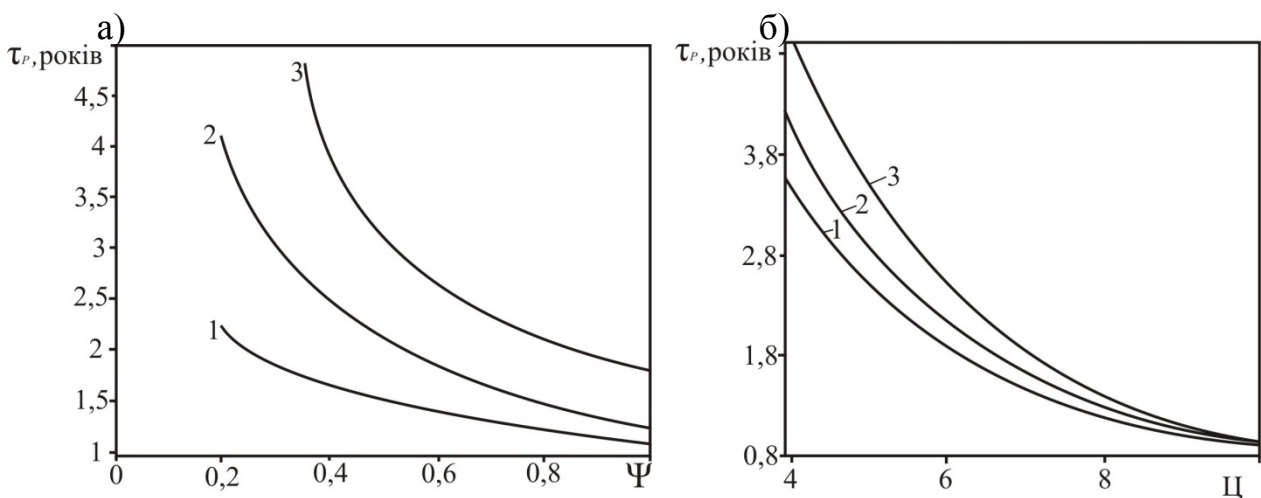


Рисунок 1.17 – Залежність терміну окупності когенераційної установки: а) – від теплового навантаження котла: 1 – $\alpha_T=3$; 2 – 5; 3 – 7; б) – ціни електроенергії на ринку при тепловому навантаженні котла $\Psi=0,5$ і цінах на паливо: 1 – $C_T=83$ \$ США/1000 м³; 2 – 100; 3 – 120

Як бачимо, термін окупності витрат різко знижується під час теплових навантажень і зростанні економічності газового двигуна. При застосуванні сучасного газового двигуна з $\alpha=5$ для кліматичних умов України з відносною тривалістю опалювального сезону біля 0,5 термін окупності побудови когенераційної установки на базі опалювального водопідігрівального котла складе 3,3 роки, і це без урахування усіх витрат. Вплив відпускнуї ціни електроенергії на термін окупності когенераційної установки наочно ілюструється графіком (рис. 1.17,б).

Навіть при збільшенні ціни на паливо до 120 \$ США за 1000 м³ газу при ціні електроенергії 6 – 7 центів/кВт·год термін окупності капіталовкладень у побудову когенераційної установки на базі газотурбінного двигуна знижується до 2-х років і нижче.

Далі розглянемо технологічні схеми виробництва біогазу і видобутку метану на шахтах.

Промислові і комунальні котельні можна перевести у когенераційні установки, які, окрім основного технологічного процесу, можуть виробляти біогаз. Спосіб одержання біогазу дуже поширений в країнах з теплим кліматом протягом цілого року (Індія, Китай, Бразилія тощо). Анаеробне зброджування (ферментація) у біоустановках (метантенках) відбувається при температурі 30 – 45°C. В Україні, в умовах континентального клімату, особливо осінню, зимою і весною, робота метантенків практично неможлива. Однак цілорічна робота метантенків можлива при утилізації теплоти димових вихідних парів енергетичних установок в теплообмінних на теплових трубах. Нагрітій у теплообміннику теплоносій (вода, пара, повітря, інертний газ тощо) застосовується для обігріву установок одержання біогазу. Під дією в резервуарі анаеробного зброджування утворюється біогаз (90 % метану).

Таким чином, використання біогазових установок на шахтних котельнях дозволяють вирішити три завдання, важливіших з енергетичного, сільськогосподарського й екологічного боку: отримати біогаз, перевести сільськогосподарські відходи (що є сировиною для одержання біогазу) у доходи; оберегти навколишнє середовище від різних збудників захворювань людини і тварин, оскільки такі збудники гинуть в процесі переробки біомаси.

У вугільних родовищах накопичено величезні запаси метану, які перевищують світові ресурси природного газу і дозволяють розглядати вугільні басейни як газовугільні родовища. Комплексне освоєння цих родовищ вирішує проблему двох енергоносіїв – метану і вугілля.

Цінна якість метану з вугільних родовищ – відсутність з'єднань сірки, що значно спрощує і здешевлює технологію підготовки його до використання. Видобутий засобами дегазації метан утилізується понад 60 років. За кордоном частка використання метану складає 80 – 90 %. В Україні вона не перевищує 5 %, при цьому газ застосовують тільки як паливо у шахтних котельнях і для заправки автомобілів, що є далеко не самим ефективним способом утилізації.

Одержаний газ, залежно від вмісту у ньому метану і кількості самого газу, можна застосовувати як паливо у парових котлах, у коксових, доменних, цементних і скляних печах, як добавки у міську газопостачальну мережу, а

також у двигунах внутрішнього згорання, газових турбінах і вільнопоршневих агрегатах.

Можна відзначити деякі особливості використання когенераційних технологій. Перша з них полягає у тому, що електро- і теплова енергія виробляється практично на місці споживання. Це ліквідує величезні втрати (що досягають у деяких випадках 13 – 18 %) у лініях електропередач. Розрахунки показують, що у більшості випадків перетворення теплогенеруючих потужностей (котелень, ТЕС) в когенераційні дозволяє практично повністю забезпечити жилі масиви у вугільних регіонах або на 30 – 40 % потреби вугільних підприємств, що прив'язані до розглянутого теплогенератора. За виключенням крупних виробництв це дозволяє вирішувати місцеві або регіональні енергетичні проблеми, забезпечивши власну енергетичну незалежність.

Друга особливість є в тому, що спалювання палива в когенераційному циклі призведе до суттєвого зменшення викидів парникових газів у традиційних енерготехнологіях і покращить екологічний стан і зменшення кислотних дощів. Таким чином, когенераційні технології із засобів вирішення регіональних енергетичних проблем переростають в елемент енергозбереження у вугільній галузі і загальнодержавну енергетичну програму. З такими потужностями, які можуть бути введені за допомогою трансформації теплоелектрогенеруючих потужностей у когенераційні, необхідно рахуватись, бо вони можуть, за скромними оцінками, досягти 14 – 19 % від сьогоднішніх встановлених електрогенеруючих потужностей держави. При цьому може бути зекономлено біля 10 – 12 млн. т у.п. на рік. Для цього у державі є реальні можливості, оскільки вже в 2005 році практично всі теплові електростанції і значна частина котелень відпрацювали не тільки розрахунковий, але і граничний ресурс роботи, а до 2020 року повинні бути виведені з експлуатації і всі атомні електростанції. Тому проблема модернізації нашої енергетики може і повинна вирішуватись з урахуванням програми розвитку когенераційних технологій у вугільній промисловості і державі, а уточнена стратегія розвитку енергетики, яку потрібно створити з урахуванням реального стану нашого паливно-енергетичного комплексу, повинна реально врахувати місце когенерації в енергетиці України.

Вихід із енергетичної кризи (за відсутності коштів і Енергетичної програми, яка б передбачала розвиток когенераційних технологій) є на наш погляд, у широкомасштабній реалізації інноваційних проектів із залученням вітчизняних і закордонних інвесторів для створення сучасних енергоефективних енергозберігаючих екологічно безпечних технологій і обладнання, які вимагають для своєї реалізації порівняно невеликі капіталовкладення при терміні будівництва, що не перевищують 1 – 1,5 роки. Запропоновані когенераційні технології, як це виходить із вищенаведеного, повністю задовольняють цим умовам.

РОЗДІЛ 2

НАУКОВІ ОСНОВИ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТА КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ВИКИДНОГО ТЕПЛА НА ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

2.1 Основні джерела та шляхи використання викидного тепла на гірничих підприємствах

На гірничих підприємствах існують різні потужні джерела викидного тепла, такі як: компресорні, котельні установки, установки для кондиціонування повітря, шахтна вода, вихідний вентиляційний струмінь та інші.

Утилізація викидного тепла дозволить знизити витрати паливних ресурсів на виробництво електроенергії і тепла, зменшити забруднення атмосфери викидами двоокису вуглецю та токсичних газів на електростанціях і котельних установках і, таким чином, поліпшити як енергетичний баланс країни, так і екологічний стан довкілля.

Викидне тепло може бути використане:

- для безпосереднього нагріву низькотемпературних споживачів, наприклад свіжого повітря, що подається в шахту в холодний період року;
- в системах опалення та гарячого водопостачання підприємства шляхом попереднього підвищення його потенціалу (тобто температури) за допомогою теплових насосів;
- для вироблення холоду в системах кондиціонування повітря в гірничих виробках глибоких шахт;
- для перетворення на електроенергію за допомогою теплосилових установок (ТСУ), що працюють на низькокиплячих робочих тілах (НРТ).

Раціональність того чи іншого технічного рішення з використання викидного тепла визначається, перш за все, потенціалом цього тепла та наявністю на гірничих підприємствах відповідних теплових споживачів. На ефективність, екологічні показники та схемні рішення з утилізації тепла може суттєво впливати вибір робочого тіла, а також вплив теплоутилізаційних установок на базові. Тому раціональні технічні рішення необхідно обґрунтовувати на основі комплексних математичних моделей систем функціонування базових та теплоутилізаційних установок, пошуку оптимальних режимів утилізації тепла, урахування можливості використання робочих тіл різного типу.

Одним з найбільш потужних джерел викидного тепла на гірничих підприємствах є вихідний вентиляційний струмінь, а на рудних та багатогазових вугільних шахтах, на котрих основним видом енергії на підземних роботах є пневматична енергія, – також компресорні станції, обладнані повітряними турбокомпресорами. Тому саме ці об'єкти, перш за все, привертають до себе увагу з точки зору утилізації викидного тепла.

Температура вихідного вентиляційного струменя на глибоких шахтах впродовж року є досить стабільною величиною і, як правило, не опускається нижче 18 – 20°C при відносній вологості біля 80 %. За такої температури можливі два шляхи використання викидного тепла. Перший полягає в передачі його споживачу, який має ще більш низьку температуру, а другий – в підвищенні потенціалу тепла за допомогою теплових насосів.

Більш низькотемпературним споживачем в умовах шахт може бути струмінь свіжого повітря, що подається в шахту на провітрювання виробок. Відповідно до вимог Правил безпеки [8] , з метою попередження обмерзання стволів, повітря, що подається в шахту, повинне мати температуру не нижче +2°C. Щоб забезпечити плюсову температуру струменя свіжого повітря, його нагрівають в калориферах парою або гарячою водою [9,10] , для чого в котельній установці витрачається значна кількість палива.

Із літературних джерел відомо технічні рішення з передачі тепла від вихідного струменя до струменя свіжого повітря за допомогою термосифонів [11] , теплообмінників поверхневого типу [12] , ТНУ [13,14] , проте на практиці вони не були реалізовані. Найсуттєвіші недоліки їх полягають в тому, що поверхневі теплообмінні апарати, які застосовувались в цих технічних рішеннях, характеризуються:

- високим термічним опором ланки переносу тепла від повітря до зовнішньої поверхні теплообміну;
- високим аеродинамічним опором руху повітря, що може суттєво погіршити режим провітрювання шахти;
- схильністю до забруднення зовнішньої поверхні при установленні на запиленому вихідному струмені, що призводить до збільшення як термічного, так і аеродинамічного опору апаратів.

У цих умовах доцільним вважається застосування для відбору тепла у вихідного струменя і передачі його свіжому повітрю теплообмінних апаратів контактного типу, наприклад форсункових камер.

Доцільність застосування їх замість теплообмінників поверхневого типу зумовлена тим, що:

- за рахунок високої дисперсності розбризканої води в реактивному просторі камер забезпечується велика поверхня контакту її з повітрям;
- інтенсивність теплообміну зростає за рахунок масообмінних процесів – випаровування води і конденсації водяної пари;
- форсункові камери мають малий аеродинамічний опір (до 400 Па [15]), що дозволить здійснити пропуск через них вентиляційного повітря за рахунок загальношахтної депресії практично без зміни режиму роботи головного вентилятора;
- безпосередній контакт води із запырешеним повітрям сприяє очищенню повітря від пилу і поліпшенню екології навколишнього середовища.

При цьому, однак, необхідно мати на увазі, що циркулююча в системі вода забруднюватиметься і для її очищення необхідно застосовувати спеціальні пристрої (освітлювачі або фільтри).

Крім того, форсункові камери відрізняються простотою конструкції і незначною металоємністю, можливістю виготовлення форсунок з неметалічних матеріалів.

Передача тепла від вихідного струменя до свіжого вважається доцільною при розташуванні вентиляційного та повітроподавального стволів на одному й тому ж промисловому майданчику. При значній віддаленості стволів один від одного цей спосіб може стати неефективним.

Інший шлях використання тепла вихідного вентиляційного струменя полягає у підвищенні його потенціалу і отримання гарячої води для систем гарячого водопостачання підприємства за допомогою теплових насосів.

Застосування теплонасосної технології розглядалося у згаданих вище роботах [13,14] для обігріву повітроподавальних стволів, однак систематизованих аналізів її ефективності і порівняння з технологією прямого нагріву в цих роботах, а також в іншій відомій літературі не мається.

Найбільш потужними компресорами з застосовуваних на гірничих підприємствах є компресори типів К-250 і К-500. Потужність їхніх приводних синхронних електродвигунів складає відповідно 1600 і 3000 кВт. Ці компресори подібні в аеродинамічному і конструктивному відношеннях. Вони є шестиступінчастими відцентровими турбокомпресорами, що складаються з трьох секцій неохолоджуваних ступенів (по два ступені в кожній секції). Охолодження стиснутого повітря в цих компресорах передбачається після кожної секції у винесених проміжних та кінцевому повітроохолодниках [16]. Типова схема охолодження передбачає відведення тепла в атмосферу через градирні. Температура води в охолоджувальному контурі дорівнює 25 – 35°C. Однак в схемах з утилізацією тепла температура охолоджуваного теплоносія в утилізаційному контурі може бути суттєво підвищена, оскільки повітря, що прямує на охолодження, має температуру на рівні 90 – 140°C.

У літературі пропонуються різні технічні рішення з використання тепла, що відводиться від стиснутого повітря, для потреб підприємств, зокрема:

- для систем опалювання і ГВП [17,18] ;
- для генерації пари холодильного агенту в абсорбційних холодильних машинах установок для кондиціонування повітря [19] ;
- для нагріву в зимовий час повітря, що прямує в шахту [17] ;
- для вироблення електроенергії [20].

Перспективними можуть бути теплонасосні технології підвищення потенціалу викидного тепла та отримання гарячої води, а також когенераційні технології, які полягають в перетворенні низькопотенціального тепла на електроенергію і тепло з температурою, достатньою для використання в системі ГВП підприємств. Перевага останньої технології зумовлена тим, що, на відміну від інших рішень, вона може застосовуватись цілорічно і практично на кожній шахті, обладнаній компресорними установками.

Робочі речовини, які застосовуються в теплових насосах та теплосилових установках, що перетворюють низькопотенціальне тепло, характеризуються низькою температурою кипіння. До таких речовин відносяться, наприклад, аміак, фреони, деякі важкі вуглеводні та ін. Зміна їх стану в елементах

установок відбувається згідно з законами для реальних газів. Тому для розробки моделей формування режимів роботи теплонасосних та теплосилових установок необхідно вибрати рівняння стану та моделі розрахунку термодинамічних параметрів їх робочих речовин.

2.2 Дослідження ефективності використання тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітроподавальних стволів

2.2.1 Схемне рішення з утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітроподавальних стволів

За схемне рішення з утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя розглядатимемо наведене на рис. 2.1 [21].

На рисунку показані стволи 1 і 2 з потоками відповідно вихідного та свіжого повітря, головний вентилятор 3 та елементи теплоутилізаційної установки: форсункові камери 4 та 5, встановлені на вихідному та свіжому струменях, насоси 6 циркуляції проміжного теплоносія (води) та очисник води від забруднень 7.

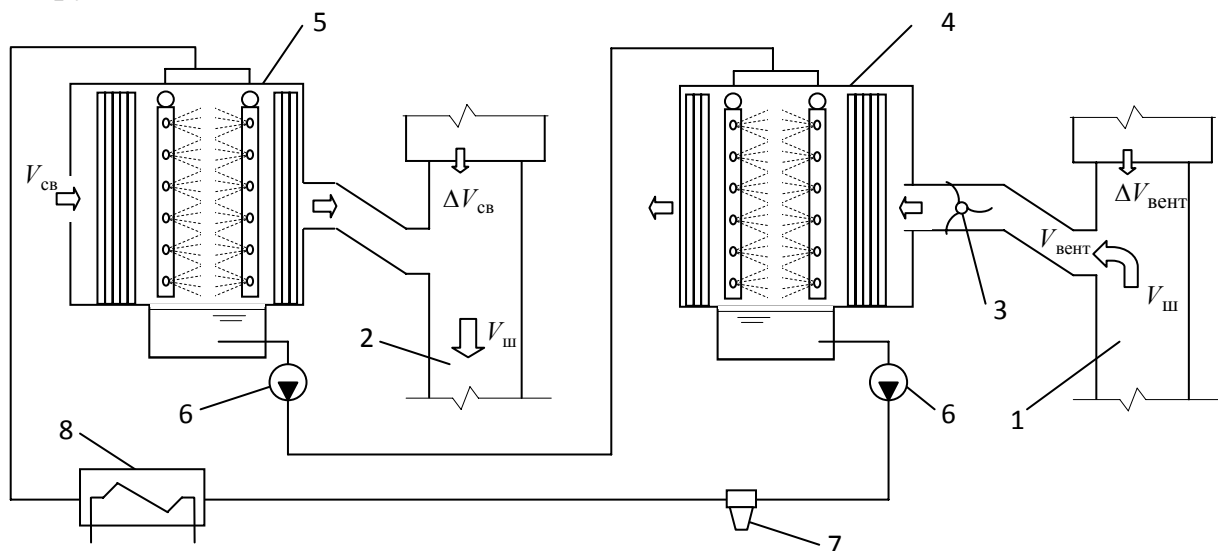


Рисунок 2.1 – Схема утилізації вихідного тепла вихідного вентиляційного струменя для нагріву свіжого повітря, що подається в шахту

З рис. 2.1 видно, що теплий вихідний струмінь, проходячи через форсункові камери, охолоджується водою і виходить в атмосферу. Нагріта вода подається в форсункові камери, встановлені на свіжому повітрі, і віддає йому одержане тепло. Після контакту з повітрям вода стікає в піддони камер, звідки всмоктується і подається до форсунок насосами. В схемі передбачається також застосування додаткових джерел тепла для проміжного підігріву циркуляційної води в теплообмінниках 8.

2.2.2 Математична модель процесів у форсункових камерах

Існують різні методи розрахунку процесів у форсункових камерах [15, 22-26]. Аналіз цих методів показує, що найбільш універсальним і прийнятним для розрахунку у випадку як нагріву, так і охолодження води, є метод, розроблений Є.І. Андрєєвим [26].

Метод базується на використанні аналогії протікання в контактних апаратах процесів тепло- і масообміну (аналогії зміни рушійних сил цих процесів), що математично відображається рівністю коефіцієнтів відносної інтенсивності теплообміну Δ_t і масообміну Δ_d

$$\Delta_t = \Delta_d. \quad (2.1)$$

Ці коефіцієнти визначаються відносинами середніх за процес рушійних сил до максимальних. При цьому процес теплообміну розглядається стосовно до пограничного шару насиченого, а масообміну – до шару ненасиченого газу.

За рушійні сили переносу тепла і маси прийняті середні арифметичні температурний $\Delta t_{\text{ТМ}}$ і концентраційний $\Delta d_{\text{Т}}$ напори, визначувані за формулами:

$$\Delta t_{\text{ТМ}} = \frac{t_{1\text{М}} + t_{2\text{М}}}{2} - \frac{t_{\text{рід1}} + t_{\text{рід2}}}{2};$$

$$\Delta d_{\text{Т}} = \frac{d_{1\text{М}} + d_{2\text{М}}}{2} - \frac{d_1 + d_2}{2}$$

де $t_{1\text{М}}$ і $t_{2\text{М}}$ – початкова і кінцева температури газу за мокрим термометром, °С;

$t_{\text{рід1}}$ і $t_{\text{рід2}}$ – початкова і кінцева температура рідини, °С;

$d_{1\text{М}}$ і $d_{2\text{М}}$ – вологовміст насиченого газу при температурах відповідно $t_{1\text{М}}$ і $t_{2\text{М}}$;

d_1 і d_2 – початковий і кінцевий вологовміст газу.

Значення максимальних рушійних сил визначаються за формулами

$$\Delta t_{0\text{М}} = t_{\text{рід1}} - t_{1\text{М}};$$

$$\Delta d_0 = d_{1\text{М}} - d_1.$$

Таким чином,

$$\Delta_t = \frac{\Delta t_{\text{ТМ}}}{\Delta t_{0\text{М}}};$$

$$\Delta_d = \frac{\Delta d_{\text{Т}}}{\Delta d_0}.$$

Іншим важливим положенням методу є критеріальне рівняння, що встановлює зв'язок між коефіцієнтом інтенсивності тепломасообміну K_m (визначуваним критерієм) з основними визначальними критеріями, за які прийняті число Рейнольдса Re і критерій подібності теплових еквівалентів рідини і газу Vm_1 . Для форсункових камер це рівняння має вигляд

$$Km = 8,85 Re^{-0,29} Vm_1^{-0,77}.$$

Коефіцієнт інтенсивності тепломасообміну є відношенням

$$Km = \frac{t_{\text{рід1}} - t_{2\text{м}}}{t_{\text{рід1}} - t_{1\text{м}}}. \quad (2.2)$$

Розрахувавши за критеріальним рівнянням (2.2) значення Km, можна за відомими початковими параметрами взаємодіючих середовищ визначити кінцеву температуру газу за мокрим термометром

$$t_{2\text{м}} = t_{\text{рід1}} - (t_{\text{рід1}} - t_{1\text{м}}) Km.$$

При визначенні числа Рейнольдса за характерний розмір прийнятий діаметр форсунки $d_{\text{ф}}$, а за характерну швидкість – швидкість витікання рідини з форсунки $w_{\text{ф}}$. Оскільки на відносну швидкість руху краплі в реактивному просторі камери в'язкість рідини практично не впливає, за в'язкість у формулі для визначення числа Re використовується в'язкість газу $\nu_{\text{Г1}}$ при його початковій температурі $t_{\text{Г1}}$:

$$Re = \frac{w_{\text{ф}} d_{\text{ф}}}{\nu_{\text{Г1}}} = \frac{4G_{\text{ф}}}{\pi \rho_{\text{рід}} \nu_{\text{Г1}} d_{\text{ф}}},$$

де $G_{\text{ф}}$ – витрата рідини через форсунку, кг/с;

$\rho_{\text{рід}}$ – густина рідини, кг/м³.

За фізичним значенням число Vm_1 є відношенням теплового еквівалента системи "газ – рідина" до теплового еквівалента одного з агентів (газу)

$$Vm_1 = \frac{G_{\text{рід}} c_{\text{рід}} + G_{\text{Г}} c_{\text{пГ}}}{G_{\text{Г}} c_{\text{пГ}}},$$

де $G_{\text{рід}}$ і $G_{\text{Г}}$ – масові витрати рідини і газу в апараті, кг/с;

$c_{\text{рід}}$ і $c_{\text{пГ}}$ – теплоємність рідини і газу, Дж/(кг·°С).

Середня теплоємність вологого газу в інтервалі температур від $t_{1\text{м}}$ до $t_{2\text{м}}$

$$\begin{aligned} c_{\text{пГ}} &= \frac{I_{2\text{м}} - I_{1\text{м}}}{t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}} = c_{\text{пГ}} + \frac{c_{\text{п}} (d_{2\text{м}} t_{2\text{м}} - d_{1\text{м}} t_{1\text{м}})}{t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}} + r_0 \frac{d_{2\text{м}} - d_{1\text{м}}}{t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}} = \\ &= c_{\text{пВГ}} + r_0 \frac{\Delta d_{\text{ГМ}}}{\Delta t_{\text{ГМ}}}, \end{aligned}$$

де $I_{1\text{м}}$ і $I_{2\text{м}}$ – ентальпія вологого газу при температурах $t_{1\text{м}}$ і $t_{2\text{м}}$, Дж/кг;

$c_{\text{пГ}}$, $c_{\text{п}}$, $c_{\text{пВГ}}$, – ізобарні теплоємності сухого газу, водяної пари та вологого насиченого газу без урахування прихованої складової, Дж/(кг·°С);

r_0 – питома прихована теплота паротворення, Дж/кг;

$\Delta t_{\text{ГМ}}$ і $\Delta d_{\text{ГМ}}$ – приріст температури газу за мокрим термометром, °С, і відповідний йому приріст вологовмісту.

При практичних розрахунках критерій Vm_1 обчислюється при початковій температурі газу за мокрим термометром $t_{1\text{м}}$. В цьому випадку

$$c_{p\text{вг}} = c_{p\text{сг}} + c_{p\text{п}} d_{1\text{м}};$$

$$\frac{\Delta d_{\text{ГМ}}}{\Delta t_{\text{ГМ}}} = \lim_{\substack{t_{2\text{м}} \rightarrow t_{1\text{м}} \\ d_{2\text{м}} \rightarrow d_{1\text{м}}}} \frac{\Delta d_{\text{ГМ}}}{\Delta t_{\text{ГМ}}} \approx \frac{\Delta d_{\text{R}}}{\Delta t_{\text{R}}},$$

де $\Delta t_{\text{R}} = t_{1\text{мR}} - t_{1\text{м}} = 1^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур;

$\Delta d_{\text{R}} = d_{1\text{мR}} - d_{1\text{м}}$ – розрахункова різниця вологовмістів насиченого газу, відповідних температурам $t_{1\text{мR}}$ і $t_{1\text{м}}$.

Коефіцієнт випаровування Ke , відношення теплових еквівалентів рідини і вологого газу Bw та коефіцієнт зрошування B визначаються за формулами:

$$Ke = \frac{r_0 \Delta d_{\text{R}}}{c_{p\text{вг}} \Delta t_{\text{R}}};$$

$$Bw = \frac{G_{\text{рід}} c_{\text{рід}}}{G_{\text{Г}} c_{p\text{вг}}} = B \frac{c_{\text{рід}}}{c_{p\text{вг}}};$$

$$B = \frac{G_{\text{рід}}}{G_{\text{Г}}},$$

Критерій подібності теплових еквівалентів рідини і газу

$$Bm_1 = \frac{Bw}{1 + Ke} + 1.$$

2.2.3 Математична модель формування теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту

Задачу визначення теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки (див. рис. 2.1) розв'язуємо у наступній постановці.

Відомими є:

- температура t_0 і відносна вологість φ_0 атмосферного повітря;
- температура t_1 і відносна вологість φ_1 вихідного повітря в вентиляційному стволі перед змішуванням вихідного струменя з підсосами через надшахтну будівлю;
- витрата повітря $V_{\text{ш}}$, що надходить в шахту (видається з шахти), підсоси повітря через надшахтні будівлі до вихідного струменя $\Delta V_{\text{вент}}$ та до свіжого $\Delta V_{\text{св}}$;
- параметри режиму роботи вентилятора (депресія $p_{\text{вент}}$, ККД $\eta_{\text{вент}}$ при подачі $V_{\text{вент}}$);
- кількість та конструктивні параметри форсункових камер;
- витрата води G_w в проміжному циркуляційному контурі між системами камер на вихідному та свіжому струменях.

Під витратами $V_{\text{ш}}$, $V_{\text{вент}}$, $\Delta V_{\text{св}}$, $\Delta V_{\text{вент}}$ розуміються об'ємні витрати, приведені до нормальних умов (тиску 0,101325 МПа, температури 273,15 К).

Витрата вихідного повітря на вході в форсункові камери визначається подачею вентилятора $V_{\text{вент}}$ і складається з повітря, що видається з шахти, $V_{\text{ш}}$, та підсосів через надшахтну будівлю $\Delta V_{\text{вент}}$, тобто

$$V_{\text{вент}} = V_{\text{ш}} + \Delta V_{\text{вент}}. \quad (2.3)$$

Аналогічно, витрата свіжого повітря, що подається в шахту, $V_{\text{ш}}$, складається з повітря $V_{\text{св}}$, що проходить через форсункові камери, встановлені на свіжому струмені, та підсосів через надшахтну будівлю $\Delta V_{\text{св}}$, у зв'язку з чим

$$V_{\text{св}} = V_{\text{ш}} - \Delta V_{\text{св}}. \quad (2.4)$$

Температура і вологовміст повітря вихідного потоку перед вентилятором (після змішування з підсосами атмосферного повітря) визначаються за формулами:

$$t_{\text{см вих}} = \frac{V_{\text{ш}} t_1 + \Delta V_{\text{вент}} t_0}{V_{\text{вент}}};$$

$$d_{\text{см вих}} = \frac{V_{\text{ш}} d_1 + \Delta V_{\text{вент}} d_0}{V_{\text{вент}}}.$$

Температура і вологовміст свіжого повітря, що подається в шахту (після змішування з підсосами)

$$t_{\text{ш}} = \frac{V_{\text{св}} t_{\text{св}} + \Delta V_{\text{св}} t_0}{V_{\text{ш}}};$$

$$d_{\text{см вих}} = \frac{V_{\text{ш}} d_1 + \Delta V_{\text{вент}} d_0}{V_{\text{вент}}},$$

де d_0 , d_1 , $d_{\text{св}}$ – вологовміст атмосферного повітря, вихідного повітря перед змішуванням з підсосами, свіжого повітря на виході з форсункових камер;

$t_{\text{св}}$ – температура свіжого повітря, нагрітого в форсункових камерах.

Приріст температури повітря на вентиляторі визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{вент}} = \frac{P_{\text{вент}}}{\eta_{\text{вент}} \rho_0 c_p}.$$

Температура і вологовміст вихідного повітря на виході вентилятора

$$t_{\text{вент}} = t_{\text{см вих}} + \Delta t_{\text{вент}};$$

$$d_{\text{вент}} = d_{\text{см вих}}.$$

Температура води, циркулюючої між камерами, встановленими на вихідному та свіжому струменях, буде залежати від витрат середовищ і конструктивних параметрів камер.

Якщо знехтувати зміною температури води в трубопроводах між камерами, можна записати функціональну залежність кінцевої температури води від початкової

$$t_{\text{рід2}} = f_1(t_{\text{рід1}}, A_{\text{вих}}); \quad (2.5)$$

$$t_{\text{рід1}} = f_2(t_{\text{рід2}}, A_{\text{св}}), \quad (2.6)$$

де $t_{\text{рід1}}$ – температура води на вході в камери, встановлені на вихідному струмені (виході з камер, встановлених на свіжому струмені) °С;

$t_{\text{рід2}}$ – температура води на виході з камер, встановлених на вихідному струмені (вході в камери, встановлені на свіжому струмені) °С;

$A_{\text{вих}}$ і $A_{\text{св}}$ – вектори параметрів, що визначають умови протікання процесів тепломасообміну в камерах, встановлених на вихідному і свіжому струменях.

У результаті сумісного рішення рівнянь (2.5) і (2.6) визначаються температури $t_{\text{рід1}}$, $t_{\text{рід2}}$ й інші параметри, що характеризують режим роботи системи камер форсунок: кінцеві температура і вологість підігрівального повітря та нагрівного повітря а також теплова потужність теплоутилізаційної установки.

У зв'язку з нелінійністю рівнянь (2.5) і (2.6) їх розв'язування проводиться чисельним методом дихотомії. Розрахунок реалізовано у вигляді комп'ютерної програми, складеної на мові Object Pascal в системі програмування Delphi 6.

2.2.4 Гідравлічний режим установки прямого нагрівання свіжого повітря, що подається в шахту

Система циркуляція води складається з двох розімкнених контурів подачі води на системи форсунок камер. Витрата води і кількість камер форсунок в контурах однакові. Тому потрібний напір насосів визначаємо тільки для одного з контурів, вважаючи, що параметри контурів однакові.

Втрати напору в контурі

$$H_c = H_r + H_{\text{тр}} + H_{\text{ф}},$$

де H_r , $H_{\text{тр}}$ і $H_{\text{ф}}$ – геодезична висота, втрати напору в трубопроводі і на форсунках, м.

Втрати напору в трубопроводі

$$H_{\text{тр}} = \frac{8\lambda L_{\text{тр}} G_{\text{рід}}^2}{\pi^2 D_{\text{тр}}^5 \rho_{\text{рід}}^2 g n_{\text{ст}}^2},$$

де λ – коефіцієнт Дарсі;

$L_{\text{тр}}$ і $D_{\text{тр}}$ – довжина і діаметр трубопроводу, м;

$n_{\text{ст}}$ – кількість поставів труб.

Втрати напору на форсунках [15]

$$H_{\text{ф}} = 10 \left(\frac{3600 G_{\text{ф}}}{38,5 d_{\text{ф}}^{1,38}} \right)^{1/0,48},$$

де $d_{\text{ф}}$ – діаметр форсунки, мм.

2.2.5 Моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту

За форсунокві камери можна використовувати форсунокві камери серії ОКФ [15], які виготовляються ЗАТ "Інтеркондиціонер" (м. Харків). Серія складається з кількох типорозмірів, кожний з котрих розрахований на обробку певної витрати повітря, величина якої обмежується фактором унесення крапель води. Тому кількість камер вибирається згідно з потрібною кількістю повітря, що обробляється. Регулювання теплової потужності камер можна здійснити за рахунок зміни витрати води, а при проектуванні камер – також за рахунок вибору діаметра форсунок.

У зв'язку з цим метою моделювання є встановлення впливу витрати води, що циркулює в системі, і діаметра форсунок на теплову потужність установки і кінцеву температуру повітря, що нагрівається, при різних його початкових температурах.

Моделювання виконуємо для наступних умов, характерних для вугільних шахт Центрального району Донбасу: температура та відносна вологість повітря в вентиляційному стволі $t_1 = 22,0^\circ\text{C}$ $\varphi_1 = 0,9$, об'ємна, приведена до нормальних умов, витрата повітря в цьому перерізі ствола $V_{\text{ш}} = 265 \text{ м}^3/\text{с}$; підсоси через надшахтну будівлю на вентиляційному стволі $\Delta V_{\text{вент}} = 35 \text{ м}^3/\text{с}$; на стволі із свіжим повітрям $\Delta V_{\text{св}} = 5 \text{ м}^3/\text{с}$, атмосферний тиск $p_0 = 10000 \text{ Па}$, відносна вологість атмосферного повітря $\varphi_0 = 0,9$; депресія вентилятора $\Delta p_{\text{вент}} = 3240 \text{ Па}$, ККД вентилятора $\eta_{\text{вент}} = 0,82$ (дані про режим вентилятора відповідають характеристикам вентилятора ВЦД-47У при частоті обертання 375 об/хв).

Згідно з цими даними витрата вентиляційного повітря, що оброблюється в форсуноквих камерах, встановлених на вихідному струмені, розраховується за формулою (2.3)

$$V_{\text{вент}} = V_{\text{вент}} + \Delta V_{\text{вент}} = 265 + 35 = 300 \text{ м}^3 / \text{с},$$

а повітря, що нагрівається в форсуноквих камерах, встановлених на свіжому струмені, за формулою (2.4)

$$V_{\text{св}} = V_{\text{ш}} - \Delta V_{\text{св}} = 265 - 5 = 260 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

За форсунокві камери приймаються камери типу ОКФ-2-250, які мають наступні технічні характеристики:

- номінальна витрата повітря – $69,4 \text{ м}^3/\text{с}$;
- розміри прохідного перерізу по повітряю – $5,0 \times 5,0 \text{ м}$;
- кількість форсунок – 624;
- діаметр форсунок – від 3,5 до 5,5 мм.

Кількість камер на вихідному і свіжому струменях приймаємо відповідно до кількості оброблюваного повітря і номінальної витрати повітря для однієї камери. Відповідно до наведених вище даних приймаємо 9 форсуноквих камер – 5 – на вихідному і 4 – на свіжому струменях.

Також прийнято: діаметр та довжина трубопроводу циркуляційних контурів $D_{\text{тр}} = 350 \text{ мм}$, $L_{\text{тр}} = 100 \text{ м}$; кількість поставів трубопроводів $n_{\text{ст}} = 2$.

Розрахунки режимів роботи теплоутилізаційної установки виконано при різних початкових температурах атмосферного повітря і витратах води, що циркулює між системами камер.

При моделюванні витрата води варіювалася в діапазоні, який відповідає діапазону застосовності математичної моделі процесів у форсункових камерах за значеннями коефіцієнта зрошення ($0,5 < B < 2,0$) [26].

Основні результатами розрахунків наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків режимів роботи теплоутилізаційної установки

t_0 , °C	$t_{ш}$, °C	$Q_{ут}$, кВт	G_w , кг/с	$d_{ф}$, м	$t_{рід1}$, °C	$t_{рід2}$, °C	$B_{св}$	$B_{вих}$	$\Delta p_{ф св}$, $\cdot 10^{-5}$ Па	$\Delta p_{ф вих}$, $\cdot 10^{-5}$ Па	$N_{нас}$, кВт
-5	3,64	5209,6	240,0	0,0045	10,37	5,19	0,714	0,619	0,81	1,29	47,6
-10	1,00	5947,5	240,0	0,0045	8,59	2,68	0,714	0,619	0,81	1,29	47,6
-5	7,51	7932,8	480,0	0,0045	11,71	7,77	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-10	5,48	8874,6	480,0	0,0045	10,17	5,76	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-15	3,51	9743,9	480,0	0,0045	8,67	3,82	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-20	1,57	10565,9	480,0	0,0045	7,19	1,94	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-5	8,51	8689,7	680,0	0,0045	11,63	8,58	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-10	6,62	9682,5	680,0	0,0045	10,10	6,70	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-15	4,78	10595,8	680,0	0,0045	8,61	4,89	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-20	2,97	11454,4	680,0	0,0045	7,15	3,13	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-25	1,16	12268,5	680,0	0,0045	5,68	1,38	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-5	2,73	4606,7	240,0	0,0055	9,37	4,79	0,714	0,619	0,45	0,72	35,3
-10	-0,08	5293,2	240,0	0,0055	7,44	2,18	0,714	0,619	0,45	0,72	35,3
-5	7,13	7641,1	480,0	0,0055	11,49	7,69	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-10	5,04	8564,4	480,0	0,0055	9,92	5,66	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-15	3,01	9418,9	480,0	0,0055	8,39	3,71	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-20	1,02	10228,5	480,0	0,0055	6,88	1,80	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-5	8,40	8599,9	720,0	0,0055	11,50	8,65	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-10	6,49	9588,1	720,0	0,0055	9,96	6,78	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-15	4,64	10497,9	720,0	0,0055	8,45	4,97	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-20	2,82	11353,8	720,0	0,0055	6,98	3,21	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-25	0,99	12165,7	720,0	0,0055	5,50	1,47	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9

В таблиці, крім вказаних раніше, прийняті наступні позначення:

$Q_{ут}$ – теплова потужність, що утилізується, кВт;

$t_{рід1}$, $t_{рід2}$ – температура води на вході і виході камер, встановлених на свіжому повітрі, °C;

$B_{св}$ та $B_{вих}$ – коефіцієнт зрошення в форсункових камерах, встановлених на свіжому та вихідному повітрі;

$\Delta p_{ф св}$ та $\Delta p_{ф вих}$ – втрати тиску в форсунках камер, встановлених на свіжому та вихідному повітрі, Па;

$N_{нас}$ – сумарна потужність насосів контурів циркуляції води, кВт;

На рис. 2.3 – 2.6 побудовано графіки залежності температури повітря, що подається в шахту, $t_{ш}$, й утилізованої теплової потужності $Q_{ут}$ від температури атмосферного повітря t_0 .

Лінії 1, 2, і 3 на рис. 2.3 та 2.4 побудовано для діаметра форсунок $d_{ф} = 5,5$ мм за параметрами режимів, в яких витрата води в циркуляційному контурі дорівнює відповідно 240, 480 та 680 кг/с, а лінії 4, 5, і 6 на рис. 2.5 та 2.6 – для $d_{ф} = 4,5$ мм за параметрами режимів, в яких витрата води в циркуляційному контурі дорівнює відповідно 240, 480 та 720 кг/с.

Результати розрахунків показують, що теплова потужність установки зростає при збільшенні витрати циркулюючої води і зменшенні діаметра форсунок.

З рис. 2.3 та 2.4 видно, що при діаметрі форсунок 5,5 мм збільшення витрати води до 680 кг/с дозволяє забезпечити необхідний температурний режим ствола при зниженні температури атмосферного повітря відповідно до мінус 22°C, утилізувавши в цих випадках 11500 кВт теплової потужності.

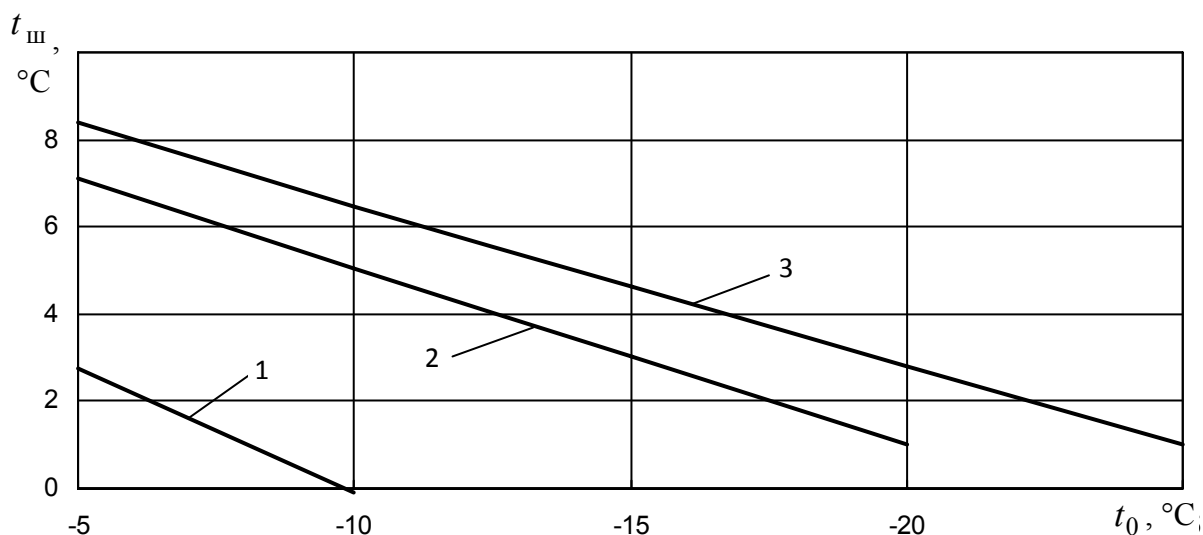


Рисунок 2.3 – Залежність температури повітря, що поступає в шахту, від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 5,5 мм

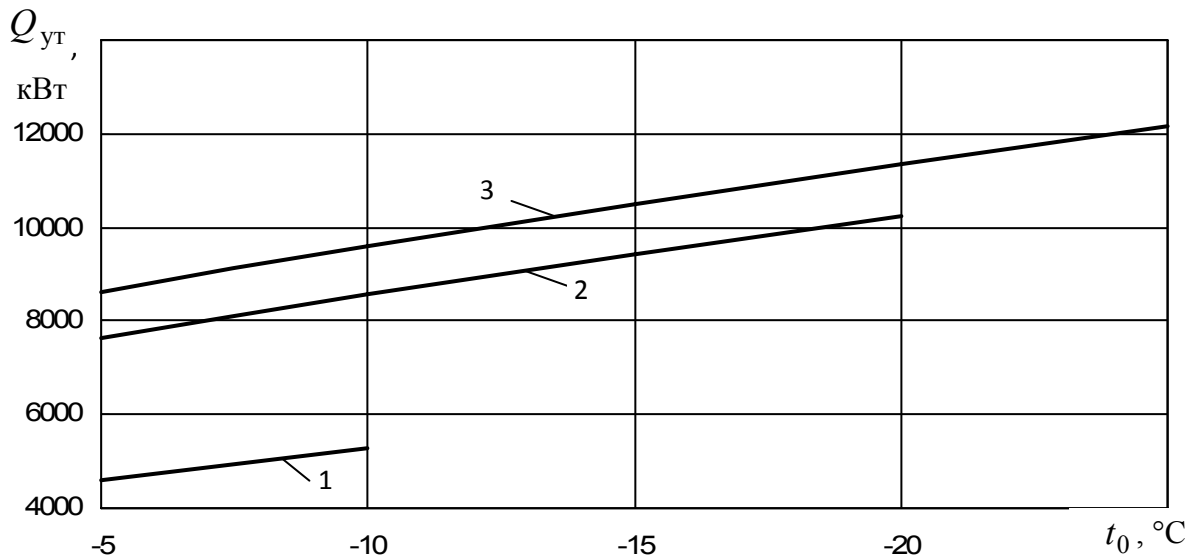


Рисунок 2.4 – Залежність утилізованої теплової потужності установки від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 5,5 мм

При меншому діаметрі форсунок (4,5 мм) такий ж ефект досягається при трохи меншій витраті води (рис. 2.5 і 2.6).

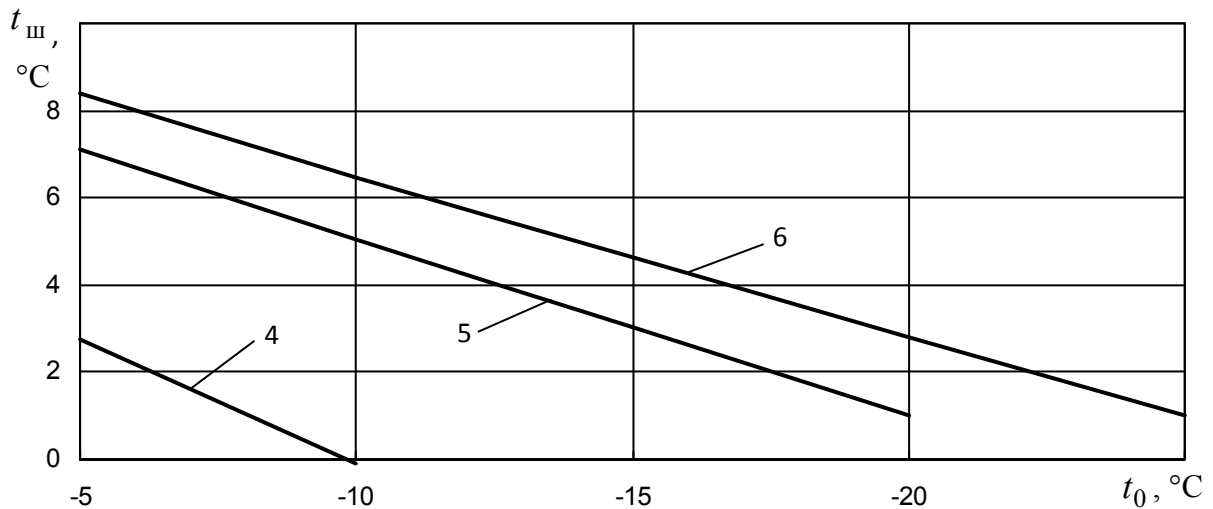


Рисунок 2.5 – Залежність температури повітря, що надходить в шахту, від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 4,5 мм

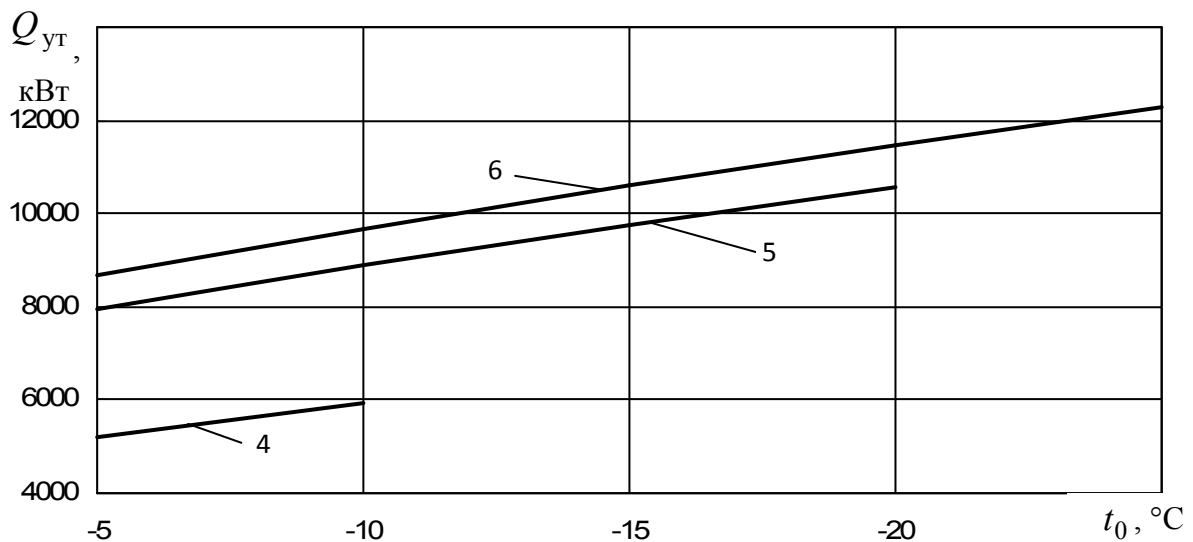


Рисунок 2.6 – Залежність утилізованої теплової потужності установки від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 4,5 мм

Але при цьому збільшується гідравлічний опір форсунок, що, призводить до суттєвого зростання перепаду тиску на форсунках і потужності насосів. Згідно з рекомендаціями [15] тиск перед форсунками обмежується знизу значенням в 1,0 бар за умови розкриття факелу, а зверху – 2,5 бар за досвідом конструювання дворядних камер зрошення. Враховуючи цей обмежувальний фактор, витрату води в циркуляційному контурі слід приймати не більш як 450 – 480 кг/с, при якій тиск перед форсунками діаметром 5,5 мм складатиме до 1,92 бар в камерах на вихідному повітрі та до 3,06 бар в камерах на свіжому повітрі (див. табл. 2.1). Враховуючи також, що зменшення діаметра форсунок призводить до підвищення ймовірності їх забруднення, діаметр форсунок слід прийняти рівним максимальному з діапазону, що прийнятий заводом-виробником, тобто 5,5 мм.

При цих параметрах ($d_{\text{ф}} = 5,5$ мм та $G_w = 480$ кг/с) установка забезпечить потрібний нагрів атмосферного повітря до $+2^{\circ}\text{C}$ від його початкової температури мінус $17 - 18^{\circ}\text{C}$.

2.2.6 Економічна ефективність теплоутилізаційної установки нагрівання свіжого повітря, що подається в шахту

Ефект від застосування теплоутилізаційної установки у порівнянні з традиційним способом обігріву стволів за допомогою калориферної установки полягає у відсутності затрат на тепло.

При температурі атмосферного повітря до мінус 12°C необхідна теплова потужність калориферів складає 5000 кВт.

Витрата тепла за опалювальний період (3600 год/рік) при цьому буде

$$Q = 5000 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 18000 \text{ тис. кВт}\cdot\text{год/рік} = 15400 \text{ Гкал/рік.}$$

Затрати на тепло при виробленні його в котельній установці при тарифі $c_{\text{т}} = 350,0$ грн/Гкал складуть

$$C_T = c_T Q = 350 \cdot 15400 \cdot 10^{-3} = 5390 \text{ тис. грн/рік.}$$

Для реалізації проекту нагріву повітря, що надходить в шахту, за допомогою теплоутилізаційної установки необхідні додаткові затрати на її спорудження та експлуатацію.

Капітальні затрати по установці містять в собі затрати на придбання і монтаж обладнання (форсункових камер, насосів, трубопроводів) і будівництво будівель форсункових камер. Розрахунок вартості обладнання установки приведений в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунок вартості обладнання

Найменування обладнання	Одиниці вимірювання	Кількість	Балансова вартість одиниці, тис. грн	Загальна балансова вартість, тис. грн
Форсункові камери	шт.	9	80	720
Насоси	шт.	9	10	90
Трубопроводна траса	км	0,2	1000	200
Всього				1010
Невраховане обладнання (5 % от урахованого)				50
Всього				1060

З урахуванням вартості будівель форсункових камер (3190 тис. грн), монтажних робіт (приймається рівною 35 % від загальної балансової вартості обладнання), транспортних витрат (7 % від загальної балансової вартості обладнання) капітальні витрати по установці складуть $K = 4691,0$ тис. грн.

Елементами експлуатаційних витрат по теплоутилізаційній установці є амортизаційні відрахування, затрати на ремонт, електроенергію і заробітна плата.

Річні амортизаційні відрахування при нормі амортизації $n_{ам} = 0,24$ складуть

$$C_{ам} = n_{ам} K = 0,24 \cdot 4691 = 1126 \text{ тис. грн/рік.}$$

При витраті води в циркуляційному контурі 480 кг/с потужність насосів складає 186 кВт (див. табл. 2.1). Відповідно річна витрата електроенергії при роботі установки протягом п'яти місяців ($\tau = 3600$ год) складе $W_{ел} = 669600$ кВт·год.

Затрати на електроенергію при тарифі $c_{ел} = 0,46$ грн/(кВт·год) складуть

$$C_{ел} = c_{ел} W_{ел} = 0,46 \cdot 669,6 = 308,0 \text{ тис. грн/рік.}$$

Для обслуговування та ремонту теплоутилізаційної установки передбачаємо збільшення кількості робітників і відповідно загального річного фонду заробітної плати на $C_{зп} = 62,9$ тис. грн/рік.

Річні експлуатаційні затрати складуть

$$C = C_{ам} + C_{ел} + C_{зп} = 1126,0 + 308,0 + 62,9 = 1497,0 \text{ тис. грн/рік.}$$

Очікуваний річний економічний ефект от впровадження технічного рішення

$$E = C_T - C = 5390,0 - 1497,0 = 3893,0 \text{ тис. грн/рік.}$$

Термін окупності капітальних затрат

$$T = \frac{K}{E} = \frac{4691,0}{3893,0} = 1,2 \text{ року.}$$

2.3 Дослідження ефективності теплонасосної технології використання тепла вихідного вентиляційного струменя

2.3.1 Схема теплоутилізаційної установки

Схема підвищення температурного потенціалу викидного тепла та отримання гарячої води за допомогою теплових насосів зображена рис. 2.7.

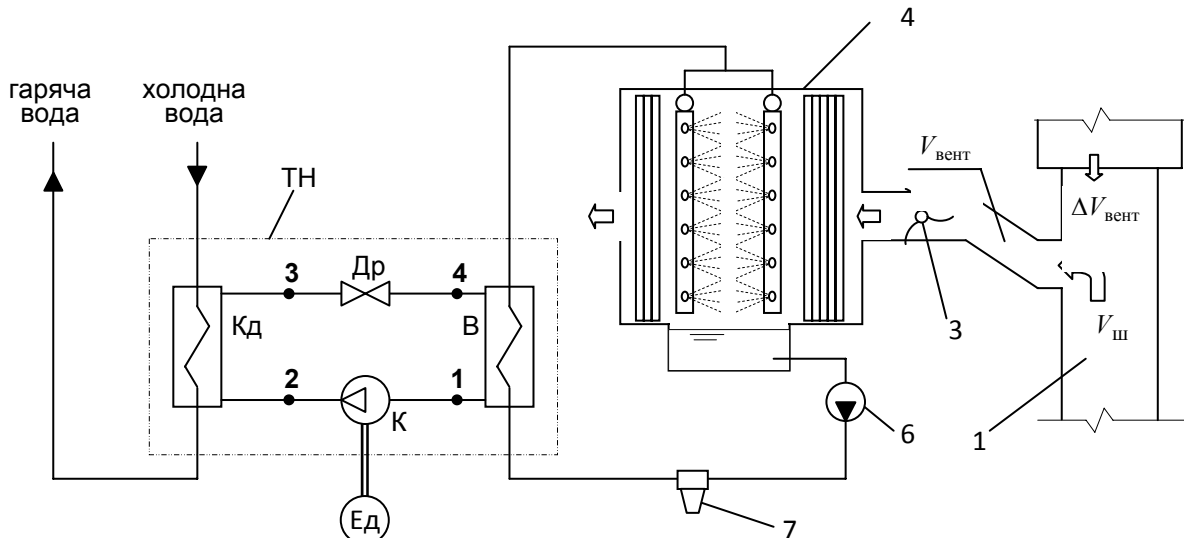


Рисунок 2.7 – Схема утилізації викидного тепла вихідного вентиляційного струменя для отримання гарячої води за допомогою теплового насоса

Також як і розглянута вище, дана схема містить форсункові камери, встановлені на вихідному струмені, однак відрізняється тим, що вода, підігріта у форсункових камерах, направляється у випарник теплового насоса. Схожі елементи схеми позначені на цьому рисунку тими ж номерами, що і на рис. 2.1. За схему теплового насоса (ТН) умовно показана найпростіша схема, що відповідає роботі ТН за основним циклом. ТН при цьому складається з чотирьох основних елементів: випарника В, компресора К з приводним електродвигуном Ед, конденсатора Кд і дроселя Др.

2.3.2 Математична модель формування режимів роботи теплоутилізаційної установки

Задачу визначення теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки (див. рис. 2.7) розв'язуємо у наступній постановці.

Відомими є:

- температура t_0 і відносна вологість φ_0 атмосферного повітря;
- температура t_1 і відносна вологість φ_1 вихідного повітря в вентиляційному стволі перед змішуванням вихідного струменя з підсосами через надшахтну будівлю;

- витрата повітря, що видається з шахти $V_{\text{ш}}$, підсоси повітря через надшахтну будівлю до вихідного струменя $\Delta V_{\text{вент}}$;
- параметри режиму роботи вентилятора (депресія $p_{\text{вент}}$, ККД $\eta_{\text{вент}}$ при подачі $V_{\text{вент}}$);
- кількість та конструктивні параметри форсункових камер;
- витрата води G_w в проміжному циркуляційному контурі між системою форсункових камер та випарником (випарниками) теплових насосів;
- початкова t_{h1} та кінцева t_{h2} температура води, що нагрівається, для системи ГВП;
- ізоентропний η_s , механічний $\eta_{\text{мех}}$ ККД компресора теплового насоса та електричний ККД $\eta_{\text{ел}}$ його приводного електродвигуна;
- мінімальні температурні напори в випарнику $\Delta t_{w\text{min}}$ та конденсаторі $\Delta t_{h\text{min}}$;
- холодоагент теплового насоса та його властивості.

Якщо при цих відомих величинах задатися ще й температурою води t_{w1} на вході в форсункові камери (виході з випарника теплового насоса), то задача визначення теплового режиму теплоутилізаційної установки розв'язується послідовним розв'язуванням двох самостійних задач – визначення теплового режиму форсункових камер, а потім, використовуючи отримане значення температури води t_{w2} на виході з них (на вході в випарник), – теплових насосів.

Задачі визначення режиму теплового режиму форсункових камер, а також гідравлічного режиму циркуляційного контуру розглянуто вище.

Задача визначення режиму теплового режиму теплового насоса зводиться до визначення параметрів його термодинамічного циклу.

У реальному тепловому насосі мають місце втрати енергії на тертя в компресорі і теплообмінних апаратах, а температура робочого тіла у випарнику і конденсаторі відрізняється від температур джерел низько- і високопотенціального тепла, що призводить до необоротності процесів, що відбуваються в цих елементах установки.

Величина втрат тиску у випарнику і конденсаторі значно менше, ніж зміна тиску в компресорі і дроселі, тому реальні процеси в теплообмінних апаратах вважатимемо ізобарними. Процес стискування пари робочої речовини в компресорі, який протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, тобто адіабатно, але з тертям, розглядатимемо як політропний процес, що протікає без тертя, але з підведенням зовнішнього тепла, рівного теплоті тертя. При цих допущеннях реальний цикл теплового насоса, що працює за схемою, наведеною на рис. 2.7, матиме вигляд, показаний в T, s – діаграмі (температура-ентропія) на рис. 2.8. Точки 1, 2, 3 і 4 циклу відповідають точкам, показаним на схемі установки (див. рис. 2.7).

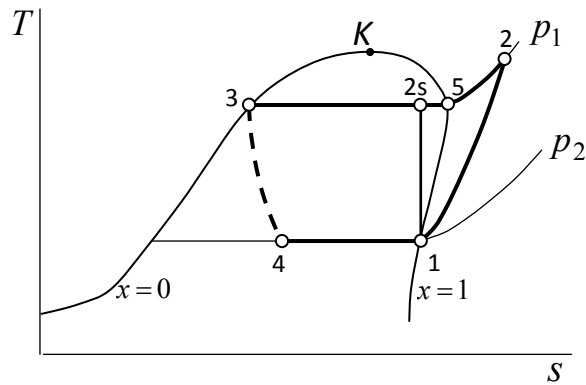


Рисунок 2.8 – Реальний термодинамічний цикл теплового насоса

Початковими величинами для розрахунку параметрів робочого тіла в характерних точках циклу є кінцеві температури теплоносіїв, з якими робоче тіло взаємодіє у випарнику t_{w2} і конденсаторі t_{h2} ; температурні напори на холодному кінці випарника Δt_{w2} і теплому конденсатора Δt_{h2} , ізоентропний ККД компресора η_s .

Температури випаровування і конденсації робочого тіла визначаються за формулами:

$$t_1 = t_{w2} - \Delta t_{w2};$$

$$t_3 = t_{h2} + \Delta t_{h2}.$$

Розрахунок циклу може бути проведений за допомогою таблиць термодинамічних властивостей, діаграм стану робочої речовини або ж аналітично.

Тут розглянемо методику розрахунку циклу в загальному вигляді, без конкретизації аналітичних виразів для визначення термодинамічних властивостей робочих речовин.

Точка 1 циклу, що відповідає стану пари на виході з випарника (вході в компресор), знаходиться на перерізі ізотерми t_1 з верхньою пограничною кривою (ступінь сухості $x=1,0$). В цій точці визначаються тиск p_1 , густина ρ_1 , ентальпія i_1 й ентропія s_1 . Оскільки в точці 1 робоче тіло знаходиться в стані сухої насиченої пари, тиск p_1 визначається за виразом, що описує залежність тиску насиченої пари p_n від температури:

$$p_1 = p_n(t_1). \quad (2.7)$$

Стан сухої насиченої пари можна розглядати як граничний стан перегрітої пари, тому густину, ентальпію й ентропію в точці 1 визначаємо за рівняннями стану перегрітої пари:

$$\rho_1 = \rho_{\text{пп}}(p_1, t_1);$$

$$i_1 = i_{\text{пп}}(\rho_1, t_1);$$

$$s_1 = s_{\text{пп}}(\rho_1, t_1).$$

У точці 3 (вихід з конденсатора) робоче тіло знаходиться в стані киплячої (насиченої) рідини. Тиск і густина рідини в цій точці визначаються за виразами, що описують залежність тиску і густини насиченої рідини від температури

$$p_3 = p_H(t_3);$$

$$\rho_3 = \rho_{\text{рідн}}(t_3)$$

де $\rho_{\text{рідн}}$ – густина киплячої рідини.

Ентальпія й ентропія насиченої рідини в точці 3 розраховуються за формулами:

$$i_3 = i_5 - r_0(p_3);$$

$$s_3 = s_5 - \frac{1}{273,15 + t_3} r_0(p_3);$$

де i_5 і s_5 – ентальпія й ентропія сухої насиченої пари в точці 5 циклу (див. рис. 2.8) при тиску $p_5 = p_3$, визначувані аналогічно точці 1;

$r_0(p_3)$ – теплота пароутворення робочої речовини при тиску p_3 .

У точці 2 (вихід з компресора) робоче тіло знаходиться в стані перегрітої пари.

Розрахунок параметрів в цій точці проводиться таким чином.

Спочатку знаходяться параметри в точці 2s, що відповідає кінцю ізоентропного стискування в компресорі від точки 1 до тиску $p_{2s} = p_2 = p_3$. Оскільки процес 1–2s – ізоентропний, то $s_{2s} = s_1$. Ентальпія в точці 2s знаходиться за рівнянням стану робочого тіла, заданого у вигляді

$$i_{2s} = i(p_{2s}, s_{2s}).$$

Потім визначається ізоентропний Δi_s і дійсний Δi приріст ентальпії в компресорі

$$\Delta i_s = i_{2s} - i_1;$$

$$\Delta i = \frac{\Delta i_s}{\eta_s},$$

після чого розраховується ентальпія в точці 2

$$i_2 = i_1 + \Delta i.$$

Оскільки при дроселюванні ентальпія не змінюється, то

$$i_4 = i_3.$$

Питомі холодопродуктивність, теплопродуктивність циклу, робота компресора і коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса

$$q_x = i_1 - i_4;$$

$$q_T = i_2 - i_3;$$

$$l_K = i_2 - i_1;$$

$$k_{\text{тр тн}} = \frac{q_T}{l_K};$$

За визначеною при розрахунку форсуноквих камер тепловою потужністю випарника ($Q_x = Q_{yT}$) знаходиться витрата робочого тіла

$$G_{\text{рт}} = \frac{Q_x}{q_x},$$

після чого знаходяться внутрішня потужність N_i , потужність на валу N_e компресора, споживана електрична потужність $N_{\text{ел}}$, тепла потужність конденсатора Q_T та витрата G_h води, що нагрівається в конденсаторі:

$$\begin{aligned} N_i &= G_{\text{рт}} l_k; \\ N_e &= \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}}; \\ N_{\text{елк}} &= \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}}, \\ Q_T &= G_{\text{рт}} q_T, \\ G_h &= \frac{Q_T}{c_w (t_{h2} - t_{h1})}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт трансформації тепла теплоутилізаційної установки в цілому визначається з урахуванням затрат електроенергії на циркуляцію води в проміжному контурі

$$k_{\text{тр0}} = \frac{Q_T}{N_{\text{елк}} + N_{\text{нас}}}.$$

2.3.3 Вибір робочих тіл теплових насосів та рівнянь для розрахунку їх термодинамічних параметрів

Вимоги до робочих тіл теплових насосів (холодоагентів) підрозділяються на наступні групи:

- екологічні – озонобезпечність, низький потенціал глобального потепління, негорючість і нетоксичність;
- термодинамічні – велика об'ємна холодопродуктивність; низька температура кипіння при атмосферному тиску; невисокий тиск конденсації; хороша теплопровідність; малі густина і в'язкість холодоагенту, що забезпечує зменшення гідравлічних втрат на тертя і місцеві опори при його транспортуванні; максимальна наближеність до замінюваних холодоагентів (для альтернативних озонобезпечних холодоагентів) за тиском, температурою, питомою об'ємною холодопродуктивністю та холодильним коефіцієнтом;
- експлуатаційні – термохімічна стабільність, хімічна сумісність з матеріалами і холодильними маслами, достатня взаємна розчинність з маслом для забезпечення його циркуляції, технологічність застосування; негорючість і невибухонебезпека; здатність розчиняти воду, незначна текучість; наявність запаху, колір і т.д.;
- економічні — наявність товарного виробництва, доступні (низькі) ціни.

Холодоагенти, що відповідають перерахованим вимогам, знайти практично неможливо, тому у кожному окремому випадку вибирають холодоагент з урахуванням конкретних умов роботи машин, надаючи перевагу тим речовинам, які задовольняють принциповим і основним вимогам.

Починаючи з 90-х років особлива приділяється увага екологічним вимогам. Для аналізу екологічної доцільності застосування холодоагентів використовують такі параметри:

потенціал руйнування озону ODP (Ozon Depletion Potential);

потенціал глобального потепління (парникового ефекту) GWP (Global Warming Potential).

Потенціал руйнування озону ODP визначається наявністю атомів хлору в молекулі холодоагенту і прийнятий за одиницю для холодоагентів R11 (CCl_3F) і R12 (CCl_2F_2). Для холодоагентів групи CFC, тобто молекули яких складаються з вуглецю, фтору та хлору, потенціал руйнування озону $\text{ODP} = 1$; для холодоагентів, в молекулах яких не всі атоми водню заміщені на хлор, тобто холодоагентів групи HCFC, $\text{ODP} = 0,1$, а для холодоагентів, що не містять хлору (групи HFC), $\text{ODP} = 0$.

Потенціал глобального потепління GWP прийнятий за одиницю для діоксиду вуглецю CO_2 з часовим горизонтом 100 років.

Останнім часом для аналізу загального потенціалу парникового ефекту, що враховує й енергетичні й екологічні показники, все більше використовують параметр, названий *сумарною еквівалентною тепловою дією* TEWI (Total Equivalent Warming Impact). Методика розрахунку TEWI була розроблена Міжнародним інститутом холоду. Параметр TEWI для конкретної речовини є сумою безпосереднього потенціалу парникового ефекту в результаті емісії цієї речовини в атмосферу і непрямого потенціалу, обумовленого емісією діоксиду вуглецю в процесі виробництва електроенергії, яка необхідна для експлуатації холодильних та теплонасосних установок:

$$\text{TEWI} = \text{GWP} \cdot M + \alpha \cdot N \cdot L,$$

де M – маса емісії холодоагенту в атмосферу;

α – коефіцієнт, що характеризує емісію діоксиду вуглецю в атмосферу Землі при виробленні 1 кВт·год електроенергії;

N – споживана електрична потужність конкретної установки, кВт;

L – час експлуатації устаткування, год.

Довгий час в холодильній та теплонасосній техніці при виборі робочих речовин перш за все приділялась увага тим їх властивостям, які забезпечують більшу енергетичну ефективність, тому поширення отримали холодоагенти груп CFC та HCFC, тобто ті, що містять хлор. Але після відкриття шкідливої дії хлору на озоновий шар стратосфери і підписання Монреальського протоколу холодоагенти цих груп почали зніматися з виробництва. Країни-учасники Монреальського протоколу зобов'язалися припинити виробництво холодоагентів групи CFC з 1996, а групи HCFC – з 2030 року.

Як альтернатива найбільш поширеним раніше холодоагентам R12 та R22 у даний час частіше застосовують R134a ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$) та R407C, який являє собою суміш R32 (CH_2F_2), R125 (C_2HF_5) та R134a у співвідношенні відповідно 52, 25 та 23 % за масовими долями.

На жаль, у доступній літературі відсутні математичні рівняння, що описують термодинамічні властивості цих холодоагентів, оскільки свого часу більш уваги приділялося вивченню холодоагентів груп CFC та HCFC. Тому за

холодоагент при математичному моделюванні розроблюваної теплонасосної установки приймемо R142b – хлордифторетан $C_2H_3ClF_2$, який відноситься до холодоагентів з низькою озоноруйнівною активністю і для якого в літературі наведено кілька рівнянь стану. Висновки, отримані при моделюванні режимів теплового насоса, працюючого на цьому холодоагенті, при створенні конкретної установки можуть бути потім скореговані.

Необхідність мати індивідуальні рівняння стану для кожного холодоагенту обумовлена тим, що робоча речовина перебуває в елементах теплового насоса в станах перегрітої, вологої, насиченої пари та рідини.

Для математичного описання зміни стану реальних газів в літературі запропоновані різні рівняння.

Найбільш поширеними є рівняння Боголюбова-Майєра, Бітті-Бріджмена, Бенедикта-Вебба-Рубіна (БВР). В останні роки з'явилися рівняння Старлінга і взаємоузгоджені рівняння Кльоцького, які дозволяють виконувати розрахунки як в області пари, так і в області рідини.

Застосування кожного з рівнянь визначається характером поставленого завдання і необхідною точністю розрахунків. При розрахунку процесів стиснення перегрітої пари при середніх і малих тисках і густині, що не перевищує критичну густину, інженерна точність цілком може бути забезпечена за допомогою рівнянь Бітті-Бріджмена, Старлінга, БВР. Суттєвою перевагою цих рівнянь є можливість розрахунку параметрів сумішей реальних газів, які часто є робочими речовинами компресорів в хімічному та нафтохімічному виробництвах. Якщо необхідна висока точність розрахунків, то застосовують рівняння Боголюбова-Майєра, Кльоцького та ін. Відзначимо, що по суті майже усі відомі рівняння стану є математичними апроксимаціями двовимірних термодинамічних поверхонь, що описують термічні властивості реальних газів. Тому точність p - v - T -залежностей визначається, головним чином, ступенем полінома, який входить у рівняння стану. Так, рівняння Бітті-Бріджмена є рівнянням третього ступеня по температурі і густині, рівняння БВР – п'ятого ступеня по густині і третього ступеня по температурі, рівняння Старлінга – п'ятого ступеня і по густині і по температурі. У деяких випадках таких значень ступеня недостатньо для отримання потрібної точності; тоді беруть рівняння Боголюбова-Майєра, що теоретично є нескінченним рядом за ступенями температури і густини. Однак на практиці, навіть для прецизійного опису термічних властивостей, рідко доводиться застосовувати ступені вище восьмого.

Рівняння Боголюбова-Майєра являє собою найбільш загальну форму рівняння стану з віріальними коефіцієнтами і має теоретичне обґрунтування. Внаслідок цього воно визнано зараз основним рівнянням стану, що значно полегшує програмування та виконання розрахунків на ПЕОМ, бо перехід від однієї робочої речовини до іншої здійснюється без зміни алгоритму простою заміною одного масиву коефіцієнтів апроксимації на інший. Недоліками рівняння Боголюбова-Майєра є відсутність коефіцієнтів апроксимації для багатьох газів і придатної для практичного застосування методики

комбінування коефіцієнтів для розрахунку термічних параметрів сумішей реальних газів.

Перевагами рівняння Бітті-Бріджмена є можливість його подання у формі Боголюбова-Майєра та наявність простої та зручної методики комбінування коефіцієнтів при розрахунку сумішей. Коефіцієнти до рівняння Бітті-Бріджмена більш ніж за 50 років його існування отримані для дуже багатьох газів, що розширює можливості його застосування.

Рівняння БВР і Старлінга також можуть бути представлені у формі Боголюбова-Майєра, однак вони мають залишковий член, який містить експоненту. Це пов'язано зі зміною програми розрахунків, тому що необхідно вводити відповідні поправки в алгоритм.

Віріальне рівняння стану Боголюбова-Майєра, яке теоретично представляє з себе нескінченний степеневий ряд по густині ρ , в даний час набуло широкого розповсюдження. Вперше таке розкладання було запропоновано як емпіричне Тіссеном, але основний розвиток воно одержало в роботах Камерлінг-Оннеса в 1901 р.

Після робіт Боголюбова і Майєра віріальне рівняння стану набуло особливого значення як єдине з відомих рівнянь стану, що мають строгу теоретичну основу. Воно має вигляд

$$z = \frac{pv}{RT} = 1 + B_1^* \rho + B_2^* \rho^2 + B_3^* \rho^3 + B_4^* \rho^4 + \dots,$$

або в скороченому записі

$$z = 1 + \sum_{i=1}^{\infty} B_i^* \rho^i,$$

де B_i^* – віріальні коефіцієнти, що залежать тільки від температури;

z – коефіцієнт стисливості.

У практичних розрахунках кількість віріальних коефіцієнтів r зазвичай вибирають найменшою, проте з умовою, щоб було забезпечено задовільне узгодження з експериментальними даними. Тоді рівняння матиме вигляд

$$z = 1 + \sum_{i=1}^r B_i \rho^i.$$

Кожен з r віріальних коефіцієнтів, у свою чергу, є функцією тільки температури:

$$B_i = \sum_{j=0}^{S_i} \frac{b_{ij}}{\tau^j}, \quad (2.8)$$

де b_{ij} – коефіцієнти розкладу;

$\tau = \frac{T}{T_{кр}}$ – приведена температура;

$T_{кр}$ – критична температура, К.

Зазвичай рівняння Боголюбова-Майєра представляється у загальному вигляді

$$z = \frac{pv}{RT} = 1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i. \quad (2.9)$$

Коефіцієнти розкладу для деяких речовин, що визначаються за спеціальними методиками на підставі результатів експериментальних досліджень, наведені в табл. 2.3 [27].

Таблиця 2.3 – Коефіцієнти b_{ij} рівняння Боголюбова-Майєра для деяких речовин

Холодоагент	i	Значення b_{ij} при j			
		0	1	2	3
R717	1	$4,535640 \cdot 10^0$	$-1,468170 \cdot 10^1$	$1,358860 \cdot 10^1$	$-9,912640 \cdot 10^0$
	2	$4,310675 \cdot 10^1$	$-4,604180 \cdot 10^1$	$4,609030 \cdot 10^1$	$1,286428 \cdot 10^1$
	3	$-2,801302 \cdot 10^2$	$4,216674 \cdot 10^2$	$-1,596879 \cdot 10^2$	$1,047311 \cdot 10^1$
	4	$1,029089 \cdot 10^3$	$-1,060964 \cdot 10^3$	$3,590492 \cdot 10^1$	$-0,955490 \cdot 10^0$
	5	$-2,009954 \cdot 10^3$	$1,732929 \cdot 10^3$	$2,250630 \cdot 10^0$	0
	6	$1,785179 \cdot 10^3$	$-9,797024 \cdot 10^3$	0	0
	7	$-5,965000 \cdot 10^2$	0	0	0
R12	1	$1,355710 \cdot 10^0$	$2,133030 \cdot 10^0$	$-1,393830 \cdot 10^0$	0
	2	$-2,505082 \cdot 10^1$	$5,003127 \cdot 10^1$	$-2,343731 \cdot 10^1$	0
	3	$8,684429 \cdot 10^1$	$-1,595742 \cdot 10^2$	$7,235037 \cdot 10^1$	0
	4	$-1,077829 \cdot 10^2$	$1,556103 \cdot 10^2$	$-4,456885 \cdot 10^1$	0
	5	$8,323157 \cdot 10^1$	$-8,949695 \cdot 10^1$	0	0
	6	$-3,303279 \cdot 10^1$	$3,633829 \cdot 10^1$	0	0
R22	1	$3,511590 \cdot 10^0$	$-9,851867 \cdot 10^0$	$7,591700 \cdot 10^0$	$-3,716400 \cdot 10^0$
	2	$3,658500 \cdot 10^0$	$-1,847323 \cdot 10^1$	$2,959305 \cdot 10^1$	$-1,268316 \cdot 10^1$
	3	$-8,616280 \cdot 10^0$	$5,606708 \cdot 10^1$	$-8,964752 \cdot 10^1$	$-1,268316 \cdot 10^1$
	4	$1,966130 \cdot 10^0$	$-4,380976 \cdot 10^1$	$6,285826 \cdot 10^1$	$4,208508 \cdot 10^1$
	5	$7,101150 \cdot 10^0$	$3,822467 \cdot 10^1$	$-5,031942 \cdot 10^1$	$-1,897584 \cdot 10^1$
	6	$-1,933203 \cdot 10^1$	0	$2,000340 \cdot 10^1$	0
	7	$-1,933203 \cdot 10^1$	$-5,988420 \cdot 10^0$	0	0
	8	0	0	0	0
	9	$-0,841570 \cdot 10^0$	0	0	0
R142b	1	$1,276700 \cdot 10^0$	$-2,830100 \cdot 10^0$	$-0,401500 \cdot 10^0$	$-0,941300 \cdot 10^0$
	2	$2,607655 \cdot 10^1$	$-6,138213 \cdot 10$	$3,900440 \cdot 10^1$	0
	3	$-6,243696 \cdot 10^1$	$1,483911 \cdot 10^2$	$-8,786226 \cdot 10^1$	0

Ентальпія речовини визначається за формулою

$$i = \int_{T_0}^T c_{v,ид} dT + \left\{ T^2 \int_{\infty}^v \left[\frac{\partial(p/T)}{\partial T} \right]_{\nu} + dv \right\}_T + pv + \text{const } i. \quad (2.10)$$

З (2.9) знаходимо підінтегральну функцію другого члена правої частини виразу (2.10), зауваживши, що $\nu = 1/\rho$ і $\tau = T/T_{кр}$:

$$\frac{p}{T} = \frac{R}{\nu} \left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i \right).$$

Далі знайдемо

$$\frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i \right)_{\nu} = -\frac{j}{T_{кр}} \frac{b_{ij}}{\tau^{j+1}} \rho^i;$$

тоді

$$\left[\frac{\partial(p/T)}{\partial T} \right]_v = -\frac{R}{T_{\text{кр}}} \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} j \frac{b_{ij}}{\tau^{j+1}} \rho^{i+1}.$$

Інтегруючи, отримаємо

$$T^2 \int_{\infty}^v \left[\frac{\partial(p/T)}{\partial T} \right]_v dv = -\frac{RT^2}{T_{\text{кр}}} \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} j \frac{b_{ij}}{\tau^{j+1}} \int_{\infty}^v \frac{dv}{v^{i+1}} = RT \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{j}{i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i.$$

Теплоємність в стані ідеального газу зазвичай задається у вигляді апроксимації експериментальних даних поліномом, наприклад, вигляду

$$c_{v\text{ід}} = \sum_{i=0}^n d_i \tau^i, \quad (2.11)$$

де d_i – коефіцієнти полінома.

Відзначимо, що $dT = T_{\text{кр}} d\tau$, і, інтегруючи вираз (2.11), знаходимо

$$\begin{aligned} \int_{T_0}^T c_{v\text{ід}} dT &= T_{\text{кр}} \sum_{i=0}^n d_i \int_{\tau_0}^{\tau} \tau^i d\tau = T_{\text{кр}} \sum_{i=0}^n \frac{d_i}{i+1} \tau^{i+1} \Big|_{\tau_0}^{\tau} = \\ &= T_{\text{кр}} \sum_{i=0}^n d_i \frac{\tau^{i+1}}{i+1} - T_{\text{кр}} \sum_{i=0}^n d_i \frac{\tau_0^{i+1}}{i+1}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Останній член правої частини залежить тільки від вибраної величини T_0 і тому зазвичай відноситься до const i . Об'єднуючи всі вирази в один, отримаємо

$$i = T_{\text{кр}} \sum_{i=0}^n d_i \frac{\tau^{i+1}}{i+1} + RT \left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{j+i}{i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i \right) + \text{const } i.$$

Постійна ентальпії в цьому випадку може бути знайдена за виразом:

$$\begin{aligned} \text{const } i &= 400 + r_{273,15} - \left(T_{\text{кр}} \sum_{i=0}^n d_i \frac{\tau^{i+1}}{i+1} \right)_{273,15} - \\ &- 273,15R \left[\left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{j+i}{i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho_{273,15}^i \right) \right]_{273,15} \end{aligned}$$

Іноді безрозмірну теплоємність в стані ідеального газу апроксимують поліномом, що містить негативні ступені:

$$\bar{c}_{v\text{ід}} = \sum_{i=-1}^n d_i \bar{T}^i, \quad (2.13)$$

де $\bar{c}_{v\text{ід}} = c_{v\text{ід}}/R$ – безрозмірна теплоємність;

$\bar{T} = T/A$ – безрозмірна температура;

A – нормований дільник, що має розмірність температури, величина якого зазвичай має порядок найбільшої температури інтервалу, що апроксимується.

У цьому випадку інтегрування призводить до виразу

$$\int_{T_0}^T c_{v\text{ід}} dT = AR \left(d_{-1} \ln \bar{T} + \sum_{i=0}^n d_i \frac{\bar{T}^{i+1}}{i+1} \right) \Big|_{\bar{T}_0}^{\bar{T}};$$

переходячи до приведеної температури, отримаємо

$$\int_{T_0}^T c_{v\text{ид}} dT = AR \left[d_{-1} \ln \left(\frac{T_{\text{кр}}}{A} \tau \right) + \sum_{i=0}^n d_i \frac{(\tau T_{\text{кр}}/A)^{i+1}}{i+1} \right]_{\tau_0}^{\tau}.$$

Очевидно, що при $d_{-1} = 0$ і $A = T_{\text{кр}}$, цей вираз переходить в (2.12), якщо прийняти, що апроксимувалася розмірна теплоємність, і виключити множник R у правій частині.

Коефіцієнти апроксимації d_i ізохоричної теплоємності в стані ідеального газу, що знайдені для ряду холодоагентів І.І. Перельштейном і Є.Б. Парушиним [27], наведені в табл. 2.4 ($A = 1000 \text{ K}$).

Ентропія реального газу визначається за рівнянням

$$s = \int_{T_0}^T \frac{c_{v\text{ид}}}{T} dT + \left[\int_{\infty}^v \left(\frac{\partial D_p}{\partial T} \right)_v dv \right] + R \ln v + \text{const } s. \quad (2.14)$$

З рівняння стану (2.8) знаходимо

$$D_p = p - \frac{RT}{v} = \frac{RT}{v} (z - 1) = \frac{RT}{v} \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i.$$

Вводячи v і $T/T_{\text{кр}}$ під знак підсумовування, отримуємо

$$D_p = T_{\text{кр}} R \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{b_{ij}}{\tau^{j-1}} \rho^{i+1}.$$

Таблиця 2.4 – Критичні параметри і коефіцієнти рівнянь для визначення теплоємності холодоагентів [27]

Холодоагент	Молекулярна маса μ	Газова стала $R \cdot 10$, кДж/(кг·К)	Температура, °С			Критичний тиск $p_{\text{кр}} \cdot 10^{-5}$, Па	Коефіцієнти апроксимації ізохорної теплоємності			
			кипіння при нормальних умовах $t_{\text{н.к}}$	замерзання t_a	критична $t_{\text{кр}}$		d_{-1}	d_0	d_1	d_2
R717	17,03	4,8821	-33,35	-77,70	132,4	113,97	0,1811	0,9545	6,293	-1,639
R12	120,91	0,6876	-29,74	-155,90	112,0	41,19	-0,6228	7,289	10,395	-6,175
R22	86,47	0,9616	-40,81	-160,00	96,13	49,90	0,0452	0,770	18,828	-10,001
R142b	100,49	0,8274	-9,20	-138,00	136,45	41,38	-0,1521	3,671	24,404	-11,930

Часткова похідна по T при $v = \text{const}$

$$\left(\frac{\partial D_p}{\partial T} \right)_v = -R \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} (j-1) \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^{i+1}.$$

Інтегруючи, знаходимо

$$\int_{\infty}^v \left(\frac{\partial D_p}{\partial T} \right)_v dv = -R \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} (j-1) \frac{b_{ij}}{\tau^j} \int_{\infty}^v \frac{dv}{v^{i+1}} = R \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{j-1}{i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i.$$

Знайдемо перший член правої частини виразу (2.14), вважаючи, що величина $c_{v\text{ід}}$ представлена у вигляді (2.12):

$$\begin{aligned} \int_{T_0}^T \frac{c_{v\text{ід}}}{T} dT &= d_0 \int_{T_0}^T \frac{dT}{T} + \sum_{i=1}^n d_i \int_{T_0}^T \frac{\tau^i}{T} dT = d_0 \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{d\tau}{\tau} + \sum_{i=1}^n d_i \int_{\tau_0}^{\tau} \tau^{i-1} d\tau = \\ &= d_0 \ln \tau \Big|_{\tau_0}^{\tau} + \sum_{i=1}^n d_i \frac{\tau^i}{i} \Big|_{\tau_0}^{\tau} = d_0 \ln \tau - d_0 \ln \tau_0 + \sum_{i=1}^n d_i \frac{\tau^i}{i} - \sum_{i=1}^n d_i \frac{\tau_0^i}{i}. \end{aligned}$$

У цьому виразі члени, що містять τ_0 та залежні тільки від вибору початкових умов, відносять до $\text{const } s$.

Об'єднавши всі отримані вирази і зауваживши, що $R \ln v = R \ln (1/\rho) = -R \ln \rho$, знайдемо залежність для визначення ентропії

$$s = d_0 \ln \tau + \sum_{i=1}^n d_i \frac{\tau^i}{i} - R \left(\ln \rho - \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{j-1}{i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i \right) + \text{const } s. \quad (2.15)$$

Постійна ентропії на підставі рівняння (2.12)

$$\begin{aligned} \text{const } s &= 4 + \frac{r_{273,15}}{273,15} - (d_0 \ln \tau)_{273,15} - \left(\sum_{i=1}^n d_i \frac{\tau^i}{i} \right)_{273,15} + \\ &+ \left[R \left(\ln \rho_{273,15}'' - \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{j-1}{i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho_{273,15}''^i \right) \right]_{273,15}. \end{aligned}$$

Якщо теплоємність $c_{v\text{ід}}$ апроксимувати залежністю (2.13), то інтегрування дає вираз

$$\int_{T_0}^T \frac{c_{v\text{ід}}}{T} dT = R \left(-d_{-1} \bar{T}^{-1} + d_0 \ln \bar{T} + \sum_{i=1}^n d_i \frac{\bar{T}^i}{i} \right) \Big|_{\bar{T}_0}^{\bar{T}}.$$

Переходячи до наведеної температури, отримаємо

$$\int_{T_0}^T \frac{c_{v\text{ід}}}{T} dT = R \left[-d_{-1} \left(\frac{T_{\text{кр}}}{A} \tau \right) + d_0 \ln \left(\frac{T_{\text{кр}}}{A} \tau \right) + \sum_{i=1}^n d_i \frac{(\tau T_{\text{кр}}/A)^i}{i} \right].$$

Надалі при узагальненні розрахункових формул для визначення термічних і калоричних величин доцільно представити рівняння для ентропії (2.15) в дещо іншому вигляді, додавши і віднявши з виразу в дужках одиницю:

$$s = d_0 \ln \tau + \sum_{i=1}^n d_i \frac{\tau^i}{i} - R \left[\ln \rho + 1 - \left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{S_i} \frac{j-1}{i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i \right) \right] + \text{const } s.$$

За температурну залежність кривої тиску пару застосовуємо узагальнене рівняння

$$p_s = p_{кр} \exp[Ri \ln \tau + (Ri - 4 + P_\alpha) \psi(\tau)], \quad (2.16)$$

де $\psi(\tau) = 4 \frac{(\tau - 1)}{\tau} + S(\tau) - 5,3 \ln \tau$;

$$S(\tau) = (\tau - 1) [0,2(\tau + 1)^2 + 0,5]$$

Узагальнена температурна залежність густини киплячої рідини має вигляд

$$\rho' = \rho_{кр} \exp[a_1(1 - \tau)^{1/3} + a_2 S(\tau)]. \quad (2.17)$$

Значення критичних параметрів $p_{кр}$, $\rho_{кр}$, і коефіцієнтів P_α , Ri , a_1 , a_2 , які входять у рівняння (2.16) і (2.17), наведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Критичні параметри і коефіцієнти рівнянь (2.16) і (2.17)

Холодоагент	Номер рівняння					
	(2.16)			(2.17)		
	$p_{кр}, 10^5 \cdot \text{Па}$	Ri	P_α	$\rho_{кр}, \text{г/см}^3$	a_1	a_2
R717	113,97	7,0284	- 0,3958	0,2350	1,6839	0,3859
R12	41,19	6,5741	- 0,0913	0,5791	1,4388	0,2338
R22	49,90	6,7964	- 0,1644	0,5372	1,4892	0,2865
R142b	41,38	6,9530	- 0,3192	0,4590	1,3500	0,0060

2.3.4 Моделювання режимів роботи теплонасосної установки, що утилізує тепло вихідного вентиляційного струменя

Моделювання проводимо для наступних умов: температура та відносна вологість повітря у вентиляційному стволі $t_{п1} = 22,0^\circ\text{C}$ $\varphi_{п1} = 0,9$, об'ємна, приведена до нормальних умов, витрата повітря в цьому перерізі ствола $V_\sigma = 265 \text{ м}^3/\text{с}$; підсоси через надшахтну будівлю на вентиляційному стволі $\Delta V_{\text{вент}} = 35 \text{ м}^3/\text{с}$; атмосферний тиск $p_0 = 100000 \text{ Па}$, відносна вологість атмосферного повітря $\varphi_0 = 0,9$; депресія вентилятора $\Delta p_{\text{вент}} = 3240 \text{ Па}$, ККД вентилятора $\eta_{\text{вент}} = 0,82$.

За форсункові камери приймаємо камери ОКФ-2-250 (див. підрозділ 2.2) з діаметром форсунок 5,5 мм. Кількість форсункових камер – 5. Витрату проміжного теплоносія – води приймаємо рівною 540 кг/с, що забезпечує значення коефіцієнта зрошення та тиску перед форсунками, близькі до верхніх границь допустимих інтервалів цих величин.

Додатково приймаємо, що робочим тілом теплового насоса є фреон R142b; ізоентропійний, механічний ККД компресора та ККД приводного електродвигуна дорівнюють відповідно 0,75, 0,97 та 0,94; мінімальні температурні напори у випарнику та конденсаторі дорівнюють відповідно 4,0 та 5,0 $^\circ\text{C}$.

Початкова температура води в контурі гарячого водопостачання прийнята рівною $t_{h1} = 5^\circ\text{C}$, а кінцева $t_{h2} = 45^\circ\text{C}$.

Основні результати розрахунків наведено в табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Результати моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки

t_{w1} , °C	t_{w2} , °C	Q_x , кВт	$t_{фк2}$, °C	Q_T , кВт	$N_{елк}$, кВт	$N_{нас}$, кВт	G_h , кг/с	t_1 , °C	t_3 , °C	p_1 , МПа	p_3 , МПа	$k_{тртн}$	ε	$k_{тр0}$
3,0	7,66	10550,3	10,39	13831,6	3605,9	281,9	82,53	-1,0	50	0,14	0,69	3,84	2,92	3,56
5,0	9,19	9479,0	11,53	12275,4	3065,4	281,9	73,24	1,0	50	0,15	0,69	4,00	3,09	3,67
7,0	10,70	8362,5	12,67	10701,9	2555,7	281,9	63,85	3,0	50	0,16	0,69	4,19	3,28	3,77
9,0	12,18	7198,0	13,81	9082,7	2070,2	281,9	54,19	5,0	50	0,17	0,69	4,39	3,48	3,86
11,0	13,64	5982,4	14,95	7447,7	1617,1	281,9	44,44	7,0	50	0,19	0,69	4,61	3,69	3,92
12,2	14,51	5227,2	15,64	6469,2	1362,8	281,9	38,6	8,0	50	0,20	0,69	4,75	3,84	3,93
13,0	15,08	4712,5	16,09	5796,9	1196,2	281,9	34,59	9,0	50	0,20	0,69	4,85	3,93	3,92
15,0	16,50	3384,7	17,23	4130,8	808,2	281,9	24,65	11,0	50	0,22	0,69	5,11	4,20	3,79
17,0	17,88	1995,5	18,38	2395,1	443,1	281,9	14,29	13,0	50	0,23	0,69	5,41	4,49	3,30

Крім прийнятих раніше, в таблиці позначені:

$t_{фк2}$ – температура охолодженого вихідного повітря, °C.

На рис. 2.9 побудовано графіки зміни енергетичних показників залежно від температури охолодженої в випарнику теплового насоса циркуляційної води t_{w1} . Оскільки ця температура однозначно зв'язана з температурою кипіння холодоагенту у випарнику – формула (2.7), – можна вважати, що ці графіки характеризують вплив теплового насоса на режим роботи та ефективність теплоутилізаційної установки у цілому.

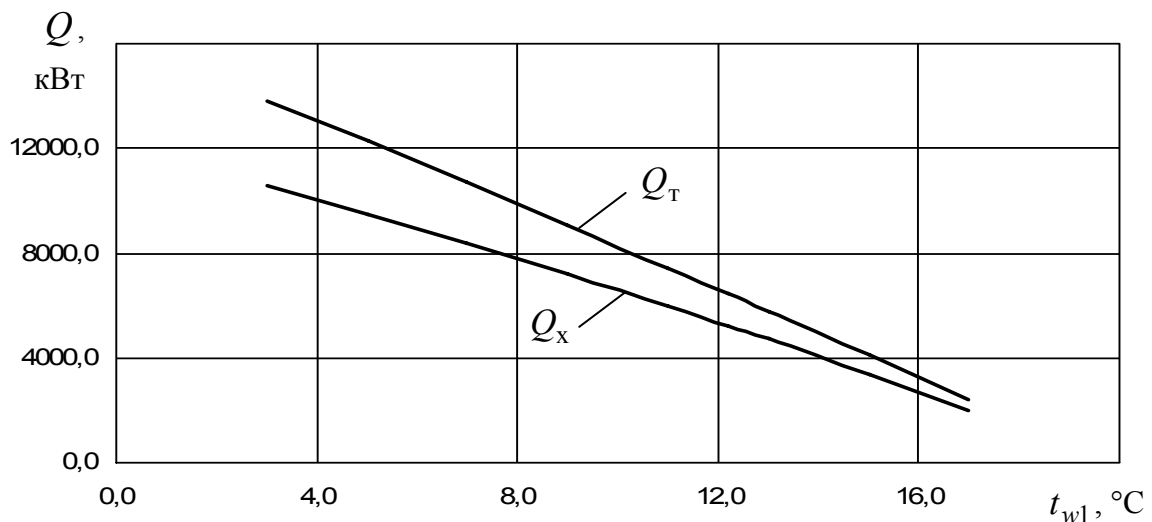


Рисунок 2.9 – Зміна утилізованої теплової потужності Q_x та теплопродуктивності установки Q_T залежно від режиму роботи теплового насосу

З рис. 2.9 видно, що утилізована теплова потужність Q_x і теплопродуктивність установки Q_T збільшуються при зменшенні температури t_{w1} . Це є природним, бо при цьому зростає температурний напір між вихідним

повітрям та охолоджуваною водою в форсункових камерах і відповідно підвищується інтенсивність теплообміну в них. Але в той же час падає енергетична ефективність роботи теплового насоса, визначувана холодильним коефіцієнтом ε та коефіцієнтом трансформації тепла $k_{\text{тр тн}}$ (рис. 2.10). Протилежна спрямованість інтенсивності відбору низькопотенціального тепла в форсункових камерах і ефективності його трансформації в тепловому насосі призводить до появи максимуму на кривій залежності загального коефіцієнта трансформації тепла для установки у цілому $k_{\text{тр0}}$ від температури t_{w1} (рис. 2.10). Різкому падінню значення цього показника на правій гілці кривої сприяє також зростання частки витрат електричної енергії на циркуляцію води в загальних затратах її по установці в цілому.

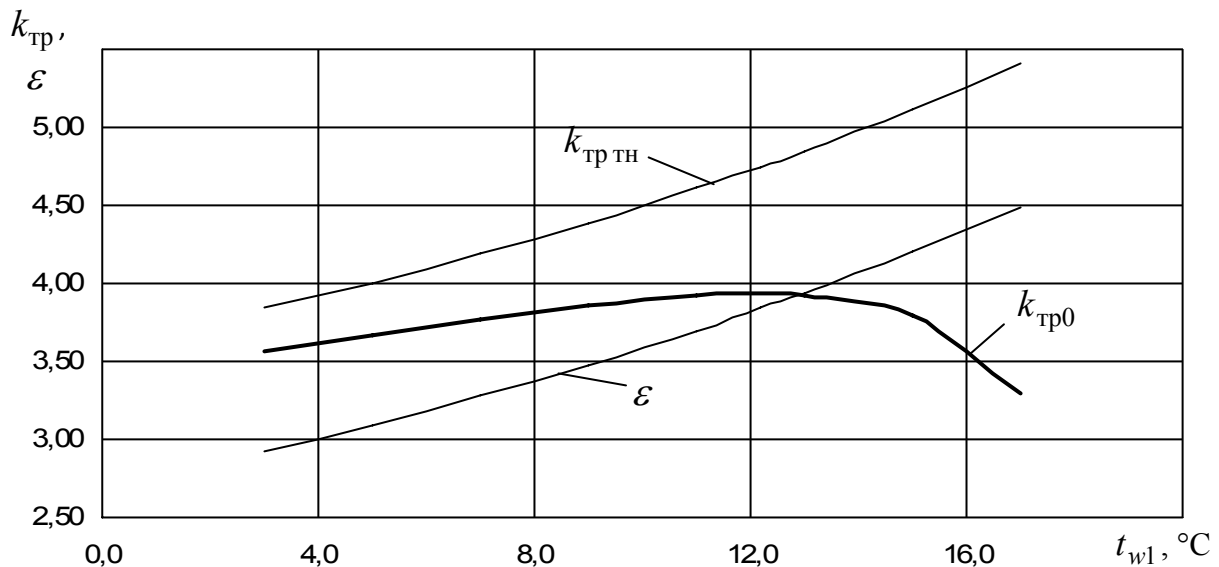


Рисунок 2.10 – Зміна показників енергетичної ефективності теплового насоса $k_{\text{тр тн}}$, ε та установки в цілому $k_{\text{тр0}}$ в залежності від режиму роботи теплового насоса

Максимальна енергетична ефективність установки (максимальне значення коефіцієнта трансформації тепла $k_{\text{тр0}} = 3,93$) досягається при температурі охолодженої води $t_{\text{w1}} = 12,2^\circ\text{C}$, яка відповідає температурі кипіння холодоагенту у випарнику $t_1 = 8,2^\circ\text{C}$. При цьому утилізована теплова потужність складає $Q_x = 5227$ кВт, а теплопродуктивність $Q_T = 6469$ кВт, що надає можливість нагрівати воду від 5 до 45°C при витраті $G_h = 38,6$ кг/с. Сумарна споживана електрична потужність в цьому режимі приводами компресора теплового насоса та водяних насосів складає $N_{\text{ел}} = 1645$ кВт.

2.3.5 Економічна ефективність утилізації тепла вихідного вентиляційного струменю з метою отримання гарячої води

Розрахунок економічних показників виконуємо для режиму з максимальною енергетичною ефективністю, дані для якого вказані вище. В цьому режимі теплопродуктивність установки $Q_T = 6469$ кВт, споживана електрична потужність $N_{ел} = 1645$ кВт.

При розрахунку річної витрати електроенергії приймаємо, що при цілорічній роботі ($\tau = 8760$ год) шість місяців установка працюватиме з повним навантаженням (підігрівати воду від мінімальної температури 5°C), а шість (у теплий період року) – з навантаженням 60 %. Отже, тоді середньорічний коефіцієнт навантаження складе $k_H = 0,8$, а річна витрата електроенергії

$$W_{ел} = k_H \tau N_{ел} = 0,8 \cdot 8760 \cdot 1645 \cdot 10^{-3} = 11526 \text{ тис. кВт}\cdot\text{год.}$$

Річні затрати на електроенергію при тарифі $c_{ел} = 0,46$ грн/(кВт·год)

$$C_{ел} = c_{ел} W_{ел} = 0,46 \cdot 11526 = 5302,0 \text{ тис. грн.}$$

Кількість виробленого тепла за рік складе

$$Q = Q_T \tau = 6469 \cdot 8760 \cdot 10^{-3} = 56670 \text{ тис. кВт}\cdot\text{год} = 48736 \text{ Гкал.}$$

Його вартість при тарифі $c_T = 350,0$ грн/Гкал дорівнюватиме

$$C_T = c_T Q = 350 \cdot 48736 \cdot 10^{-3} = 17058 \text{ тис. грн.}$$

Експлуатаційні витрати по теплоутилізаційній установці складаються, в основному, з вартості споживаної електроенергії та заробітної плати, річний фонд якої приймаємо $C_{зп} = 63$ тис. грн.

$$C_e = C_{ел} + C_{зп} = 5302 + 63 = 5365 \text{ тис. грн/рік.}$$

Річна економія за рахунок утилізації тепла складе

$$E = C_T - C_e = 17058 - 5365 = 11693 \text{ тис. грн/рік.}$$

Розрахунок вартості обладнання теплоутилізаційної установки наведений в табл. 2.7.

З урахуванням вартості будівель форсункових камер (10000 тис. грн), монтажних робіт (приймається рівною 35 % від загальної балансової вартості обладнання), транспортних витрат (7 % від загальної вартості обладнання) капітальні витрати по установці складуть $K = 41310,0$ тис. грн.

Таблиця 2.7 – Розрахунок вартості обладнання

Найменування обладнання	Одиниці вимірювання	Кількість	Вартість одиниці, тис. грн	Загальна вартість, тис. грн
Форсункові камери	шт.	5	80,0	400,0
Насоси	шт.	10	10,0	100,0
Теплові насоси	шт.	6	2500,0	15000,0
Електрообладнання	комплект	1	5000,0	5000,0
Трубопровідна траса	км	0,2	2000,0	400,0
Всього				20900,0
Невраховане обладнання (5 % от урахованого)				1149,5
Всього				22049,5

Розрахунок чистого дисконтованого доходу (ЧДД) і терміну окупності капітальних витрат на спорудження теплоутилізаційної установки наведений в табл. 2.8.

Таблиця 2.8 – Розрахунок ЧДД

Рік експлуатації установки	Балансова вартість установки BC_t , тис. грн	Амортизаційні відрахування AO_t , тис. грн	Річний вхідний грошовий потік $ДП_t$, тис. грн	Річний дисконтований вхідний грошовий потік, $ДДП_t$, тис. грн	Кумулятивний дисконтований вхідний грошовий потік $КДДП_t$, тис. грн	Чистий дисконтований дохід $ЧДД_t$, тис. грн
0	41310,3					-41310,3
1	31395,8	9914,5	21607,3	16679,0	16679,0	-24631,3
2	23860,8	7535,0	19227,8	11457,0	28136,0	-13174,3
3	18134,2	5726,6	17419,4	8012,0	36148,0	-5162,3
4	13782,0	4352,2	16045,1	5696,6	41844,6	534,3
5	10474,3	3307,7	15000,5	4111,1	45955,7	4645,4

Балансова вартість установки на кінець кожного року експлуатації визначається за формулою

$$BC_t = BC_{t-1} - AO_t,$$

де BC_{t-1} – балансова вартість установки на кінець попереднього року;

AO_t – амортизаційні відрахування в поточному році.

При цьому під первинною балансовою вартістю установки BC_0 розуміються капітальні затрати, які необхідно вкласти для її створення

$$BC_0 = K = 26164,0 \text{ тис. грн.}$$

Амортизаційні відрахування

$$AO_t = n_a BC_{t-1},$$

де n_a – норма річних амортизаційних відрахувань ($n_a = 0,24$).

Річний вхідний грошовий потік є сумою амортизаційних відрахувань і річної економії

$$ДП_t = AO_t + E.$$

Річний дисконтований вхідний грошовий потік

$$ДДП_t = КД_t \cdot ДП_t,$$

де $КД_t$ – коефіцієнт дисконтування.

Коефіцієнт дисконтування

$$КД_t = \frac{1}{[(1 + r_{\text{інф}})(1 + \alpha)]^t},$$

де $r_{\text{інф}}$ – темп інфляції (прийнятий 10 % на рік, тобто $r_{\text{інф}} = 0,1$);

α – дисконтна ставка (прийнята $\alpha = 0,165$).

Кумулятивний дисконтований вхідний грошовий потік за T років визначається за формулою

$$КДДП_T = \sum_1^T ДДП_t,$$

а чистий дисконтований дохід за формулою

$$ЧДД_T = КДДП_T - БС_0.$$

За результатами розрахунків (див. табл. 2.8) на рис. 2.11 побудовано графік зміни ЧДД за роками експлуатації установки.

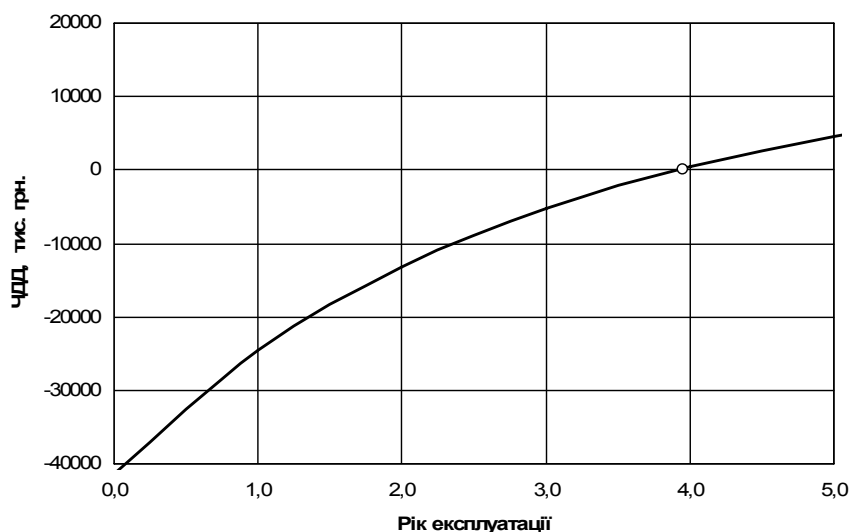


Рисунок 2.11 – Зміна ЧДД за роками експлуатації установки

З рисунку видно, що ЧДД стає позитивним через 3,95 роки експлуатації установки. Отже, термін окупності капітальних витрат на спорудження теплоутилізаційної установки складе 3,95 років.

2.4 Дослідження ефективності утилізації тепла турбокомпресорів

2.4.1 Основні схемні рішення з утилізації тепла турбокомпресорів

За схеми утилізації тепла турбокомпресорів розглядатимемо схеми отримання гарячої води шляхом прямого нагрівання її гарячим стиснутим повітрям, а також схеми теплонасосної та когенераційної технологій.

Схема утилізації тепла турбокомпресорних станцій шляхом прямого нагріву [16,17] наведена на рис. 2.12.

З метою підвищення температури утилізованого тепла і забезпечення охолодження стиснутого повітря до необхідних температурних норм у схемі передбачається застосування двосекційних повітроохолодників замість типових односекційних. При цьому секції повітроохолодників з'єднуються між собою таким чином: перша за ходом руху повітря – високотемпературна секція – включається в систему утилізації тепла, а друга, яка слугує для остаточного охолодження повітря, включається в звичайну типову систему охолодження.

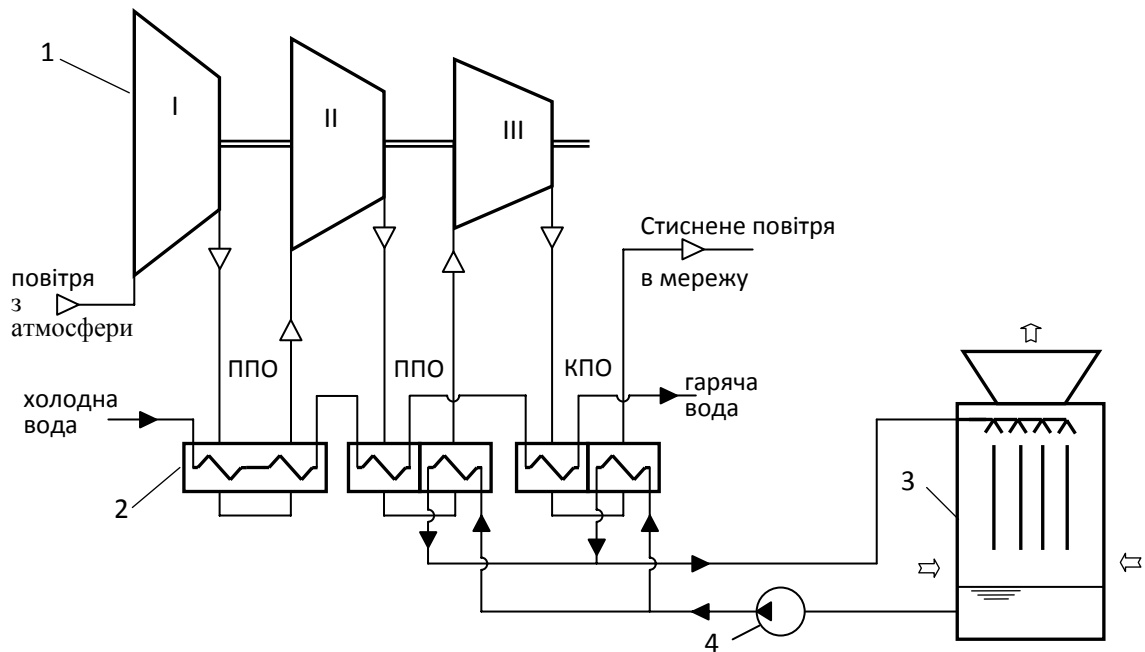


Рисунок 2.12 – Схема утилізації тепла турбокомпресорної станції шляхом прямого нагріву: ППО, КПО – відповідно проміжні і кінцевий повітроохолодники; 1 – турбокомпресор; 2 – повітроохолодник; 3 – градирня; 4 – насос

Високотемпературні секції, які першими сприймають теплоту потоку гарячого повітря, з'єднуються за потоком води послідовно. Низькотемпературні секції доохолоджувального контуру з'єднуються за водою паралельно. Вода контуру утилізації на вході в перший повітроохолодник може мати достатньо низьку температуру, тому доохолоджувальна секція в цьому повітроохолоднику може бути відсутня (як показано на рис. 2.12).

Схема теплонасосної утилізації тепла турбокомпресорних станцій наведена на рис. 2.13 [28].

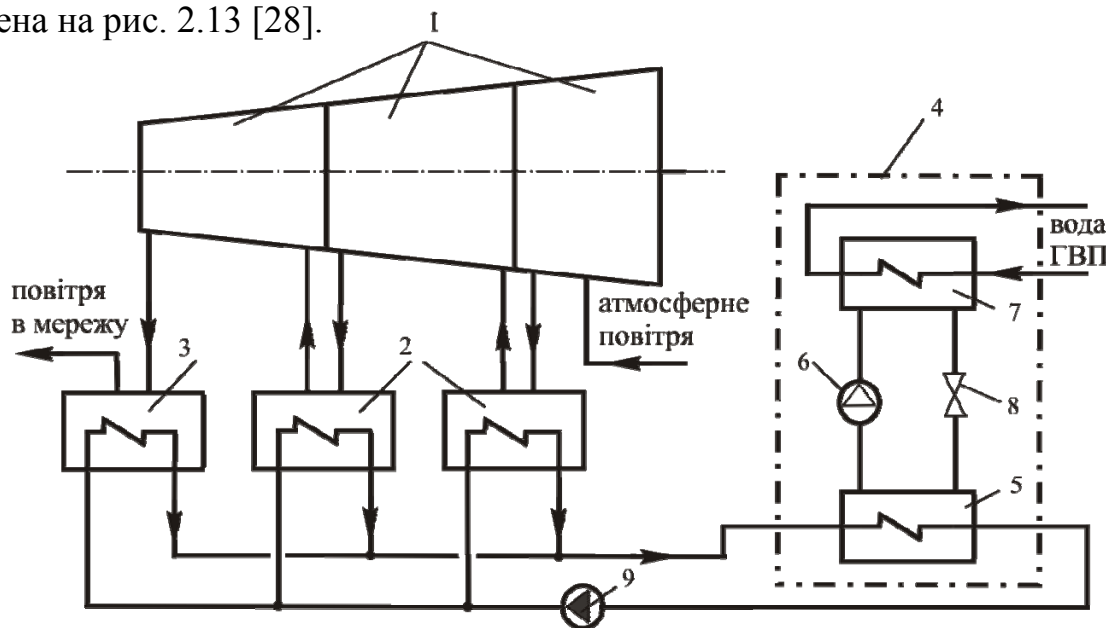


Рисунок 2.13 – Схема теплонасосної утилізації тепла турбокомпресорної установки: 1 – секції неохолоджуваних ступенів; 2, 3 – відповідно проміжні і кінцевий повітроохолодники, 4 – тепловий насос; 5 – випарник; 6 – компресор; 7 – конденсатор; 8 – дросель; 9 – водяний насос

Відповідно до наведеної схеми вода в системі охолодження турбокомпресора циркулює по замкнутому контуру, нагріваючись у повітроохолодниках компресора і охолоджуючись у випарнику теплового насоса. Тепло, відібране від цієї води, передається тепловим насосом високотемпературному джерелу – системі опалювання або гарячого водопостачання підприємства.

Схеми прямого нагріву і теплонасосної утилізації тепла компресорних установок дозволяють одержати енергію лише у вигляді тепла. На відміну від них схема когенераційної утилізації (рис. 2.14) передбачає одночасне виробництво електричної енергії і теплової з температурою, достатньою для використання в системі ГВП гірничих підприємств [5].

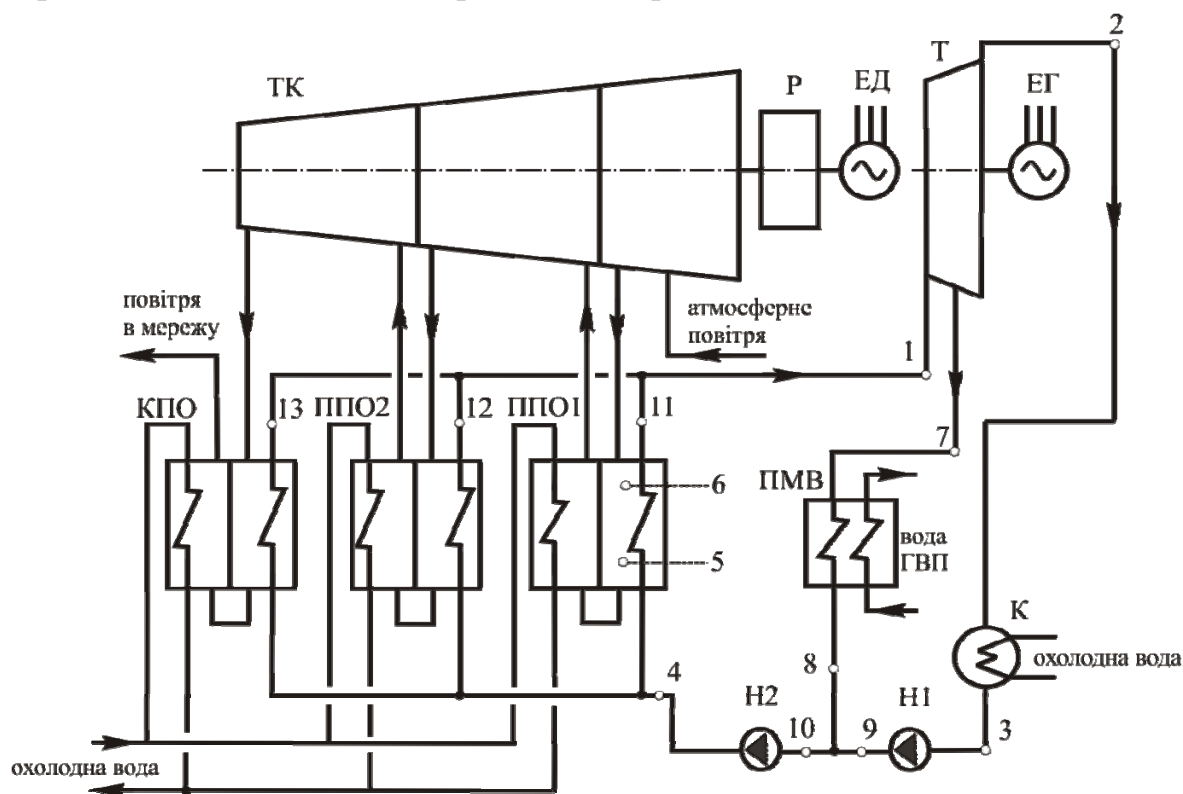


Рисунок 2.14 – Схема когенераційної утилізації тепла турбокомпресорів: ТК – турбокомпресор; Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор; ПМВ – підігрівач проточної води; К – конденсатор; Н1, Н2 – насоси низькокиплячого робочого тіла

Згідно з цією схемою компресорна установка має два контури охолодження стиснуваного повітря – утилізаційний (в якому циркулює НРТ) і доохолоджувальний, виконаний відповідно до типової схеми системи охолодження. При проходженні через теплоутилізаційні секції повітроохолодників, повітря віддає тепло НРТ, а в доохолоджувальних секціях – охолодній воді. Теплоутилізаційні секції повітроохолодників виконують роль парогенератора теплосилової установки (ТСУ), до складу якої входять також турбіна Т, конденсатор К, насоси Н1 та Н2 і підігрівач проточної води ПМВ. Цикл зміни стану НРТ в контурі його циркуляції зображений на

рис. 2.15. Верхня погранична крива, що показана на цьому рисунку, має нахил, характерний для фреону R142b. Номери характерних точок циклу відповідають номерам точок, показаним на схемі установки (див. рис. 2.14). НРТ поступає в теплоутилізаційні секції повітроохолодників в рідкій фазі (точка 4). Тут воно підігрівається до стану кипіння (точка 5), випаровується до стану сухої насиченої пари (точка 6) і може перегріватися. На рис. 2.14 показаний випадок пароутворення НРТ, коли на виході воно є сухою насиченою парою (тому точки 1 і 6 співпадають). В турбіні пара НРТ, розширяючись, виробляє механічну роботу, перетворювану на електричну енергію за допомогою електрогенератора (якщо цю турбіну насадити на вал турбокомпресора, то вироблена нею робота частково компенсуватиме роботу, затрачену приводним двигуном компресора).

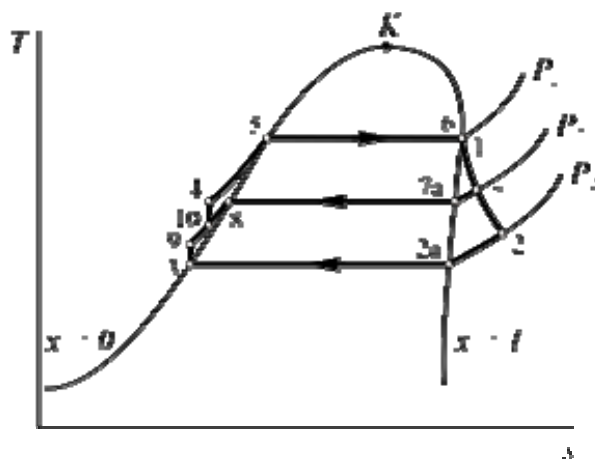


Рисунок 2.15 – Термодинамічний цикл ТСУ

Тиск пари на виході турбіни (в точці 2) визначається температурою його конденсації в конденсаторі. Щоб мати нагоду більш повно і гнучко використовувати теплоту, сприйняту НРТ в теплоутилізаційних секціях повітроохолодників, у схемі передбачена робота установки за циклом теплофікації. В цьому випадку частина пари відбирається з проміжного відбору турбіни і прямує в підігрівач мережної води системи ГВП. Тиск відбору (точка 7) визначається температурою конденсації пари НРТ в підігрівачі проточної води. Конденсат НРТ насосами Н1 і Н2 подається в теплоутилізаційні секції повітроохолодників. За відсутності необхідності в нагріві води системи ГВП і нульовій витраті пари в проміжному відборі турбіни установка працюватиме за чисто конденсаційним циклом (1-2-3-4-5-6-1), при якому вироблення електроенергії максимальне.

2.4.2 Математична модель формування режимів роботи турбокомпресора

Режим роботи турбокомпресора визначається точкою перерізу його витратної характеристики, тобто залежності кінцевого тиску стисненого

повітря p_k (або ступеня підвищення тиску компресора ε_k) від об'ємної витрати всмоктуваного повітря V , з характеристикою зовнішньої пневматичної мережі.

Характеристика турбокомпресора у цілому $\varepsilon_k = f(V)$ будується на основі газодинамічних характеристик окремих секцій неохолоджуваних ступенів (СНС) і повітроохолодників.

Характеристики i -ї СНС $\varepsilon_i = f_i(V_i)$ залежать від початкової температури повітря (на вході в секцію). Тому, при відмінності фактичної початкової температури від тієї, для якої дані паспортні характеристики, необхідно здійснити перерахунок паспортних характеристик СНС на фактичну температуру всмоктуваного повітря.

Для перерахунку приймаємо метод [16], згідно з яким в паспортному і відмінному від нього температурних режимах при однакових об'ємних витратах газу на вході в СНС має місце рівність повних (а також ефективних) напорів створюваних СНС.

Відповідно до цього методу ступінь підвищення тиску i -ї СНС, відповідний початковій температурі газу (на вході в секцію) $T_{\text{поч } i}$

$$\varepsilon_i = \left[\frac{T_{\text{поч пасп } i}}{T_{\text{поч } i}} \left(\varepsilon_{\text{пасп } i}^{\frac{k-1}{\eta_i k}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{\eta_i k}{k-1}}, \quad (2.18)$$

де $T_{\text{поч пасп } i}$ – паспортна початкова температура газу для i -ї СНС, К;

$\varepsilon_{\text{пасп } i}$ та η_i – паспортні значення ступеня підвищення тиску та політропного ККД i -ї СНС при витраті газу на вході в неї V_i ;

k – показник ізоентропи (для повітря $k=1,4$).

Якщо за паспортні газодинамічні характеристики СНС використовуються залежності $\varepsilon_i = f_i(V_i)$ і $\Delta T_i = f_i(V_i)$, де ΔT_i – приріст температури газу в i -ї СНС, то політропний ККД розраховується за формулами:

$$T_{\text{к пасп } i} = T_{\text{поч пасп } i} + \Delta T_i; \quad (2.19)$$

$$\tau_i = \frac{T_{\text{к пасп } i}}{T_{\text{поч пасп } i}}; \quad (2.20)$$

$$m_i = \frac{\ln \varepsilon_{\text{пасп } i}}{\ln \frac{\varepsilon_{\text{пасп } i}}{\tau_i}}; \quad (2.21)$$

$$\eta_i = \frac{m_i(k-1)}{(m_i-1)k}, \quad (2.22)$$

де $T_{\text{к пасп } i}$ – кінцева температура газу для i -ї СНС в паспортному режимі, К;

m_i – показник процесу стискування повітря в i -й СНС.

При розрахунках втрат тиску в повітроохолодниках орієнтуємося на втрати тиску в існуючих апаратах, гідравлічний опір яких $R_{\text{ПО}}$ визначаємо за даними про втрати тиску в них $\Delta p_{\text{ПО ном}}$ при номінальній масовій витраті $G_{\text{ПО ном}}$:

$$R_{\text{ПО}} = \frac{\rho_{\text{ср ном}} \Delta p_{\text{ПО ном}}}{G_{\text{ПО ном}}^2},$$

де $\rho_{\text{ср ном}}$ – середня густина повітря в апараті в номінальному режимі, кг/м^3 , визначається за формулою

$$\rho_{\text{ср ном}} = \frac{p_{\text{вх ном}}}{RT_{\text{ср ном}}},$$

де $p_{\text{вх ном}}$ і $T_{\text{ср ном}}$ – тиск повітря на вході в апарат і середня температура в ньому в номінальному режимі, Па і К відповідно;

$R=287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – газова стала для повітря.

При вказаних вище припущеннях розрахунок параметрів точок на характеристиках окремих СНС і турбокомпресора у цілому зводиться до наступного (початковими даними є паспортні газодинамічні характеристики СНС, значення паспортних температур повітря на вході в СНС, тиск атмосферного повітря, витрата і початкова температура охолоджувальної води на кожний повітроохолодник, а також характеристики повітроохолодників):

1) розраховується густина всмоктуваного повітря (на вході в першу СНС)

$$\rho_{\text{поч1}} = \frac{p_{\text{поч1}}}{RT_{\text{поч1}}},$$

де $p_{\text{поч1}}$ і $T_{\text{поч1}}$ – тиск і температура повітря на вході в першу СНС, Па і К відповідно;

2) приймається значення об'ємної витрати повітря V_1 на вході в першу СНС і розраховується масова витрата повітря

$$G = \rho_{\text{поч1}} V_1;$$

3) за паспортними газодинамічними характеристиками першої СНС $\varepsilon_{\text{пасп1}} = f_1(V_1)$ і $\Delta T_1 = f_1(V_1)$ для прийнятого значення витрати V_1 знаходяться значення ступеня підвищення тиску $\varepsilon_{\text{пасп1}}$ і приросту температури ΔT_1 ;

4) за формулами (2.19) – (2.22) розраховується кінцева температура повітря, показник процесу стискування m_1 і політропний ККД η_1 першої СНС;

5) за формулою (2.18) розраховується ступінь підвищення тиску повітря в першій СНС ε_1 , відповідній початковій температурі $T_{\text{поч1}}$;

6) визначаються кінцеві тиск і температура повітря для першої СНС (на виході з неї)

$$\begin{aligned} p_{\text{к1}} &= p_{\text{поч1}} \varepsilon_1; \\ T_{\text{к1}} &= T_{\text{поч1}} + \Delta T_1; \end{aligned}$$

7) за алгоритмом, наведеним нижче, в пункті 2.4.3, розраховується температура повітря на виході з першого проміжного повітроохолодника, тобто початкова температура для другої СНС $T_{\text{поч}2}$;

8) розраховуються середні температура і густина повітря в першому проміжному повітроохолоднику і визначаються втрати тиску в ньому:

$$T_{\text{ср} \text{ПО}1} = \frac{T_{\text{к}1} + T_{\text{поч}2}}{2};$$

$$\rho_{\text{ср} \text{ПО}1} = \frac{p_{\text{к}1}}{RT_{\text{ср} \text{ПО}1}};$$

$$\Delta p_{\text{ПО}1} = R_{\text{ПО}1} \frac{G^2}{\rho_{\text{ср} \text{ПО}1}};$$

9) визначається тиск повітря на вході в другу СНС

$$p_{\text{поч}2} = p_{\text{к}1} - \Delta p_{\text{ПО}1};$$

10) визначається густина повітря на вході в другу СНС

$$\rho_{\text{поч}2} = \frac{p_{\text{поч}2}}{RT_{\text{поч}2}};$$

11) розраховується об'ємна витрата повітря на вході в другу СНС

$$V_2 = \frac{G}{\rho_{\text{поч}2}}.$$

Далі виконуються аналогічні розрахунки (пункти 3 – 11) для другої і третьої СНС, і таким чином знаходяться параметри режиму роботи турбокомпресора для прийнятого значення витрати всмоктуваного повітря V_1 .

Виконавши розрахунки при різних значеннях V_1 , одержуємо низку відповідних їм значень V_2 , V_3 , а також ε_1 , ε_2 , ε_3 , тиску повітря на виході компресорної установки (на виході з кінцевого повітроохолодника) p_k , за якими будуються газодинамічні характеристики окремих СНС і турбокомпресора у цілому, що відповідають заданому температурному режиму охолодження повітря.

За побудованою характеристикою турбокомпресора $p_k = f(V_1)$ знаходяться значення витрати повітря V_1^* , яке відповідає заданому тиску p_k^* , і при цьому значенні розрахунками за описаним вище алгоритмом визначається газодинамічний і тепловий режими СНС і повітроохолодників.

2.4.3 Математична модель і алгоритм розрахунку режимів роботи повітроохолодників

Повітроохолодники турбокомпресорних установок К-250-61-5 являють собою кожухотрубні апарати, в трубному просторі яких протікає вода, а в міжтрубному – стиснене повітря. Розташування трубок в пучку – шахове. Зовнішня поверхня трубок має поперечне оребрення. Ребра – круглі, форма

поперечного перерізу – трапецієвидна. Матеріал трубок та ребер – мідь. Повітря рухається відносно трубок в поперечному напрямку.

Задача визначення режиму роботи повітроохолодника, або його окремих секцій (теплоутилізаційних чи доохолоджувальних) полягає у визначенні кінцевих температур повітря t_2 і води t_{w2} при заданих їх початкових температурах t_1 і t_{w1} та масових витратах G і G_w . Відомими є також геометричні параметри трубного пучка та оребрення трубок: довжина $L_{тр}$, внутрішній d_b та зовнішній d_3 діаметри трубок, поперечний s_1 та подовжній s_2 кроки їх розташування в пучку (рис. 2.16), кількість трубок в ряду в поперечному z_1 напрямку та кількість рядів трубок z_2 в подовжньому напрямку пучка, кількість ходів по воді n_{xw} , та по повітрю n_{xp} , висота h_p , середня товщина δ_p ребер, кут нахилу утворюючої конусу ребра α_p , крок оребрення s_{op} .

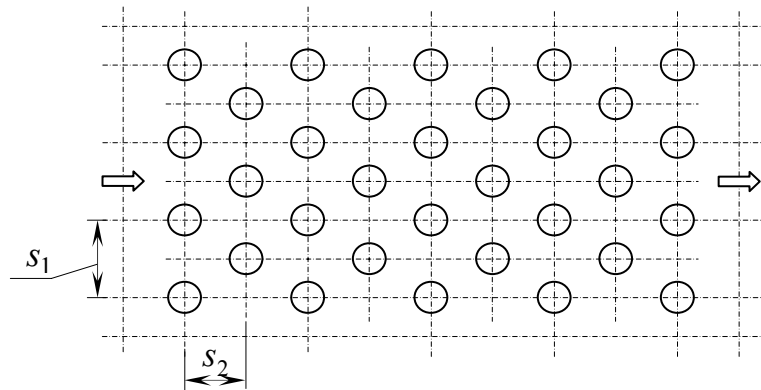


Рисунок 2.16 – Схема шахового пучка труб

Основними розрахунковими рівняннями є рівняння теплового балансу і теплопередачі повітроохолодника. Оскільки ці рівняння нелінійні, то задача розв'язується методом послідовних наближень. За межі $t_{2\min}$ і $t_{2\max}$ інтервалу, на якому знаходиться шукане значення t_2 , можна прийняти температуру повітря t_1 та температуру води t_{w1} на вході в повітроохолодник (чи його секцію), тобто

$$\begin{cases} t_{2\min} = t_{w1} \\ t_{2\max} = t_1 \end{cases} .$$

Приймається початкове наближення t_2 в прийнятому інтервалі

$$t_{2\min} < t_2 < t_{2\max} ,$$

після чого на основі рівняння теплового балансу розраховується тепловий потік Q у повітроохолоднику та температура води t_{w2} на виході з нього

$$Q = Gc_p(t_1 - t_2);$$

$$t_{w2} = \frac{Q}{G_w c_w} + t_{w1};$$

де c_p і c_w – ізобарна теплоємність повітря і теплоємність води, Дж/(кг·°С).

Інтерполяцією табличних даних при середніх температурах повітря і води знаходяться їх теплофізичні властивості: теплопровідність $\lambda_{\text{п}}$, динамічна в'язкість $\mu_{\text{п}}$ та число Прандтля $\text{Pr}_{\text{п}}$ повітря, густина ρ_w , теплопровідність λ_w , динамічна μ_w , кінематична ν_w в'язкість і число Прандтля Pr_w води.

Визначаються температурні напори на кінцях та середній температурний напір в апараті

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_1 - t_{w2}; \\ \Delta t_2 &= t_2 - t_{w1}; \\ \Delta t_{\text{ср}} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)}.\end{aligned}$$

Визначається швидкість w , число Рейнольдса Re_B для потоку води в трубках і коефіцієнт тепловіддачі α_B від внутрішньої поверхні трубок до води

$$\begin{aligned}w &= \frac{G_w n_{\text{хв}}}{\rho_w S_{w\text{тр}} n_{\text{тр}}}; \\ \text{Re}_B &= \frac{w d_B}{\nu_w}; \\ \alpha_B &= 0,021 \text{Re}_B^{0,8} \text{Pr}_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_B},\end{aligned}$$

де $S_{w\text{тр}}$ – площа внутрішнього перерізу однієї трубки, м^2 ;

$n_{\text{тр}}$ – кількість трубок в апараті.

Для розрахунку теплообміну в міжтрубному просторі можна застосувати методикою [30], яка дозволяє урахувати параметри оребрення трубок. Згідно з цією методикою так званий приведений коефіцієнт тепловіддачі від стисненого повітря, що рухається в міжтрубному просторі, до зовнішньої поверхні трубного пучка розраховується за формулою

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_3 \left(\frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{повн}}} E \psi + \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{повн}}} \right),$$

де α_3 – середній коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні трубок, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

$F_{\text{р}}$ – площа поверхні оребрення, м^2 ;

$F_{\text{тр}}$ – площа неоребреної частини зовнішньої поверхні трубок, м^2 ;

$F_{\text{повн}}$ – повна площа зовнішньої поверхні оребрених трубок, м^2 ;

E – коефіцієнт ефективності ребра;

ψ – поправка на зміну коефіцієнта тепловіддачі по висоті ребра.

Середній коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні трубок

$$\alpha_3 = \text{Nu}_3 \frac{\lambda_{\text{п}}}{l},$$

де Nu_3 – число Нуссельта для теплообміну в міжтрубному просторі;

l – характерний розмір трубного пучка, м.

За характерний розмір трубного пучка приймається величина

$$l = \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{повн}}} d_{\text{н}} + \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{повн}}} \sqrt{\frac{F'_{\text{р}}}{2n_{\text{р}}n_{\text{тр}}}},$$

де $F'_{\text{р}}$ – площа бокової поверхні всіх ребер (без урахування поверхні торців), м^2 ;

$n_{\text{р}}$ – кількість ребер однієї трубки.

Для труб з поперечним орєбренням

$$n_{\text{р}} = \frac{L_{\text{тр}}}{s_{\text{ор}}}.$$

Число Нуссельта для тепловіддачі від повітря до стінок трубного пучка

$$Nu_3 = A_1 c_{\beta} c_s k_{\text{ор}}^m Re_{3,l}^n Pr_{\text{п}}^{0,33}, \quad (2.23)$$

де A_1 і m – коефіцієнти, залежні від розташування труб в пучку (згідно з для шахових пучків $A_1 = 0,36$; $m = -0,7$);

c_s – коефіцієнт форми пучка;

c_{β} – коефіцієнт, що враховує кут атаки пучка (для розглянутих повітроохолодників можна прийняти рівним 1,0);

$Re_{3,l}$ – число Рейнольдса для потоку в міжтрубному просторі;

n – показник ступеня, рівний

$$n = 0,6 k_{\text{ор}}^{0,07},$$

де $k_{\text{ор}}$ – коефіцієнт орєбрення, який являє собою відношення площини повної зовнішньої поверхні теплообміну до площини зовнішньої поверхні неорєбраних гладких труб.

Коефіцієнт форми пучка для шахових пучків

$$c_s = \left(\frac{s_1 - d_3}{s'_2 - d_3} \right)^{0,1},$$

де s'_2 – діагональний крок пучка труб, визначуваний за формулою

$$s'_2 = \sqrt{\frac{s_1^2}{4} + s_2^2}.$$

Число Рейнольдса, що характеризує режим руху повітря в міжтрубному просторі

$$Re_{3,l} = \frac{Gl}{\mu_{\text{п}} S_3},$$

де S_3 – площа найвужчого живого перерізу потоку газу в міжтрубному просторі, м^2 .

Формула (2.23) застосовна в діапазоні чисел Рейнольдса $5000 \leq Re_{3,l} \leq 370000$.

Для круглих ребер коефіцієнт ефективності розраховується за формулою

$$E = E_{\text{прям}} \varepsilon_{\text{круг}},$$

де $E_{\text{прям}}$ – коефіцієнт ефективності для прямих ребер;

$\varepsilon_{\text{круг}}$ – поправний коефіцієнт.

Для прямих ребер прямокутного і трапецієвидного профілю коефіцієнт ефективності ребра розраховується за формулою

$$E_{\text{прям}} = \frac{\text{th}(\beta h'_p)}{\beta \cdot h'_p} \cdot \varepsilon_{\delta},$$

де h'_p – умовна висота ребра, м;

ε_{δ} – поправка на зміну товщини ребра;

β – параметр ребра, рівний

$$\beta = \sqrt{\frac{2\alpha_3}{\lambda_p \delta_p}},$$

де λ_p – теплопровідність матеріалу ребер, Вт/(м·°C).

Умовна висота ребра приймається рівною

$$h'_p = h_p + \frac{\delta_p}{2},$$

де h_p – фактична висота ребра, м.

Поправка на зміну коефіцієнта тепловіддачі за висотою ребра

$$\psi = 1 - 0,058 \beta h'_p.$$

Поправка, що враховує відмінність круглих ребер від прямих

$$\varepsilon_{\text{круг}} = 1 - \left[1 - \frac{1}{\text{ch}(\beta h_p)} \right] \cdot \frac{1 - \varepsilon_{0,1}}{0,9}.$$

де $\varepsilon_{0,1}$ визначається лінійною інтерполяцією даних табл. 2.9.

Таблиця 2.9 – Значення поправного коефіцієнта $\varepsilon_{0,1}$

$(d_3 + 2h'_p)/d_3$	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0
$\varepsilon_{0,1}$	1,0	0,86	0,77	0,66	0,58

Коефіцієнт теплопередачі апарата, віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну трубного пучка $F_{\text{вн}}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{d_{\text{в}}}{2\lambda_{\text{т}}} \ln \frac{d_3}{d_{\text{в}}} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}} \varphi_{\text{ор}}}},$$

де $\lambda_{\text{т}}$ – теплопровідність матеріалу трубок, Вт/(м·°C);

R_3 – термічний опір забруднень, м²·°C/Вт;

φ_{op} – коефіцієнт оребрення, визначуваний як відношення площини повної зовнішньої поверхні трубного пучка до площини внутрішньої поверхні трубок.

Тепловий потік з рівняння теплопередачі

$$Q_1 = kF_{вн} \Delta t_{ср}.$$

Якщо різниця значень теплового потоку, одержаних з рівнянь теплового балансу і теплопередачі $\delta(t_2) = Q - Q_1$ більша за задану, то значення температури t_2 уточнюється і описані вище обчислення повторюються.

2.4.4 Моделювання режимів турбокомпресора при утилізації тепла з метою отримання гарячої води за схемою прямого нагріву

Моделювання режимів роботи компресорної установки при утилізації тепла з метою отримання гарячої води за схемою прямого нагріву (див. рис. 2.12) здійснено для умов турбокомпресора К-250, паспортні газодинамічні характеристики СНС якого наведені на рис. 2.17.

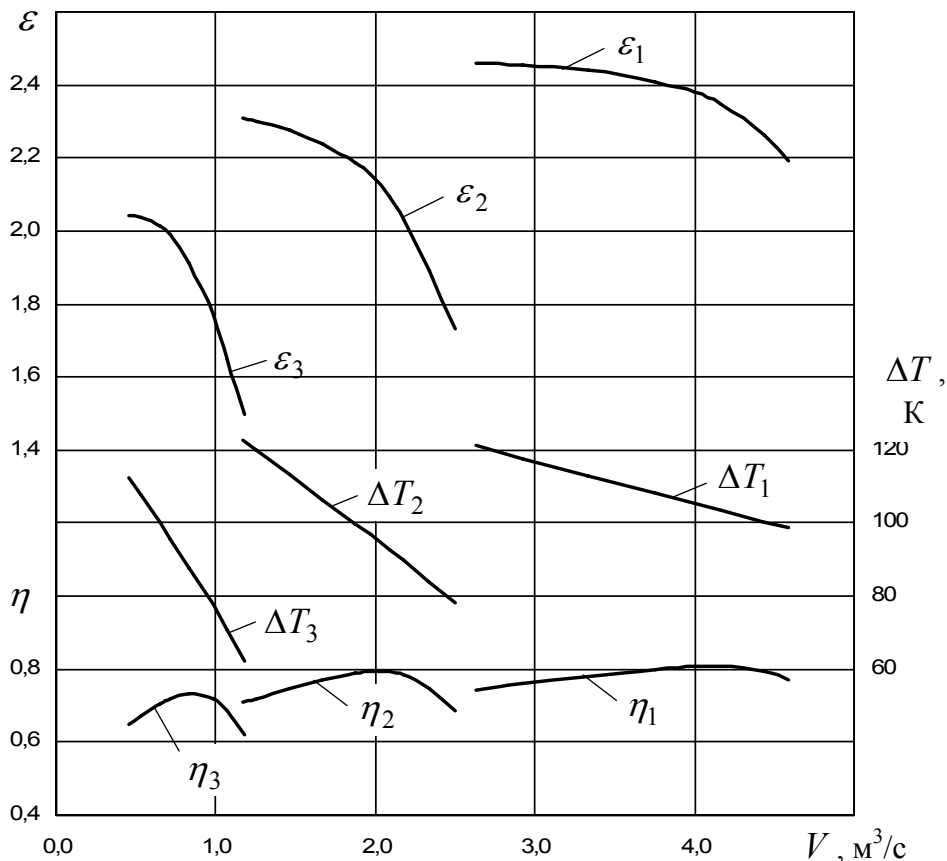


Рисунок 2.17 – Паспортні газодинамічні характеристики СНС турбокомпресора К-250-61-1 $\varepsilon_i = f(V_i, T_{поч\ пасп\ i})$, $\Delta T_i = f(V_i)$ і $\eta_i = f(V_i)$ при температурі повітря на вході в 1-у, 2-у і 3-ю СНС відповідно $T_{поч\ пасп\ 1} = 293$ К, $T_{поч\ пасп\ 2} = T_{поч\ пасп\ 3} = 305$ К

Прийнято, що повітроохолодники виконані на основі однотипних трубних пучків і відрізняються один від одного кількістю рядів труб поперек z_1

та вздовж потоку z_2 . Параметри, що характеризують компоновку повітроохолодників, наведені в табл. 2.10.

Таблиця 2.10 – Параметри компоновки повітроохолодників

Тип апарату	z_1	z_2	$n_{тр}$	n_{xw}	n_{xp}	R_3 , М ² ·°С/Вт	$R_{ПО}$, 1/М ⁴	Призначення в типовій схемі
1	44	18	792	6	1	0,00005	140,0	ППО1
2	22	18	396	6	1	0,0001	457,5	ППО2
3	22	36	792	6	1	0,0002	1124,9	КПО

За утилізаційну секцію повітроохолодника ППО1 в розглядуваній системі охолодження турбокомпресора (див. рис. 2.12) прийнятий апарат типу 1 (див. табл. 2.10), за утилізаційну і доохолоджувальну секції повітроохолодника ППО2 прийняті апарати типу 2; за утилізаційну секцію кінцевого повітроохолодника КПО прийнятий апарат типу 2, а за доохолоджувальну – апарат типу 3.

Геометричні характеристики трубного пучка: довжина $L_{тр} = 565$ мм, внутрішній та зовнішній діаметри трубок $d_b = 10$ мм та $d_n = 12$ мм, поперечний та подовжній кроки їх розташування в пучку $s_1 = 20$ мм $s_2 = 18$ мм, висота ребер $h_p = 3,6$ мм, середня товщина ребер $\delta_p = 0,6$ мм, кут нахилу твірної конусу ребра $\alpha_p = 5,25^\circ$, крок оребрення $s_{op} = 2,4$ мм.

За вихідні дані при моделюванні режимів установки прийняті також:

- початкова температура повітря $T_{поч1} = 293$ К;
- початкова температура води в контурі утилізації $t_{w_{ут\ поч}} = 18^\circ\text{C}$;
- початкова температура води в доохолоджувальному контурі $t_{w_{поч}} = 20^\circ\text{C}$;
- витрата води на доохолоджувальні секції повітроохолодників

$$G_{w_{дх2}} = G_{w_{дх3}} = 5,56 \text{ кг/с.}$$

Витрата води в утилізаційному контурі $G_{w_{ут}}$ варіювалася в діапазоні від 2,22 до 12,5 кг/с.

Основні результати моделювання наведені в табл. 2.11 та на рис. 2.18 і 2.19.

Крім введених раніше, в таблиці використані наступні позначення:

$Q_{ут}$ – утилізована теплова потужність;

$Q_{дх}$ – теплова потужність, відведена від стисненого повітря в доохолоджувальному контурі;

$N_{ел}$ – електрична потужність, споживана електродвигуном компресора;

$L_{ел}$ – питомі витрати електроенергії на вироблення 1 кг стисненого повітря.

Таблиця 2.11 – Основні результати моделювання режимів роботи турбокомпресорної установки при утилізації тепла

$G_{w_{ут}}$, кг/с	$t_{w_{утн}}$, °C	$t_{w_{утк}}$, °C	$Q_{ут}$, кВт	$Q_{дх}$, кВт	V_1 , м ³ /с	$L_{ел}$, кДж/кг	$N_{ел}$, кВт
2,22	18,0	101,2	775,1	576,8	4,225	302,15	1517,5
2,50	18,0	96,4	821,1	539,6	4,250	301,45	1523,0
2,78	18,0	92,0	861,0	507,4	4,272	300,88	1527,4
4,17	18,0	75,3	1000,4	393,9	4,333	299,17	1540,8
5,56	18,0	64,5	1083,4	325,9	4,365	298,31	1547,6
6,94	18,0	57,1	1138,5	280,7	4,383	297,79	1551,6
8,33	18,0	51,7	1177,7	248,5	4,397	297,45	1554,3
10,00	18,0	46,9	1212,1	220,2	4,407	297,15	1556,6
11,11	18,0	44,4	1230,0	205,5	4,413	297,01	1557,7
12,50	18,0	41,8	1248,3	190,5	4,418	296,86	1558,8

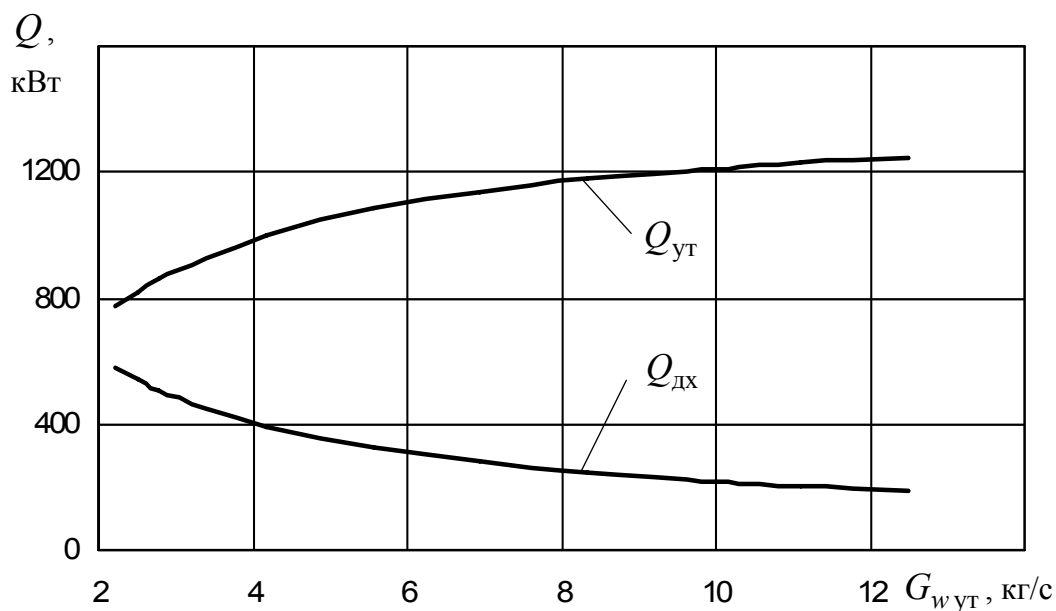


Рисунок 2.18 – Залежності теплових потужностей утилізаційного та доохолоджувального контурів від витрати води в утилізаційному контурі

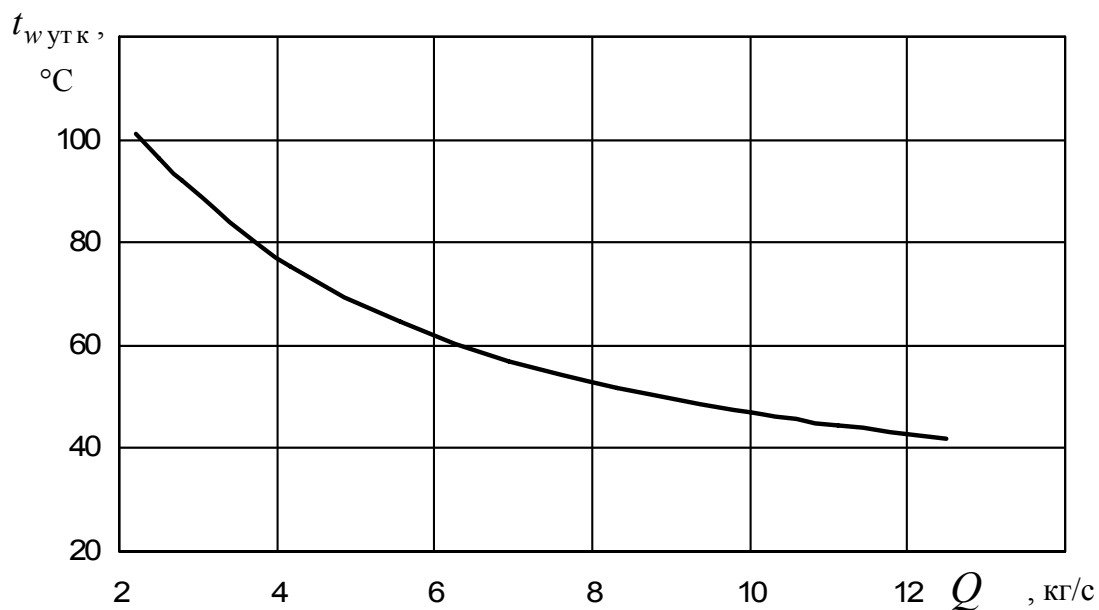


Рисунок 2.19 – Залежність кінцевої температури від витрати води в утилізаційному контурі

Результати моделювання показують, що, зменшуючи витрату води в утилізаційному контурі до 2,3 кг/с, в умовах турбокомпресора К-250 можна отримати гарячу воду з температурою понад 100°C, утилізуючи при цьому понад 800 кВт тепла, тобто біля 60 % всього тепла, що відводиться від стисненого повітря. При збільшенні витрати води в утилізаційному контурі кількість утилізованого тепла збільшується, але зменшується кінцева температура води в цьому контурі. Тим не менше, воду з температурою 42-45°C, необхідною для системи гарячого водопостачання підприємства, можна отримати в кількості 10,5-12,5 кг/с, утилізуючи при цьому до 1250 кВт тепла, тобто до 85 % всього тепла, що відводиться від стисненого повітря.

Аналіз також показує, що відсутність доохолоджувальної секції на першому ступені охолодження стиснутого повітря призводить до деякого зниження подачі компресора і підвищення питомих затрат електроенергії на виробку стиснутого повітря, але при витратах води в утилізаційному контурі понад 7,0 кг/с зміна цих показників вельми незначна, що надає підстави рекомендувати розглянуту схему охолодження компресора і утилізації тепла до практичної реалізації.

2.4.5 Дослідження ефективності теплонасосної утилізації тепла, що відводиться від стиснутого повітря

У типовій системі охолодження компресорів температура охолодженої води залежить від температури і вологості атмосферного повітря і не може бути меншою, ніж температура повітря за мокрим термометром. На відміну від типової системи, у разі застосування теплонасосної технології (див. рис. 2.13) температура охолодженої води може бути суттєво збільшена або знижена

відносно температури атмосферного повітря шляхом відповідного вибору параметрів і регулювання теплових насосів. Від температури охолодженої води залежать витрати енергії як на отримання стиснутого повітря, так і на трансформацію тепла в тепловому насосі, причому вплив даного показника на показники ефективності повітряного компресора і теплового насоса носить різноспрямований характер.

Тому в даному дослідженні за одну з основних задач було поставлене визначення таких температурних режимів контуру циркуляції охолодженої води, при яких досягається максимальна ефективність системи турбокомпресор – тепловий насос (ТКТН) у цілому.

Крім того, у зв'язку з дією тризонного часового тарифу оплати за спожиту електроенергію, з'ясувалося також питання про раціональну тривалість (раціональний період) роботи теплового насоса протягом доби.

За показники ефективності системи ТКТН були прийняті вартість вироблення 1 м^3 стиснутого повітря і прибуток від реалізації теплонасосної технології утилізації тепла Π .

При визначенні вартості виробки 1 м^3 стиснутого повітря враховувалися тільки ті елементи витрат, які залежать від температурного режиму контуру охолодної води, тобто вартість електроенергії, споживаної приводами турбокомпресора $C_{\text{ел. тк}}$ і теплового насоса $C_{\text{ел. тн}}$, вартість тепла, що виробляється, $C_{\text{т}}$, а також амортизаційні відрахування по теплонасосній установці $C_{\text{ам. тн}}$ у зв'язку з реконструкцією системи охолодження турбокомпресора. Відповідно до цього, вартість вироблення 1 м^3 стиснутого повітря:

$$c = \frac{C_{\text{ел. тк}} + C_{\text{ел. тн}} + C_{\text{ам. тн}} - C_{\text{т}}}{V_{\text{рік}}},$$

де $V_{\text{рік}}$ – об'єм виробленого стиснутого повітря за розглядуваний період (рік), м^3 .

Прибуток Π від реалізації теплонасосної технології утилізації тепла визначався різницею вартостей річного вироблення повітря за звичайною технологією і технологією з теплонасосною утилізацією тепла

$$\Pi = (c_{\text{зв}} - c_{\text{тн}}) V_{\text{рік}},$$

де $c_{\text{зв}}$ і $c_{\text{тн}}$ – вартість вироблення 1 м^3 стиснутого повітря за звичайною технологією і за технологією з теплонасосною утилізацією тепла, $\text{грн}/\text{м}^3$.

При заданій температурі охолодженої води на вході у повітроохолодники компресора (виході з випарника теплового насоса) t_{w1} задача розрахунку режимів роботи системи ТКТН розбивається на дві незалежні задачі – розрахунок режимів роботи турбокомпресора і теплового насоса.

Задача розрахунку режимів роботи турбокомпресора при заданому тиску повітря на вході і виході турбокомпресора, початковій температурі всмоктуваного повітря, витраті і температурі охолодженої води на вході у повітроохолодники t_{w1} зводиться до визначення температур охолодженої води і повітря на виході з повітроохолодників, температури охолодженої води на виході компресорної установки t_{w2} , тиску і температур повітря на виході секцій

неохолоджених ступенів (СНС), теплової потужності Q_x , що відводиться від стиснутого повітря, і електричної потужності, споживаної приводним двигуном компресора $N_{\text{ел.тк}}$. Розв'язання цієї задачі здійснюється аналогічно розглянутому вище, у пунктах 2.4.2 та 2.4.3.

Одержані в результаті розрахунку режиму роботи турбокомпресора величини t_{w2} і Q_x є початковими для розрахунку режимів роботи і енергетичних показників теплового насоса.

Задача розрахунку режимів роботи теплового насоса при заданих t_{w1} , t_{w2} , Q_x і температурі води t_{h2} , що готується для системи гарячого водопостачання підприємства, полягає у визначенні параметрів термодинамічного циклу, а також електричної потужності, споживаної приводним двигуном компресора теплового насоса $N_{\text{ел.тн}}$, теплопродуктивності теплового насоса Q_T і коефіцієнта трансформації тепла $k_{\text{тр}}$.

Моделювання режимів роботи системи ТКТН при різних температурах охолодної води t_{w1} , варійованої в діапазоні від 5 до 30°C, проводилося для турбокомпресора К – 250 при наступних умовах: тиск атмосферного повітря $p_0 = 0,1$ МПа; його температура $t_0 = 15^\circ\text{C}$; кінцевий тиск стиснутого повітря (абсолютний) $p_k = 0,9$ МПа; витрата охолодної води на кожний повітроохолодник $G_w = 11,0$ кг/с. Температура води, що віддається в систему гарячого водопостачання, була прийнята рівною $t_{h2} = 50^\circ\text{C}$; мінімальні температурні напори у випарнику і конденсаторі відповідно $\Delta t_{w2} = 5^\circ\text{C}$ і $\Delta t_{h2} = 5^\circ\text{C}$; ізоентропний ККД компресора теплового насоса $\eta_{s\text{тн}} = 0,75$, його механічний ККД $\eta_{m\text{тн}} = 0,97$, а ККД приводного електродвигуна $\eta_{\text{ел.тн}} = 0,94$; холодоагент – R134a. При розрахунку вартості споживаної електроенергії враховувалася оплата за тризонним часовим тарифом: при роботі в пільговий (нічний) період (тривалістю 7 годин) – 0,10898 грн/кВт·год, в напівпіковий період (10 годин) – 0,46462 грн/кВт·год, у піковий період (7 годин) – 0,78462 грн/кВт·год. Вартість тепла була прийнята рівною 350 грн/Гкал.

Дослідження питання про раціональну тривалість роботи теплового насоса протягом доби було проведено для режиму установки, що відповідає температурі охолодної води $t_{w1} = 20^\circ\text{C}$.

За результатами розрахунків на рис. 2.20 побудовано графіки залежностей вартості електроенергії, спожитої приводним електродвигуном теплового насоса $C_{\text{ел.тн}}$, вартості виробленого тепла C_T , амортизаційних відрахувань по теплонасосній установці $C_{\text{ам.тн}}$ і одержуваного прибутку Π від кількості годин τ роботи теплового насоса протягом доби. Перша 7-годинна ділянка графіків відповідає періоду дії пільгового тарифу. Друга ділянка тривалістю 10 год відповідає тарифу оплати за споживану електроенергію в напівпіковий період, а третій (тривалістю 7 годин) – тарифу оплати в піковий період завантаження електромережі.

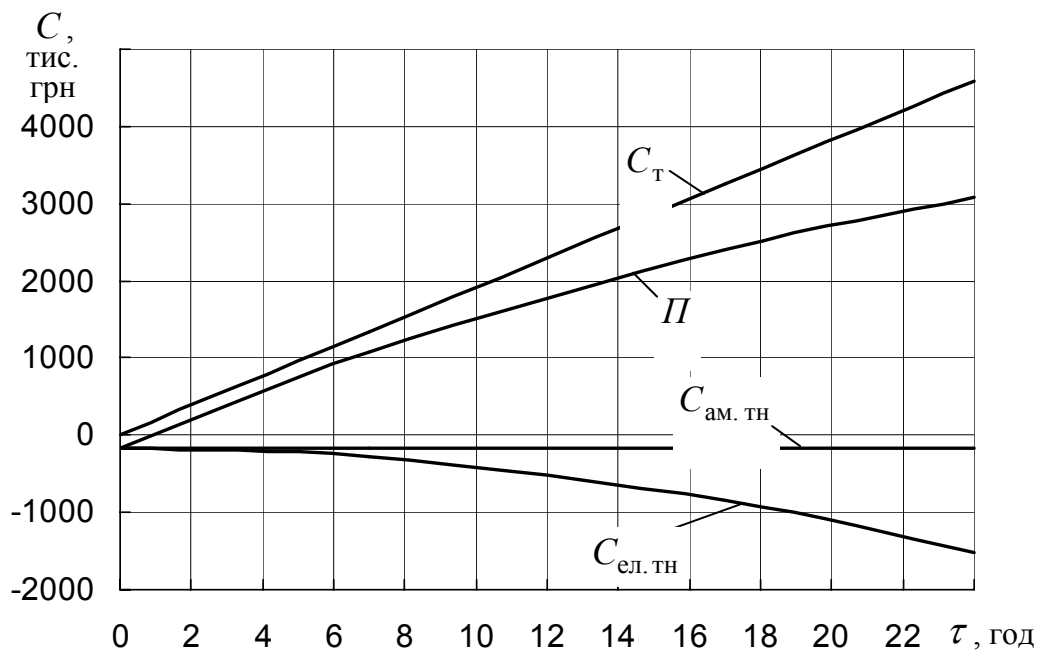


Рисунок 2.20 – Залежність вартісних показників теплонасосної утилізації тепла від кількості годин роботи установки за добу

З рис. 2.20 видно, що, не дивлячись на значну різницю в тарифах за спожиту електроенергію в пільговий і піковий періоди, зі збільшенням тривалості роботи теплового насоса прибуток, одержуваний від реалізації виробленого тепла, зростає і досягає найбільшого значення при цілодобовій роботі теплового насоса. Тому цілодобовий режим роботи теплового насоса слід визнати за найраціональніший.

Вплив температури охолодженої води t_{w1} на енергетичні і вартісні показники роботи системи ТКТН показано на рис. 2.21 – 2.23. При визначенні вартісних показників режим роботи теплового насоса приймався цілодобовим.

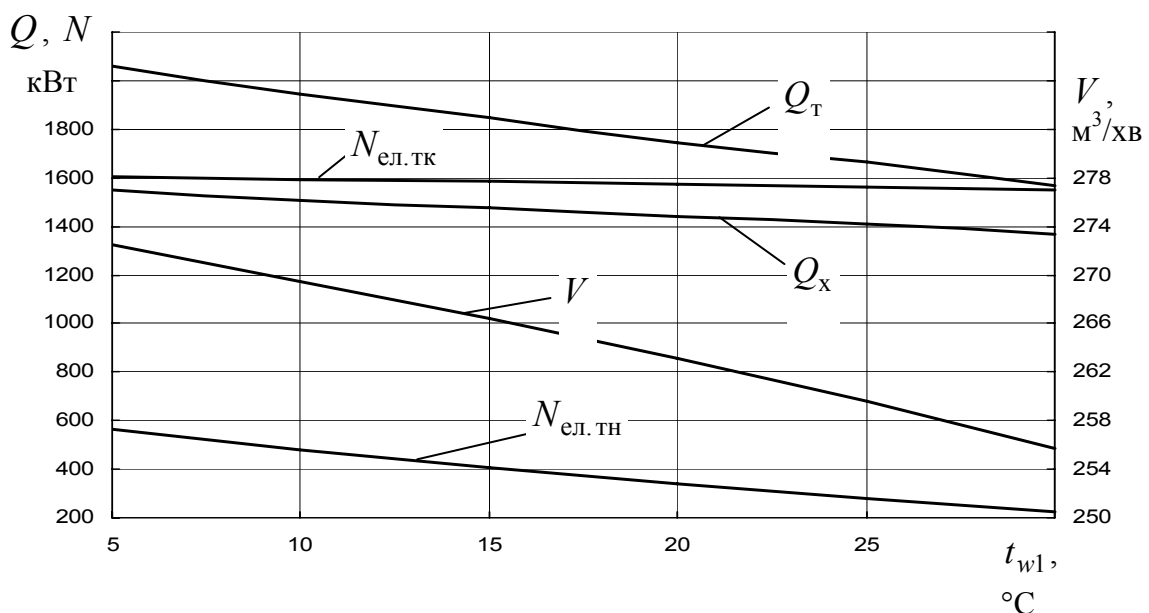


Рисунок 2.21 – Залежність енергетичних показників системи ТКТН від t_{w1}

На рис. 2.21 показано вплив t_{w1} на подачу повітряного компресора V і енергетичні показники системи ТКТН: теплопродуктивність теплового насоса Q_T , теплову потужність, що відводиться від охолодженого повітря Q_X , електричну потужність, споживану приводними двигунами компресора теплового насоса $N_{ел.тн}$ і повітряного турбокомпресора $N_{ел.тк}$. З рис. 2.21 видно, що при зниженні t_{w1} всі ці величини зростають. Зростання кількості тепла Q_X , що відводиться від стиснутого повітря, обумовлено більш глибоким його охолодженням і збільшенням подачі компресора V . У свою чергу, збільшення Q_X сприяє зростанню теплопродуктивності Q_T і електричній потужності $N_{ел.тк}$, споживаної приводом компресора теплового насоса. Зростання останньої значною мірою обумовлено також зниженням коефіцієнта трансформації тепла теплового насоса $k_{тр}$ при зниженні температури t_{w1} (рис. 2.22).

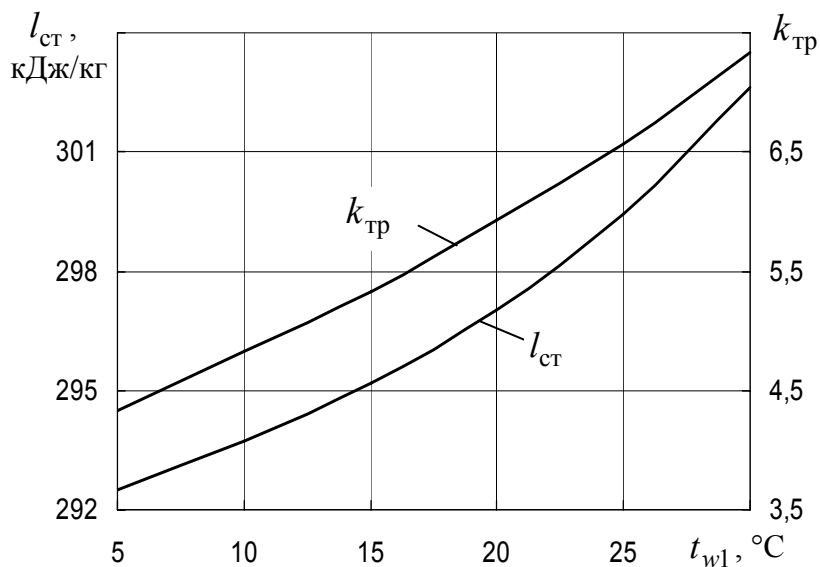


Рисунок 2.22 – Залежність показників енергетичної ефективності компресора і теплового насоса від t_{w1}

З рис. 2.22 також видно, що при зростанні температури низькопотенціального джерела тепла t_{w1} до 30°C коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса підвищується до 7,0, що є вельми високим значенням. Збільшення подачі повітряного компресора призводить також до деякого збільшення потужності $N_{ел.тк}$, споживаної його електродвигуном, хоча питомі витрати енергії $l_{ст}$, що припадають на 1 м^3 стиснутого повітря, при зниженні температури t_{w1} зменшуються. Величина утилізованої теплової потужності в умовах турбокомпресора К-250 складає 1400 – 1550 кВт, а теплопродуктивність теплового насоса – 1600 – 2100 кВт.

Вплив t_{w1} на ефективність отримання стиснутого повітря і роботу системи ТКТН наведено на рис. 2.23.

З рис. 2.23 виходить, що зі збільшенням t_{w1} вартість вироблення 1 м³ стиснутого повітря зменшується, а прибуток від роботи системи ТКТН зростає. Це говорить про те, що, не дивлячись на те, що зростання t_{w1} призводить до збільшення роботи турбокомпресора і зниження його продуктивності, прибуток від реалізації тепла, вироблюваного тепловим насосом, зростає, сприяючи зменшенню вартості отримання 1 м³ стиснутого повітря. Це дозволяє зробити висновок про доцільність застосування теплонасосної технології для утилізації тепла стиснутого повітря турбокомпресорів. Але при цьому слід пам'ятати, що прагнення підвищити t_{w1} і, відповідно, ефективність роботи теплового насоса, призводить до зменшення продуктивності турбокомпресора, що може позначитися на нормальній роботі споживачів стиснутого повітря.

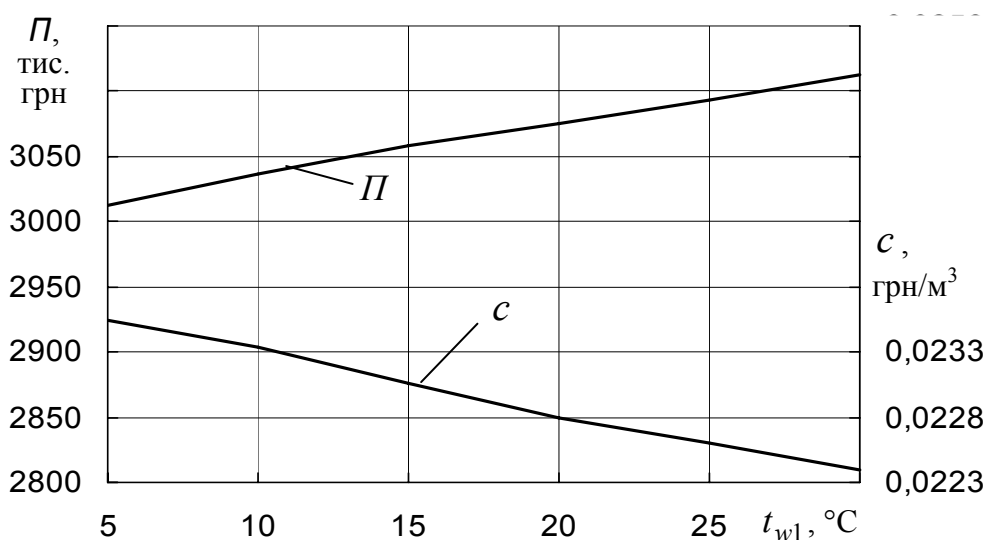


Рисунок 2.23 – Залежність прибутку P від роботи системи ТКТН і вартості вироблення 1 м³ стиснутого повітря c від t_{w1}

Таким чином, результати моделювання показують, що, якщо стиснуте повітря і тепло у вигляді гарячої води розглядати як рівноправні продукти, то можна рекомендувати здійснювати охолодження стиснутого повітря при більш високих температурах охолодженої води t_{w1} (до 30 – 35°C), ніж при охолодженні за типовою схемою. Але, оскільки основним призначенням компресорної установки є вироблення стиснутого повітря, то слід, мабуть, віддати перевагу таким режимам роботи установки, при яких температура охолодної води не була б вище, ніж у разі охолодження повітря за типовою схемою (тобто, при t_{w1} на рівні 25 – 30°C). Економічний ефект від застосування теплонасосної технології утилізації тепла в цьому випадку все одно значний – до 3,0 – 3,2 млн. грн на рік по одній установці на базі турбокомпресора К-250.

Ще однією важливою перевагою даної технології є замкнутість контуру циркуляції охолодженої води, що забезпечує відсутність утворення накипу на поверхнях теплообмінних трубок і призводить до суттєвого збільшення термінів міжремонтного обслуговування і зниження витрат на ремонт повітроохолодників.

2.4.6 Дослідження ефективності когенераційної утилізації тепла турбокомпресорів

У турбокомпресорній установці з когенераційною утилізацією тепла (див. рис. 2.14) можна виділити дві підсистеми: турбокомпресор і теплосилову установку (ТСУ). Основою математичної моделі формування режимів роботи ТСУ когенераційної схеми утилізації тепла є рівняння теплового і енергетичного балансу окремих елементів і установки в цілому, а також рівнянь, що описують стан і властивості НРТ. Для визначення параметрів НРТ можуть бути використані також діаграми стану і таблиці властивостей.

Параметри термодинамічного циклу ТСУ (див. рис. 2.15) визначаються температурою конденсації НРТ в конденсаторі t_{2a} , підігрівачами проточної води системи ГВП t_{7a} і обмеженнями на температурні графіки НРТ і повітря в теплоутилізаційних секціях повітроохолодників (рис. 2.24).

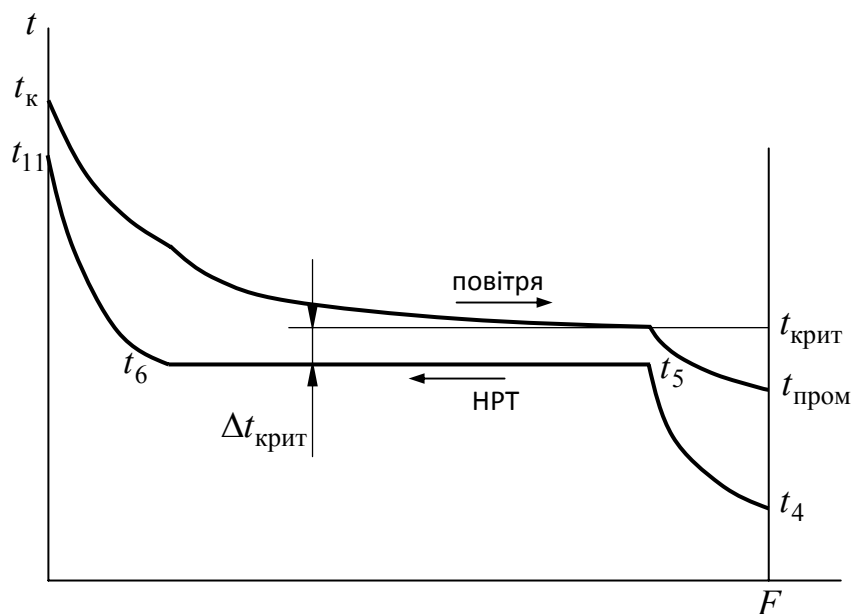


Рисунок 2.24 – Зміна температури повітря і НРТ в теплоутилізаційних секціях повітроохолодників

Математичний запис цих обмежень має вигляд:

$$\begin{aligned}
 t_4 &< t_{\text{пром}} - \Delta t_x; \\
 t_j &< t_{ki} - \Delta t_{\Gamma} \quad j = 11, 12, 13; \quad i = 1, 2, 3; \\
 t_5 &< t_{\text{крит}} - \Delta t_{\text{крит}};
 \end{aligned}
 \tag{2.24}$$

де t_j – температура НРТ в характерних точках схеми і термодинамічного циклу ТСУ (див. рис. 2.14 і 2.15), °С;

t_{ki} – температура повітря на виході з i -ї СНС, °С;

Δt_x , Δt_{Γ} і $\Delta t_{\text{крит}}$ – мінімально допустимі температурні напори на холодних, гарячих кінцях і в критичних перерізах теплоутилізаційних секцій

повітроохолодників (під критичним розуміють переріз, в якому температурний напір мінімальний), °С.

При визначенні параметрів НРТ в характерних точках циклу відомими є: масова витрата повітря G і його температура на виході з СНС $t_{к1}$, $t_{к2}$, $t_{к3}$ і на виході з теплоутилізаційних секцій повітроохолодників $t_{пром}$; температури конденсації НРТ t_{2a} і t_{7a} , мінімально допустимі температурні напори Δt_x , Δt_Γ і $\Delta t_{крит}$, температура перегріву пари перед турбіною $\Delta t_{пт}$, частка пари НРТ в проміжному відборі турбіни від загального потоку $a_{відб}$.

Відповідно до температурного режиму потоку повітря загальна Q і утилізована теплова потужність по кожному окремому повітроохолоднику $Q_{утi}$ і сумарна $Q_{ут}$ визначаються за формулами

$$Q = Gc_p(t_{к1} + t_{к2} + t_{к3} - t_{поч2} - t_{поч3} - t_k);$$

$$Q_{утi} = Gc_p(t_{ки} - t_{пром}); \quad i = 1, 2, 3;$$

$$Q_{ут} = \sum_{i=1}^3 Q_{утi},$$

де $c_p = 1005$ Дж/(кг·°С) – ізобарна теплоємність повітря.

Розташування точок 2а, 7а, 3 і 8 (рис 2.15) однозначно визначається температурами конденсації НРТ t_{2a} і t_{7a} . Ці точки знаходимо на перерізі ізотерм t_{2a} і t_{7a} з нижньою і верхньою пограничними кривими і визначаємо в них тиск $p_{2a} = p_3$, $p_{7a} = p_8$, а також питомий об'єм, ентальпію й ентропію НРТ.

Точка 9 лежить в області рідини. В ній тиск $p_9 = p_{7a}$. Нехтуючи стисливістю рідкого НРТ, знайдемо питому роботу насоса Н1:

$$l_{н1} = \frac{v_3(p_9 - p_3)}{\eta_n},$$

де $l_{н1}$ – питома робота насоса Н1, Дж/кг;

v_3 – питомий об'єм рідкого робочого тіла в точці 3, м³/кг.

η_n – ККД насоса.

Ентальпія в точці 9

$$h_9 = h_3 + l_{н1},$$

де h_3 і h_9 – ентальпія в точках 3 і 9, Дж/кг.

Тиск та ентальпія пари в точці 10:

$$p_{10} = p_{7a};$$

$$h_{10} = h_8 a_{отб} + h_9 (1 - a_{отб}).$$

Розташування решти точок залежить від тиску і температури пари перед турбіною, тобто від розташування точки 1. Ця точка, залежно від заданої величини $\Delta t_{пт}$, може знаходитися на верхній пограничній кривій (при $\Delta t_{пт} = 0$), або ж в області перегрітої пари (при $\Delta t_{пт} > 0$). Оскільки значення тиску і температури пари на лінії насичення зв'язані між собою однозначно, то задача

визначення розташування точки 1 при заданій величині перегріву пари зводиться до визначення однієї з них, наприклад тиску в точці 1 $p_1 = p_6 = p_5 = p_{max}$.

Подальший розрахунок здійснюється за наступним алгоритмом:

1) задаємося початковим наближенням p_{max} ;

2) на перерізі ізобари p_{max} з нижньою і верхньою пограничними кривими знаходяться точки 5 і 6, і в цих точках визначається температура й ентальпія НРТ;

3) з урахуванням перегріву пари НРТ перед турбіною $\Delta t_{пр}$ розраховується його температура в точці 1

$$t_1 = t_6 + \Delta t_{пр},$$

після чого на перерізі ізотерми t_1 з ізобарою $p_1 = p_{max}$ знаходиться точка 1, в якій визначаються ентальпія і ентропія НРТ;

4) знаходиться ентальпія h_{7s} в кінці ізоентропного розширення пари з точки 1 до тиску $p_7 = p_{7a}$ і розраховується ізоентропний перепад ентальпій в частині високого тиску (ЧВТ) турбіни

$$\Delta h_s = h_1 - h_{7s}.$$

Розраховується питома робота потоку пари в даному процесі розширення в ЧВТ турбіни і значення ентальпії НРТ в кінці цього процесу (точці 7)

$$l_{т1} = \Delta h_s \eta_{тs};$$

$$h_7 = h_1 - l_{т1},$$

де $\eta_{тs}$ – ізоентропний ККД турбіни.

За значенням тиску p_7 і ентальпії h_7 знаходиться точка 7 і визначається значення ентропії в цій точці.

5) Аналогічно пунктові 4 проводиться розрахунок процесу 7-2 – розширення пари в частині низького тиску (ЧНТ) турбіни – і знаходиться розташування і параметри точки 2, а також питома робота ЧНТ турбіни $l_{т2}$;

6) тиск в точці 4 приймається $p_4 = p_{max}$, питомий об'єм НРТ $v_4 = v_{10} = v_3$, після чого розраховується питома робота насоса Н2 і ентальпія НРТ в точці 4:

$$l_{н2} = \frac{v_3(p_4 - p_{10})}{\eta_n};$$

$$h_4 = h_{10} + l_{н2};$$

7) розраховується питома теплота, підведена до НРТ в теплоутилізаційних секціях повітроохолодників і витрата НРТ на турбіну

$$q_{ут} = h_1 - h_4;$$

$$G_{НРТ} = \frac{Q_{ут}}{q_{ут}};$$

8) розраховується температура повітря $t_{крит}$ в критичних перерізах теплоутилізаційних секцій повітроохолодників, теплова потужність, яку віддає

повітря при охолодженні від $t_{\text{крит}}$ до $t_{\text{пром}}$, і витрата НРТ $G_{\text{НРТ min}}$, при якій воно нагріється на даній ділянці апарата до температури кипіння:

$$t_{\text{крит}} = t_5 + \Delta t_{\text{крит}};$$

$$Q_{\text{крит}} = Gc_p(t_{\text{крит}} - t_{\text{пром}});$$

$$G_{\text{НРТ min}} = \frac{Q_{\text{крит}}}{h_5 - h_4};$$

9) визначаються параметри стану і витрата НРТ у вихідних перерізах теплоутилізаційних секцій повітроохолодників (в точках 11, 12 і 13).

При цьому спочатку значення температури у вказаних точках приймаються рівними максимально можливим значенням за умови виконання нерівності (2.24), тобто:

$$t_j = t_{\text{кi}} - \Delta t_{\text{T}}; \quad j=11, 12, 13; \quad i=1, 2, 3;$$

потім по цих температурах і тиску $p_j = p_{\text{max}}$ знаходиться ентальпія і розраховується витрата НРТ у вказаних j -х точках

$$G_{\text{НРТj}} = \frac{Q_{\text{утi}}}{h_j - h_4}.$$

Якщо

$$G_{\text{НРТj}} < G_{\text{НРТ min}},$$

то приймається

$$G_{\text{НРТj}} = G_{\text{НРТ min}}$$

і перераховується ентальпія НРТ в даних j -х точках

$$h_j = h_5 + \frac{Q_{\text{утi}} - Q_{\text{крит}}}{G_{\text{НРТj}}},$$

після чого знаходиться сумарна витрата НРТ на повітроохолоднику:

$$G'_{\text{НРТ}} = \sum_{i=1}^3 G_{\text{НРТi}}.$$

Набуте значення $G'_{\text{НРТ}}$ порівнюється зі значенням $G_{\text{НРТ}}$, яке було визначене в пункті 7. Якщо різниця між ними незначна, розрахунок тиску p_{max} закінчується; інакше приймається нове значення p_{max} і розрахунок повторюється, починаючи з пункту 2.

Після розрахунку параметрів НРТ в характерних точках циклу визначаються наступні енергетичні показники:

теплова потужність конденсатора

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{НРТ}}(1 - a_{\text{відб}})(h_2 - h_3);$$

теплова потужність підігрівача проточної води системи ГВП

$$Q_{\text{пмв}} = G_{\text{НРТ}} a_{\text{відб}}(h_7 - h_8);$$

внутрішня потужність турбіни

$$N_{\text{турб}} = G_{\text{НРТ}} l_{\text{T1}} + G_{\text{НРТ}}(1 - a_{\text{відб}}) l_{\text{T2}};$$

корисна потужність насосів

$$N_{\text{нас}} = G_{\text{НРТ}} l_{\text{н2}} + G_{\text{НРТ}} (1 - a_{\text{відб}}) l_{\text{н1}};$$

термічний ККД циклу

$$\eta_t = \frac{N_{\text{турб}} - N_{\text{нас}}}{Q_{\text{ут}}};$$

електрична потужність, що виробляється

$$N_{\text{ел}} = N_{\text{турб}} \eta_{\text{т мех}} \eta_{\text{ег}} - \frac{N_{\text{нас}}}{\eta_{\text{н мех}} \eta_{\text{ед}}};$$

ККД ТСУ з вироблення електроенергії

$$\eta_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{ел}}}{Q_{\text{ут}}};$$

коефіцієнт використання утилізованого тепла

$$\eta_{Q_{\text{ут}}} = \frac{N_{\text{ел}} + Q_{\text{ПМВ}}}{Q_{\text{ут}}};$$

сумарна теплова потужність доохолоджувальних секцій повітроохолодників

$$Q_{\text{охл}} = Gc_p (3t_{\text{пром}} - t_{\text{поч2}} - t_{\text{поч3}} - t_{\text{к}});$$

частка утилізованої теплової потужності від загальної теплової потужності, що відводиться від стискуваного повітря

$$a_{\text{ут}} = \frac{Q_{\text{ут}}}{Q};$$

ККД установки, що використовує тепло, з вироблення електроенергії

$$\eta_{\text{ел1}} = \frac{N_{\text{ел}}}{Q};$$

коефіцієнт використання загальної теплової потужності, що відводиться від стискуваного повітря

$$\eta_Q = \frac{N_{\text{ел}} + Q_{\text{ПМВ}}}{Q}.$$

Одним з основних параметрів, що визначають роботу теплоутилізаційної установки, є температура повітря, що виходить з теплоутилізаційних секцій повітроохолодників (температура проміжного охолодження $t_{\text{пром}}$), оскільки від цієї величини залежить кількість утилізованого тепла і термічний ККД циклу ТСУ. Важливими параметрами є також тиск p_1 і температура t_1 пари НРТ перед турбіною, різниця $\Delta t_{\text{пр}} = t_1 - t_6$, що визначає ступінь перегріву пари перед турбіною. Відомо, що вплив ступеня перегріву на роботу ТСУ залежить від вибору робочих тіл, а саме від характеру нахилу верхньої пограничної кривої фазової діаграми стану в T, s – координатах.

Тому для обґрунтованого вибору параметрів ТСУ необхідно дослідити вплив цих величин на енергетичні показники установки: величину електричної

потужності $N_{\text{ел}}$, що виробляється, термічний ККД η_t , коефіцієнт використання утилізованого $\eta_{Q_{\text{ут}}}$ і всього тепла, що відводиться від стисненого повітря η_Q .

Розв'язання цих задач здійснюємо на основі імітаційного моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки. При цьому за НРТ розглядаємо фреон R142b, для якого значення похідної температури по ентропії на верхній пограничній кривій $(dT / ds)_{\text{sat}} < 0$, і аміак NH_3 , для якого $(dT / ds)_{\text{sat}} > 0$, де dT – приріст температури, К; ds – приріст ентропії, Дж/(кг·К).

При моделюванні враховуємо ступінчатий характер зміни температури НРТ при нагріві і паротворенні у повітроохолодниках і відповідний графік зміни температури повітря, що гріє (див. рис. 2.24).

Початкову температуру охолоджуваного повітря в теплоутилізаційних секціях повітроохолодників визначаємо на основі моделювання характеристик і режимів роботи секцій неохолоджуваних ступенів турбокомпресора, здійснюваного відповідно до алгоритму, описаному у пункті 2.4.2. Розрахунок властивостей НРТ проводимо відповідно до методики, описаній в пункті 2.3.3.

За вихідні дані при моделюванні були прийняті:

- температура атмосферного повітря (на вході в першу СНС)
 $t_{\text{поч1}} = t_0 = 20^\circ\text{C}$;
- температура повітря на вході в другу і третю СНС, а також температура повітря після кінцевого повітроохолодника
 $t_{\text{поч2}} = t_{\text{поч3}} = t_{\text{к}} = 50^\circ\text{C}$;
- тиск атмосферного повітря $p_{\text{к}} = 0,1$ МПа;
- кінцевий тиск стиснутого повітря (абсолютний) $p_{\text{к}} = 0,9$ МПа;
- внутрішній ККД турбіни $\eta_t = 0,8$;
- механічний ККД турбіни $\eta_{\text{т мех}} = 0,97$;
- ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}} = 0,97$;
- ККД насосів $\eta_{\text{н}} = 0,7$;
- ККД електродвигунів насосів $\eta_{\text{ед}} = 0,97$;
- механічний ККД насосів $\eta_{\text{н мех}} = 0,97$;
- мінімальний температурний напір на гарячих кінцях повітроохолодників $\Delta t_{\text{к}} = 10^\circ\text{C}$;
- мінімальний температурний напір на холодних кінцях повітроохолодників $\Delta t_{\text{н}} = 10^\circ\text{C}$;
- мінімальний температурний напір в критичних перерізах повітроохолодників $\Delta t_{\text{крит}} = 5^\circ\text{C}$;
- температура конденсації НРТ в конденсаторі $t_{2a} = 30^\circ\text{C}$;
- температура конденсації НРТ в підігрівачі проточної води $t_{7a} = 55^\circ\text{C}$.

За НРТ розглядалися фреон R142b (хімічна формула – $\text{C}_2\text{F}_2\text{ClCH}_3$) і аміак R717 (хімічна формула NH_3).

Частка витрати пари в проміжному відборі турбіни $a_{\text{відб}}$ приймалася на рівні 0,0; 0,5 і 1,0.

Температура стиснуваного повітря, на виході з теплоутилізаційних секцій повітроохолодників (в проміжку між теплоутилізаційними і доохолоджувальними секціями) $t_{\text{пром}}$, варіювалася в діапазоні від 60 до 100°C, а перегрів пари НРТ перед турбіною $\Delta t_{\text{пг}}$ – від 0 до 20°C.

Основні результати дослідження наведені у вигляді графіків на рис. 2.25-2.28.

Вплив ступеня перегріву пари НРТ на величину вироблюваної електричної потужності, показаний на рис. 2.25.

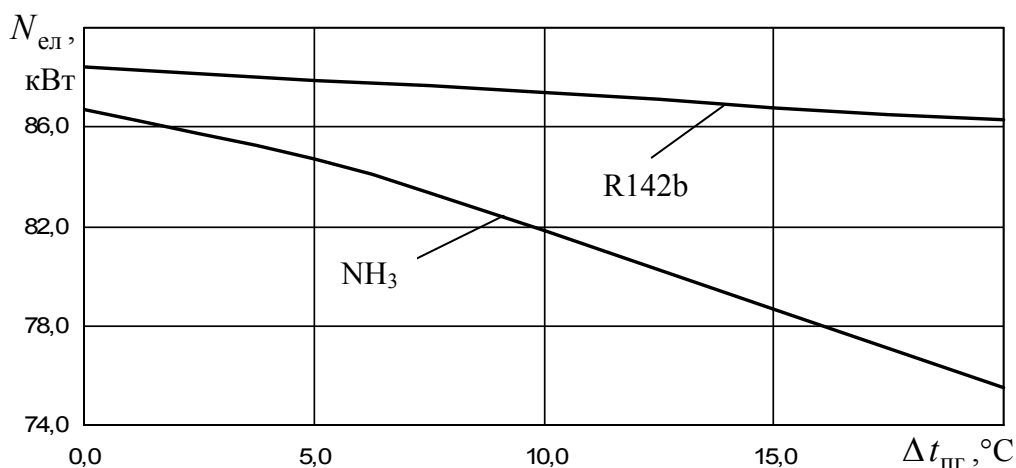


Рисунок 2.25 – Залежність електричної потужності, що виробляється, від температури перегріву пари НРТ на вході в турбіну

З рис. 2.25 видно, що як у разі роботи на фреоні R142b, так і у разі роботи на аміаку, збільшення перегріву пари не призводить до збільшення вироблюваної електроенергії, а навпаки – вироблювана електрична потужність зменшується. Це пояснюється обмеженістю потужності джерела тепла, що використовується, внаслідок чого при збільшенні перегріву зменшується температура кипіння НРТ і тиск пари перед турбіною. Тому при використанні за НРТ фреону R142b пару на вході в турбіну слід прийняти сухою насиченою, а при використанні аміаку – мінімально перегрітою – такою, щоб сухою насиченою вона була на виході з турбіни.

Вплив температури повітря на виході з теплоутилізаційних секцій повітроохолодників на величину утилізованої теплової потужності й ефективність її перетворення в електроенергію показаний на рис. 2.26 і 2.27.

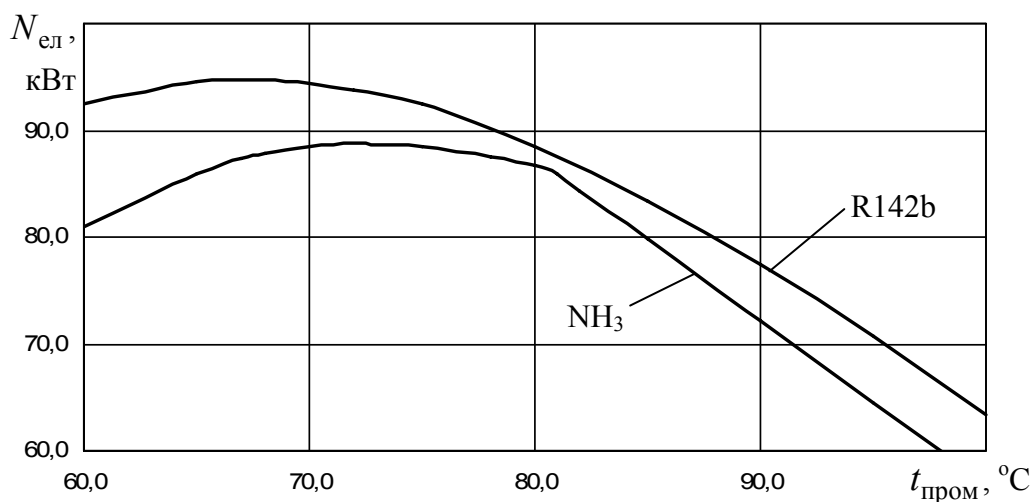


Рисунок 2.26 – Залежність вироблюваної електричної потужності від температури повітря на виході з теплоутилізаційних секцій повітроохолодників

З рис. 2.26 видно, що при роботі на фреоні R142b електрична потужність, що виробляється, вище, ніж при роботі на аміаку. Видно також, що залежність $N_{\text{ел}} = f(t_{\text{пром}})$ має максимум при певній величині $t_{\text{пром}}$. Наявність максимуму пояснюється протилежним впливом $t_{\text{пром}}$ на величину утилізованої теплової потужності, яка при зменшенні $t_{\text{пром}}$ збільшується, і ефективність її перетворення в електроенергію, яка, як впливає з рис. 2.27, при цьому зменшується.

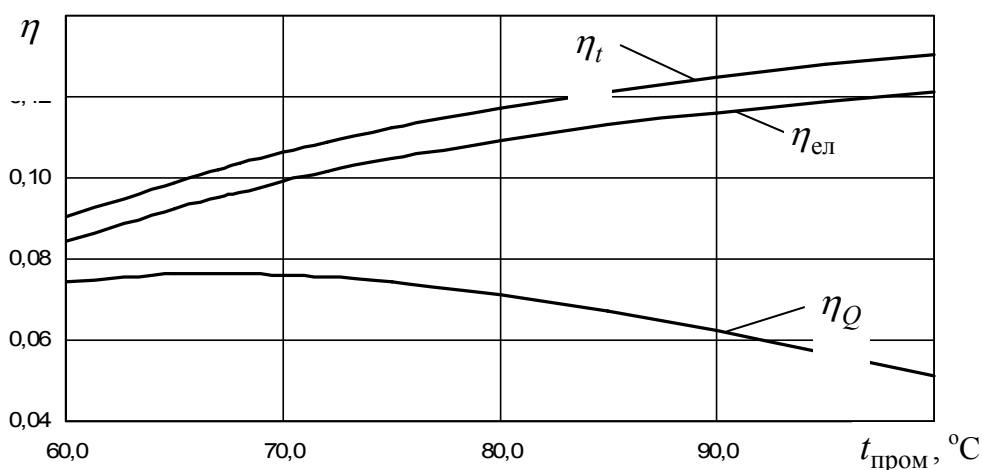


Рисунок 2.27 – Залежність ККД η_t , $\eta_{\text{ел}}$, η_Q від температури повітря на виході з теплоутилізаційних секцій повітроохолодників

На рис. 2.28 наведені графіки залежності ККД з вироблення електроенергії і коефіцієнта використання утилізованого тепла від частки пари в проміжному відборі турбіни $a_{\text{відб}}$, коли ТСУ працює за теплофікаційним циклом.

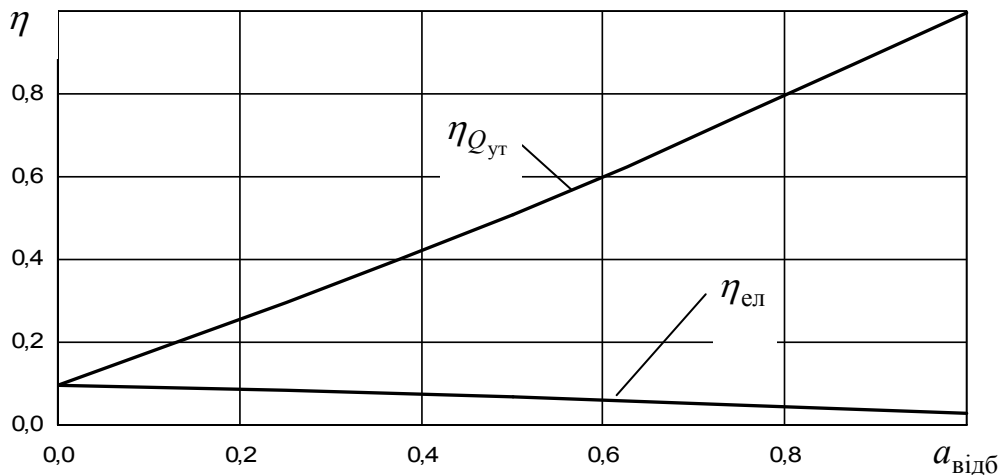


Рисунок 2.28 – Залежність ККД $\eta_{\text{ел}}$, $\eta_{Q_{\text{ут}}}$ від частки пари в проміжному відборі

З рис. 2.28 видно, що при збільшенні частки пари в проміжному відборі ККД установки з вироблення електроенергії дещо знижується, але за рахунок використання тепла в системі ГВП значно зростає загальна ефективність теплоутилізаційної установки.

Таким чином, на основі математичного імітаційного моделювання режимів роботи турбокомпресора К-250 і теплосилової установки встановлено, що:

- показники енергетичної ефективності теплоутилізаційної установки при використанні фреону R142b вище, ніж у разі роботи на аміаку, тому з цих робочих тіл переважним є R142b. Крім того, максимальний тиск в контурі для фреону R142b (1,33 МПа) буде значно нижче, ніж у випадку для аміаку (3,42 МПа);
- перегрів пари НРТ перед турбіною як при роботі на фреоні R142b, так і на аміаку призводить до зниження виробки електроенергії, тому пару на вході в турбіну у разі застосування фреону R142b слід прийняти сухою насиченою, а у разі застосування аміаку – мінімально перегрітою, настільки, щоб сухою насиченою вона була на виході з турбіни;
- залежності вироблюваної електричної потужності і коефіцієнта використання всієї кількості тепла, що відводиться від стиснутого повітря, від глибини охолодження повітря в утилізаційних секціях повітроохолодників має максимуми при значеннях температури повітря, що виходить з них 66–68°C, при цьому максимальна вироблювана електрична потужність, (при роботі ТСУ за конденсаційним циклом) складає 95 кВт; коефіцієнт використання утилізованого тепла дорівнює 0,0952, а всього тепла, що відводиться від стиснутого повітря, – 0,0763;
- при роботі установки за теплофікаційним циклом вироблювана електрична потужність, дорівнює 28 кВт, тепла потужність, що віддається в мережу ГВП, дорівнює 965 кВт, а коефіцієнти використання утилізованої і загальної кількості тепла дорівнюють відповідно 0,99 і 0,80.

На підставі виконаних досліджень можна рекомендувати застосування в ТСУ як робочої речовини фреон R142b, або інший з подібним нахилом верхньої пограничної кривої; за стан R142b перед турбіною приймати суху насичену пару з тиском 1,3 – 1,5 МПа; температуру повітря на виході з теплоутилізаційних секцій приймати на рівні 66 – 68°C; режим роботи ТСУ – за теплофікаційним циклом.

РОЗДІЛ 3

СТВОРЕННЯ ПРИНЦИПІВ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ПІДЗЕМНИХ ВОД ДЛЯ ОПАЛЕННЯ І ВОДОПОСТАЧАННЯ

3.1 Використання теплової енергії підземних вод

Підземні води є у багатьох місцях надр землі, вони мають достатньо стабільну температуру у діапазоні від 7 до 12 °С протягом всього року. З допомогою теплових насосів можна використовувати тепло підземних вод шляхом буріння свердловин. У свердловинах розміщують одно – чи багатоступеневі водяні насоси, які подають її у випарник ТН-установки. Охолоджена вода з випарника повертається через свердловини знову під землю. Забір і повертання води повинно відбуватись у напрямку підземного руху ґрунтових вод з метою виключення “байпасування” потоку. Між водозабірними і нагнітальними пристроями повинна додержуватись відповідна відстань, щоб виключити зниження температури води, що подається в ТНУ. Для невеликих об'ємів води (індивідуальне квартирне житло) відстань між подавальними і приймальними свердловинами повинна бути не менше 5 м. Підземна вода, залежно від конструкції системи, початкової температури води, охолоджується у випарнику ТНУ максимально на 5 °С. Для крупних теплових насосів необхідні витрати підземної води значно вищі, тому глибина і діаметр свердловин вище. Кількість водоподавальних і водоприймальних свердловин може бути від однієї до десятків. З метою виключення взаємного впливу, відстань між водозабірними і нагнітальними свердловинами повинна бути не менше 50 – 80 м, а відстань між однотипними свердловинами – не менше 30 – 50 м. Рекомендується виконувати свердловини реверсивними, тобто з можливістю перевертання водозабірної свердловини у нагнітальну через кожен рік експлуатації для очищення фільтрів, що встановлені перед глибинними насосами, зворотним потоком води. Підведення і відведення підземної води до теплового насоса мають бути захищені від замерзання і прокладатись з ухилом до свердловини.

Великим недоліком теплових насосів, що працюють на підземних водах, є висока вартість робіт з обладнання свердловин, підводу і відводу низько потенціальної теплоти. Окрім цього, залежно від якості підземних вод, необхідно передбачити заходи щодо захисту системи забезпечення низькотемпературного джерела теплоти від корозії і відкладень, особливо від окислів заліза та мулу. Необхідно врахувати вимоги, іноді досить жорсткі, місцевих адміністрацій у питаннях організації скидання стічних вод.

3.2 Основні параметри водопостачання й опалення від джерела підземних вод

У зимовий період виникає дефіцит теплової енергії у багатьох населених пунктах для опалення житлових і виробничих приміщень, а дефіцит

водопровідної води збільшується з кожним роком. Тому використання теплоти підземних вод для водопостачання і опалення на базі теплових насосів є актуальним завданням. Позитивним ефектом є те, що забезпечується можливість застосування очищеної води на виході із випарника ТНУ як питної води для споживання (рис. 3.1)

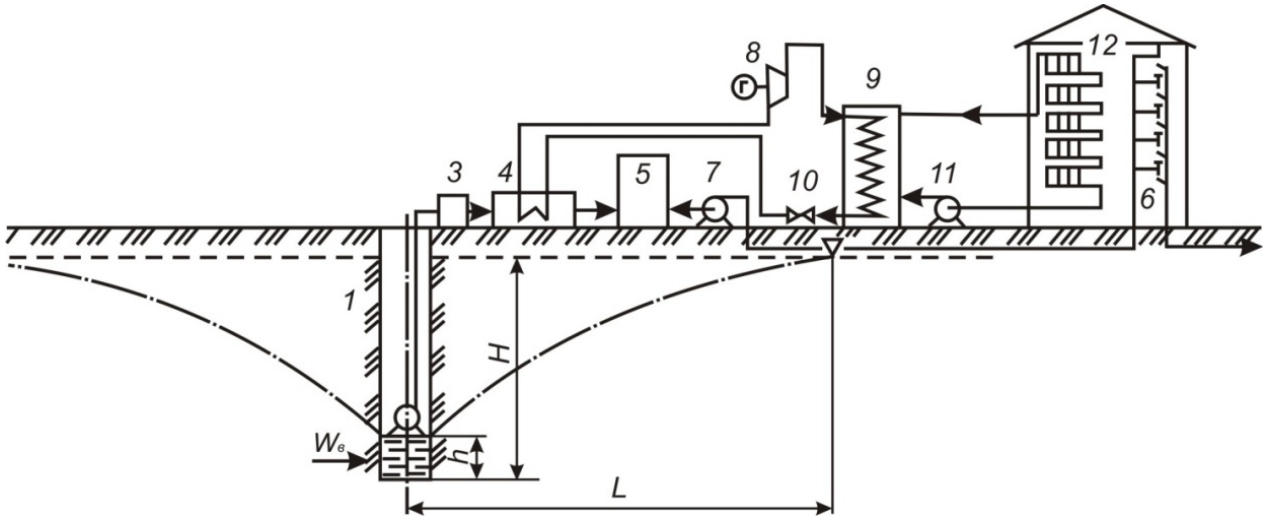


Рисунок 3.1 – Система опалення і водопостачання з використанням підземних вод: 1 – свердловина; 2,7,11 – насоси; 3 – модуль водоочищення; 4 – випарник ТНУ; 5 – бак; 6 – лінія водопостачання; 8 – компресор; 9 – конденсатор; 10 – дросельний вентиль; 12 – радіатори опалення

Насос 2 відкачує підземну воду із свердловини 1 і відправляє її в модуль очищення 3, далі у випарник 4, де підземна вода охолоджується приблизно з 14 до 4 °С, пізніше у бак 5 чистої води, яка подається у лінію водопостачання 6. Одночасно через випарник 4 циркулює холодний агент, який під впливом свого випаровування забирає теплоту від підземної води. Компресор 8 відкачує утворені пари холодильного агента (фреону) із випарника при тисковій насичення, стискає їх до тиску конденсації і направляє у конденсатор 9, де відбувається передача теплоти конденсації, яка витрачається на нагрівання води. Нагріта вода із конденсатора 9 подається у опалювальні пристрої 12 насосом 11 контуру теплового споживача

$$W_e = Q_e \cdot \rho_e, \quad (3.1)$$

де W_e – масові витрати підземної води, кг/с;

Q_e – об'ємні витрати підземної води, м³/с;

$$Q_e = \Pi(H^2 - h^2)\lambda / [\ln(L \cdot r)], \quad (3.2)$$

H – глибина свердловини, м;

h – потужність горизонту підземної води, м;

λ – прийняті значення коефіцієнта фільтрації, $\lambda = 10^{-5}$, $\lambda = 0,5 \cdot 10^{-5}$, $\lambda = 10^{-6}$, і відповідають таким типам шарів породи: супісок, суглинок, глина [28];

L – радіус депресійної воронки, м, $L = 3000(H - h)\lambda^{-2}$;

r – радіус свердловини, $r = 0,075; 0,150; 0,300$ м, приймається із [29];

ρ – щільність підземної води, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Теплова потужність, яка відбирається від потоку підземної води у разі теплового насоса:

$$N = W_g \cdot C_p \cdot \Delta t \quad (3.3)$$

C_p – теплоємність підземної води, $\text{кДж}/(\text{кг К})$;

Δt – гранична величина охолодження води у випарнику, приймається

$$\Delta t = t_g^{\text{вх}} - t_g^{\text{вих}} = 14 - 4 = 10^\circ\text{C}$$

$t_g^{\text{вх}}, t_g^{\text{вих}}$ – температура підземної води на вході і виході із випарника, $^\circ\text{C}$

Результати розрахунків наведені в табл. 3.1

Таблиця 3.1 – Розрахункові параметри теплової потужності N , об'ємних витрат підземної води Q_g і співвідношення радіусів L/r

Показники	$H = 100$ м			$H = 80$ м			$H = 60$ м		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III
$L, \text{ м}$	960	625	280	740	510	230	545	380	166
$r = 0,075$									
$N, \text{ кВт}$	1392	728	166	926	482	107	524	280	61
$\ln(L/r)$	9,5	9,1	8,3	9	8,7	8,2	9	8,6	7,8
$W_g \times 10^3, \text{ кВт}$	32	17,5	3,7	21	11,6	2,45	12,4	6,7	1,48
$r = 0,15$									
$N, \text{ кВт}$	1510	780	178	990	520	117	580	301	70
$\ln(L/r)$	8,7	8,31	7,6	8,5	8,15	7,4	8,1	7,78	7,1
$W_g \times 10^3, \text{ кВт}$	37	18,5	4,25	23,3	12,5	2,8	13,8	7	1,7
$r = 0,3$									
$N, \text{ кВт}$	1620	869	194	1078	572	125	662	335	77
$\ln(L/r)$	8	7,7	6,9	7,8	7,5	6,5	7,4	7,2	6,4
$W_g \times 10^3, \text{ кВт}$	38,5	20,5	4,7	24,9	13,7	3,1	15,8	8	1,9

Примітка: результати розрахунків виконані при $\lambda=10^{-5}$ (I), $\lambda=0,5 \cdot 10^{-5}$ (II), $\lambda=10^{-6}$ (III), $h = 5,2$ м

Прийmemo за випарник теплового насосу випарник моделі 320П, що має площу поверхні теплообміну $S=320 \text{ м}^2$ і коефіцієнт теплопередачі $\gamma = 0,5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ при температурному режимі $t = 6^\circ\text{C}$, що відповідає щільності теплового потоку $d = 3 \text{ кВт}/\text{м}^2$ [30].

Теплова потужність випарника 320П

$$N = d \cdot F = 3 \cdot 320 = 960 \text{ кВт} \quad (3.4)$$

Величина охолодження підземної води у випарнику

$$\Delta t = t_e^{ex} - t_e^{eux} = 14 - 4 = 10^\circ C$$

Згідно формули (3.4), визначимо необхідні витрати підземної води:

$$W = N / (C_p \cdot \Delta t) = 960 / (4,2 \cdot 10) = 22,9 \text{ кг/с}$$

Температура робочого агента (фреону), що кипить у випарнику, одержимо з рівняння [31].

$$D = C_e (t_e^{ex} - t_e^{eux}) / C_{min} (t_e^{ex} - T_\phi) \quad (3.5)$$

де D – термодинамічна ефективність (враховує співвідношення фактичного теплового потоку у даному теплообміннику до максимально можливого теплового потоку в ідеальному теплообміннику, який в нашому випадку відповідає теплообміннику протитечійного типу з нескінченно великою витратною теплоємністю холодильного агента, так як його температура у випарнику ТНУ не змінюється);

C_e – витратна теплоємність підземної води;

$$C_e = C_p W_e \quad (3.6)$$

C_{min} – мінімальна витратна теплоємність;

t_ϕ – температура киплячого фреону.

Враховуючи те, що для кожного випадку $C_e = C_{min}$, тоді

$$D = (t_e^{ex} - t_e^{eux}) / (t_e^{ex} - T_\phi) \quad (3.7)$$

звідсіля знайдемо:

$$T_\phi = t_e^{ex} - (t_e^{ex} - t_e^{eux}) / D,$$

де для випарника 320 ІП:

$$D = 1 - \exp[-\gamma F / (C_{(p)} \cdot W_B)] \quad (3.8)$$

З використанням значень $\gamma, F, C_{(p)}, W_B$ визначимо з рівняння (3.8) ефективність теплообмінника, яка дорівнює в кожному випадку $D=0,8$.

Результати розрахунку, які наведені у графічному вигляді (рис. 3.2) показують, що витрати підземної води з бурової свердловини знаходяться близько до квадратичної залежності від напору $G_{(e)} = H - h$, що пов'язано з ламінарним режимом вільного (під дією гравітації) руху підземних вод через розглядаємий шар порід. При цьому величина витрат води пропорційна коефіцієнту фільтрації при ламінарному режимі течії згідно з законом Дарсі, а вплив величини радіуса свердловини на величину витрат незначний. Наведені графіки дають можливість визначити, виходячи із заданої теплової потужності ТНУ, необхідну глибину бурової свердловини H при достатній глибині h і кількості свердловин у разі обмеження допустимої глибини однієї свердловини.

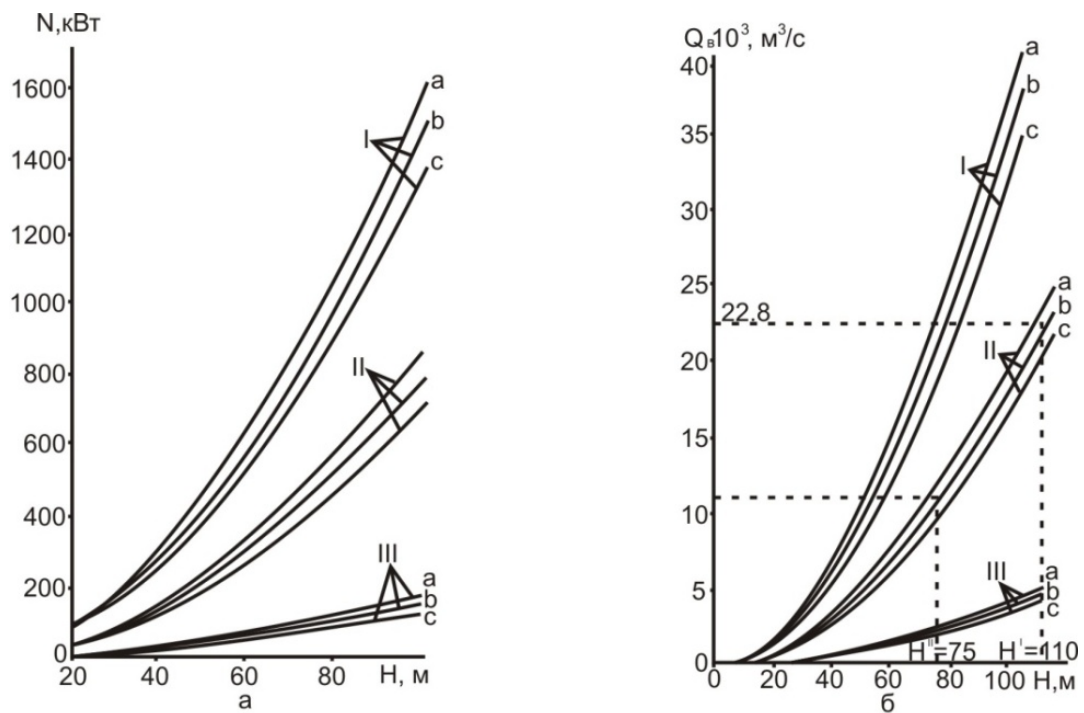


Рисунок 3.2 – Залежність теплової потужності N (а) і об'ємних витрат підземної води Q_v (б) від H при різних коефіцієнтах фільтрації λ , м/с: I – 10^{-5} (супісок); II – $0,5 \cdot 10^{-5}$ (суглинок); III – 10^{-6} (глина) і різних радіусах r , м: а = 0,3; б = 0,15; с = 0,075.

З рівняння (3.7) знаходимо температуру кипіння фреону у випарнику $t_{\phi} = 1,5$ °С і з графіка (рис. 3.2, б) знаходимо необхідну глибину бурової свердловини H при відомому рівні води в ній $h = 5$ м (що відповідає $Q_v = 22,9 \cdot 10^{-3}$ м³/с), яка забезпечує необхідні витрати води W_e .

Враховуючи характер шарів породи і геометричний розмір свердловини r знайдемо глибину свердловини H . Наприклад, для шару породи (суглинок), коефіцієнт фільтрації якого дорівнює $\lambda = 0,5 \cdot 10^{-5}$ [31], при радіусі свердловини $r = 0,15$ м бачимо, що для підтримання витрат підземної води на рівні $W_e = 22,9$ кг/с необхідно, щоб глибина першої свердловини була $H = 110$ м. У разі використання двох свердловин ($W_e = 11,4$ кг/с) необхідна глибина $H^{II} = 75$ м, а для трьох свердловин ($W_e = 7,6$ кг/с) глибина складе $H^{III} = 60$ м, тощо.

Коефіцієнт перетворення ϕ випарника теплонасосної установки визначимо з формули

$$\phi = q_k / A_{cm} \quad (3.9)$$

де q_k – теплота конденсації і перегріву пари;

A_{cm} – робота стиснення агенту;

Коефіцієнт перетворення можна також визначити з циклу ТНУ, відображеному на рис 3.3 з діаграми P-h.

Як холодильний агент для ТНУ, що вибирається за прийнятним тиском конденсації $P_k = 1,1 - 1,2$ МПа при температурі конденсації $t_k = 70$ °С, прийемо фреон-142 (R142).

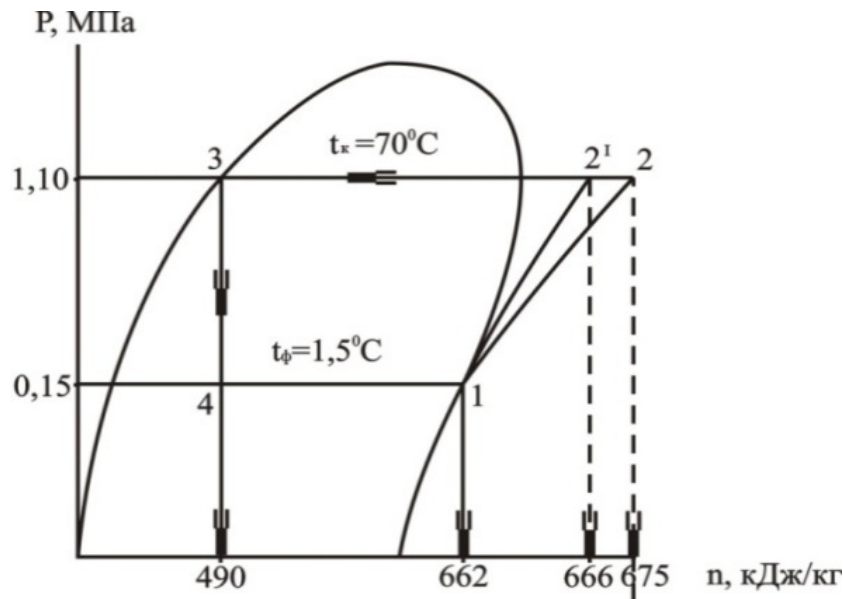


Рисунок 3.3 – Діаграма P-h циклу теплонасосної установки

На основі розрахунку циклу ТНУ для визначеного агента R-142 одержимо наступні значення: розрахункова температура кипіння агента складає $t_{\phi} = 1,5$ °C; температура конденсації R-142 $t_k = 70$ °C повинна забезпечити підігрівання води до $T = 65 - 68$ °C; коефіцієнт корисної дії компресора $\eta_k = 0,85$; лінія 3-4 відповідає умові $n = const$, лінія 1-2 – $S = const$; $\phi = (n_2 - n_3) / (n_2 - n_1) = (675 - 490) / (675 - 622) = 3,5$, де $n_2 - n_1 = (n_2^l - n_1) / \eta_k$.

Витрати холодильного агента

$$Q_0 = N / (n_1 - n_4) = 960 / (622 - 490) = 7,3 \text{ кг/с}$$

Теплова потужність конденсатора, яка передається у контур теплопостачання:

$$N_k = Q_0 / (n_2 - n_3) = 7,3 / (675 - 490) = 1350 \text{ кВт}$$

Електрична потужність електродвигуна компресора, яка втрачається на стискання фреону R-142

$$\Phi_e = Q_0 / (n_2 - n_1) = 7,3 / (675 - 622) = 390 \text{ кВт}$$

Теплова потужність випарника, який відбирає тепло від підземної води:

$$N_e = Q_0 / (n_1 - n_4) = 7,3 / (622 - 490) = 960 \text{ кВт}$$

Отже, значення теплової потужності випарника, яка визначена із циклу ТНУ і за формулами (3.3) і (3.4) співпадають, що підтверджує правильність розрахунків.

Потужність електродвигуна насоса 2 (рис. 3.1), що відкачує підземну воду із свердловини глибиною 110 м:

$$N_H^{110} = Q_0 \cdot \Delta P^{110} / (1000 \cdot \eta_k) = 0,0229 \cdot 11 \cdot 10^5 / (1000 \cdot 0,85) = 30 \text{ кВт}$$

де ΔP^{110} – перепад тиску, що відповідає $H^I = 110$ м, $\Delta P^{110} = 11 \cdot 10^5$ Па.

У разі використання трьох свердловин, необхідна глибина яких $H^{III} = 60$ м (рис. 3.3), сумарна потужність трьох електродвигунів складе

$$N_H^{60} = Q_0 \cdot \Delta P^{60} / (1000 \cdot \eta_k) = 0,0229 \cdot 6 \cdot 10^5 / (1000 \cdot 0,85) = 16 \text{ кВт}$$

Отже, у нашому випадку, використання декількох неглибоких свердловин дає можливість зекономити на витратах електроенергії для відкачування підземної води майже удвічі.

Визначимо кількість квартир k , які можна забезпечити теплом, якщо попередньо прийняти, що для опалення однієї квартири необхідна теплова потужність 3 кВт:

$$k = N_k / N_{кв} = 1350 / 3 = 450$$

що відповідає можливості опалення трьох 150-квартирних будинків.

Для оцінки економічної ефективності розглянутих пропозицій необхідно порівняти вартість традиційних тепло- і водопостачання із вартістю тепло- і водопостачання на основі вищенаведених пропозицій. Для цього розрахуємо сумарні річні витрати на виробництво тепла B_T^P і води B_B^P установкою з витратою підземної води $Q_0 = 22,9$ кг/с:

$$B_T^P = Z_T^P + C_T \Theta_H$$

$$B_B^P = Z_B^P + C_B \Theta_H$$

Z_T^P, Z_B^P – річні експлуатаційні витрати на вироблення тепла і води, дол. США;

C_T, C_B – вартість установки теплопостачання (включаючи вартість ТНУ і бурової свердловини з насосом) і водопостачання (включаючи водопідготовчу установку);

Θ_H – нормативний коефіцієнт амортизації (приймаємо $\Theta_H = 0,1$).

Річні експлуатаційні витрати на виробництво тепла

$$Z_T^P = N_{ел}^T \cdot C_{ел}^T \cdot T_{річн} + 12 n_{люд}^T \cdot Z_{люд} = 420 \cdot 0,02 \cdot 8760 + 12 \cdot 5 \cdot 200 = 74800 \text{ дол/рік}$$

де $N_{ел}^T = \Phi_e + N_H = 390 + 30 = 420 \text{ кВт}$;

$C_{ел}^T$ – вартість 1 кВт·год (0,02);

$T_{річн}$ – кількість годин роботи упродовж року, $T_{річн} = 8760$ годин;

$n_{люд}^T$ – кількість людей, які обслуговують установку, $n_{люд}^T = 5$;

$Z_{люд}$ – заробітна плата однієї людини в місяць, $Z_{люд} = 200$ дол. США

Сумарні річні витрати на установку теплопостачання, дол/рік:

$$B_T^P = Z_T^P + C_T \Theta_H = 74800 + 0,1 \cdot 5 \cdot 10^5 = 125 \cdot 10^3 \text{ дол/рік}$$

Тоді питомі витрати $B_{ТП}^P$ на вироблення тепла складуть:

$$B_{ТП}^P = B_T^P / (N_k \cdot T_{річн}) = 125 \cdot 10^3 / (1350 \cdot 8760) = 1,05 \cdot 10^{-2} \text{ дол/кВт} \cdot \text{г} = 3 \text{ дол/МДж}$$

Річні експлуатаційні витрати на виробництво водопровідної води, дол/рік:

$$Z_B^P = N_{ел}^B \cdot C_{ел}^B \cdot T_{річн} + 12 n_{люд}^B \cdot Z_{люд} = 30 \cdot 0,02 \cdot 8760 + 12 \cdot 5 \cdot 200 = 17250 \text{ дол/рік}$$

де $N_{ел}^B$ – потужність електродвигуна водопідготовчої установки, $N_{ел}^B = 30$ кВт.

Сумарні річні витрати на установку водопостачання, дол/рік:

$$B_B^P = Z_B^P + C_B \Theta_H = 17250 + 0,1 \cdot 5 \cdot 10^5 = 272500 \text{ дол/рік}$$

Тоді питомі витрати $B_{ВВ}^P$ на вироблення водопровідної води, дол/м³:

$$B_{BB}^P = 3_{BB}^P / (Q_B^P \cdot C_e^B \cdot T_{рiчн}) = 272500 / (22,9 \cdot 3,6 \cdot 8760) = 0,038 \text{ дол} / \text{м}^3$$

Економічний ефект від теплопостачання на основі вищенаведеної технології використання підземних вод складе, дол/рік:

$$E_T^P = (B_{TK}^P - B_{ТП}^P) N_K \cdot T_{рiчн} \cdot C_{ел}^T = (5 - 3) \cdot 1350 \cdot 8760 \cdot 3,6 = 81 \cdot 10^3 \text{ дол} / \text{рік}$$

B_{TK}^P – вартість теплопостачання від котельної, $B_{TK}^P = 5$ дол/МДж.

Економічний ефект від водопостачання за наведеним методом за рік, дол/рік:

$$E_B^P = (B_{BK}^P - B_{BB}^P) N_K \cdot T_{рiчн} \cdot C_{ел}^B = (0,100 - 0,038) \cdot 22,9 \cdot 3,6 \cdot 8760 = 43 \cdot 10^3 \text{ дол} / \text{рік}$$

B_{BK}^P – вартість водопровідної води, $B_{BK}^P = 0,1$ дол/м³.

Економія від водопостачання за період T експлуатації установки, дол:

$$\Delta B_B = E_B^P \cdot T = 43 \cdot 10^3 \cdot 10 = 430 \cdot 10^3 \text{ дол}$$

а економія від теплопостачання за термін експлуатації установки

$$\Delta B_T = E_T^P \cdot T = 81 \cdot 10^3 \cdot 10 = 810 \cdot 10^3 \text{ дол}$$

Загальна економія від використання установки тепло- і водопостачання на підземних водах за час її експлуатації:

$$\Delta B_B = \Delta B_T + \Delta B_B = 810 \cdot 10^3 + 430 \cdot 10^3 = 1,24 \cdot 10^6 \text{ дол}$$

Таким чином, тепло- і водопостачання від джерела підземних вод показує достатньо високу економічну ефективність даного методу практичного використання. Це особливо актуально для населених пунктів, які визначаються циркуляцією підземних вод поблизу поверхні землі. Одночасно з виробленням тепла і водопровідної води запропонований метод дозволяє запобігти підтопленню жилих будинків і підприємств приповерхневими водами, особливо в період паводка, що дає додатковий економічний ефект.

РОЗДІЛ 4

ГЕОТЕРМАЛЬНІ СИСТЕМИ ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГОНОСІВ

4.1 Геотермальна енергія – великий ресурс надр Землі

Тепло Землі єдиний енергоресурс, раціональне освоєння якого дозволяє здешевити корисну енергію порівняно з сучасною паливною енергетикою [32].

Геотермальні ресурси пов'язані як з природними динамічними носіями теплової енергії надр – геотермальними водами (пароводяні суміші, пара, вода), так із практично безводними (водонепроникними) нагрітими гірськими породами. Ресурси першого виду називають гідротермальними, другого – петротермальними.

За прогнозними оцінками термальні води, що мають в основному температуру 40 – 80 °С розподілені в Україні (Крим, Карпати і ін. райони), Північному Кавказі, Казахстані, Середній Азії, Грузії, Азербайджані. Запаси пароводяної суміші з температурою 150 – 250 °С знаходяться на Камчатці, Курильських островах, Узбекистані, Киргизії.

Існує декілька способів виведення глибинного тепла на поверхню: буріння свердловин у розрахунок на вихід пароводяної суміші; закачування холодної води в одну із свердловин і одержання гарячої води через другу свердловину або через групу свердловин; з природних джерел; за допомогою теплообмінних пристроїв, які встановлюють на усті свердловини.

Способи відбору тепла з порід Землі за допомогою свердловин визначаються геологічними умовами залягання енергоносія. Відомі два основних типи родовищ теплоносія: родовища, що пов'язані з існуючою чи недавньою вулканічною діяльністю; родовища не пов'язані з вулканічною діяльністю.

У багатьох країнах світу основні кошти вкладають у створення геотермальних електростанцій (ГеоТЕС). Досвід підтверджує, що за наявності неглибоких колекторів природної пари будівництво ГеоТЕС є найбільш вигідним варіантом використання геотермальної енергії. Але родовища пари зустрічаються рідко, її відомі і прогнозні ресурси невеликі. Найбільш розповсюджені родовища геотермальних (теплоенергетичних) вод не завжди розповсюджені досить близько до споживачів – об'єкта теплопостачання. Це викликає можливість їх ефективності експлуатації. Нерідко питання боротьби з відкладеннями солі, захисту обладнання від корозії і скидання мінералізованих токсичних сумішей, що вміщують відпрацьовані води, переростають у складну проблему.

У сучасних умовах геотермальну енергію можна використовувати в сукупності з теплонасосними установками (ТНУ). Вони можуть використовувати тепло природних відновлюваних джерел енергії для одержання тепла більш високого потенціалу, яке з успіхом може бути використане, наприклад, у житлово-комунальному секторі економіки, який споживає велику кількість дорогого і дефіцитного органічного палива.

Ідея видобутку основної частини петротермальних ресурсів, які вміщуються у твердих гарячих породах, була виказана ще у 1897 році К.Е. Ціолковським, лише останнім часом одержала реалізацію у перших експериментальних геотермальних циркуляційних системах (ГЦС).

Тепло Землі і сьогодні залишається енергією майбутнього. Найближчим часом буде створена ефективна технологія видобутку – геотермальної енергії, яка забезпечить дійсно широке використання глибинного тепла. Мета вчених – наблизити той час, коли геотермальна енергія закономірно стане в один ряд із сонячною, вітровою і ядерною.

4.2 Буріння свердловин для видобутку геотермальної енергії

Геотермальна технологічна система має групу свердловин, зону тепловідбору з геотермальним колектором і поверхневий технологічний комплекс, тобто являє собою сукупність природних утворень, інженерних споруд, технічних засобів і обумовлених взаємодією їх фізичних і технологічних процесів, які забезпечують доставку споживачу геотермальної енергії у вигляді кондиційного теплоносія [34].

За призначенням геотермальні свердловини поділяються на розвідувальні, розвідувально-експлуатаційні й експлуатаційні, а останні – на видобувні, нагнітальні, допоміжні (контроль процесів тощо) і спеціальні (наприклад, для створення протифільтраційних екранів). Геотермальний колектор – сукупність природних чи (і) штучно створених фільтраційних каналів у зоні тепловідбору, в яких формується і надходить до добувних свердловин потік природного або нагрітого у теплообміні з гарячими породами рухомого носія геотермальної енергії. Зона тепловідбору – навколишня біля свердловини область охолодження гарячого породного масиву при фільтрації природних чи закачаних з поверхні теплоносіїв.

Поверхневий технологічний комплекс вміщує різні типи насосів і газліфтні установки проміжні теплообмінники, паливні, сонячні, теплонасосні чи інші підігрівальні установки тощо.

У процесі буріння свердловин на геотермальну енергію накопичується низка факторів, що негативно впливають на сам процес.

Однією із головних причин є висока температура (180 – 270°C), джерелом якої є як гарячі породи, так і теплоносії у рідкій чи паровій фазі. Друга – широке розповсюдження непродуктивних зон поглинання промивальної рідини від устя свердловин до досягнутих глибин. Притікання теплоносія досить великі в зонах геологічних порушень.

На відміну від свердловин на інші корисні копалини (нафта, газ, газоконденсат, мінеральна вода) у свердловинах на парогідротерми з високими температурами після проведення випусків чи позапланових викидів пароводяної суміші (ПВС) відбуваються осипання й обвали гірських порід (стінок свердловин) від впливу перемінної аномальної температури при великому вмісті в ПВС вологи. Потік ПВС виносить зруйновану породу у стовбур свердловини.

Буріння свердловин при різних температурах на вибої виявило специфічні особливості, які необхідно враховувати на стадії пошукових і розвідувальних робіт:

1) висока температура ПВС діє на промивальну рідину і остання, закипаючи, перетворюється у густу глинисту масу у верхній частині стовбура, внаслідок чого погіршується промивання вибою свердловини і не охолоджується породоруйнівальний інструмент;

2) при високій температурі передчасно зношуються опори у шарошечних долотах, особливо при розрідженні і витіканні змащення;

3) у процесі опускання бурового інструменту і відновлення циркуляції свердловина охолоджується, а пізніше нагрівається, внаслідок чого виникають додаткові зусилля, які направлені на подовження чи скорочення обсадної колони, відбувається деформація обсадних труб і цементного каменя;

4) періодичні нагрівання й охолодження змінюють напружений стан гірських порід навколо ствола свердловини, зумовлюючи осипання й обвалення гірських порід, які ускладнюють буріння;

5) висока температура ПВС негативно впливає на гумові елементи противикидного обладнання.

Під час буріння і випускання ПВС на буровій площадці утворюється парова завіса, що створює неприємності у роботі обслуговуючого персоналу. Окрім цього, ПВС може вміщувати агресивні гази і феноли, які загрожують обслуговуючому персоналу.

Для закріплення свердловин на термальні води і перегріту пару застосовують труби нафтового сортаменту й обсадні труби для геологорозвідувального буріння.

Теплові напруження (p) в обсадних колонах труб, які передаються і на цементний камінь, визначаються за формулою

$$P = \beta \Delta t / EF,$$

де β – коефіцієнт лінійного теплового розширення сталі, дорівнює $12,5 \cdot 10^{-6}$ мм/(мм $^{\circ}$ С);

Δt – зміна температури, $^{\circ}$ С;

E – модуль пружності, для сталі $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа;

F – площа перерізу труби, см 2

Нерідко у свердловинах обсадна колона труб залишається незацементованою за різних причин, і внаслідок цього відбувається поздовжнє згинання, яке виникає при зростанні температури, яке описується приблизно формулою

$$S = \frac{4\pi^2 \varphi}{h_0 / r^2}, \quad (4.1)$$

де S – критичні напруження для колони, МПа;

φ – модуль пружності для сталі, МПа;

h – довжина незацементованої частини колони, см;

r – радіус згинання, см

Відношення h/r^2 відомо як коефіцієнт згинання колони.

Формула (4.1) показує, що напруження, при яких колона підпадає під поздовжній згин, прямо пропорціональна діаметру і обернено пропорціональна довжині колони.

Подовження колони труб під дією температури (чи укорочення) визначається за формулою

$$\Delta L = \pm (h_0 [1 + \alpha(t_1 - t_2)] - h_0) = \alpha h_0 (t_1 - t_2)$$

де ΔL – абсолютне подовження колони мм;

α – коефіцієнт лінійного розширення при нагріванні на 1°C для сталі приймається рівним $12 \cdot 10^{-6}$;

h_0 – початкова довжина незацементованої частини колони, м;

t_1 і t_2 – відповідно початкова і кінцева температури, °C.

Зміна довжини колони труб призводить до її деформації, якщо колона труб затиснута з двох кінців і виникле додаткове термічне навантаження перевищує граничне навантаження на різьбові з'єднання.

Для того, щоб запобігти деформуванню обсадної колони, передбачено попередній її натяг на усті на величину, що не перевищує критичне навантаження.

Цементування свердловин на термальні води і перегріту пару відбувається прямим способом – закачування цементного розчину у простір між трубою і стінкою свердловини і продавлення його у затрубному просторі. Для закріплення геотермальних свердловин використовують тампонажні цементи з уповільнювачами твердіння, полегшені (ОЦГ, ОГЦ) і шлакові цементи типу ШПЦС-120 і ШПЦС-200.

Для оцінки температурного режиму у стовбурі свердловини при проведенні тампонажних робіт необхідно по геотермограмі побудувати криву розподілу температур. Із досвіду бурових робіт відомо, що максимальна температура під час цементації відповідає статичній температурі на глибині $2/3H$ (H – глибина свердловини).

Графік розподілу температур (рис. 4.1) будується наступним чином:

1) з геотермограми визначається температура t_{1y} , яка дорівнює температурі порід на глибині $1/3H$;

2) за формулою

$$t_{2y} = t_{1y} + t_{нов}$$

визначається температура вихідного із устя потоку, температура поверхні ($t_{нов}$) приймається рівною 3 – 5°C зимою і 8 – 12°C літом;

3) температура башмака (торця) обсадної колони визначається за формулою

$$t_o = t_{виб} + t_{2y} - t_o. \text{ де } t_{виб} - \text{температура вибою свердловини:}$$

t_o – температура нейтрального шару порід;

4) визначаються точки: а ($t_{1y}, 0$); б ($t_{1y}, 1/3H$); с ($t_{виб}, 2/3H$); д ($t_{виб}, H$); е ($t_{max}, 2/3H$); ф ($t_{2y}, 0$).

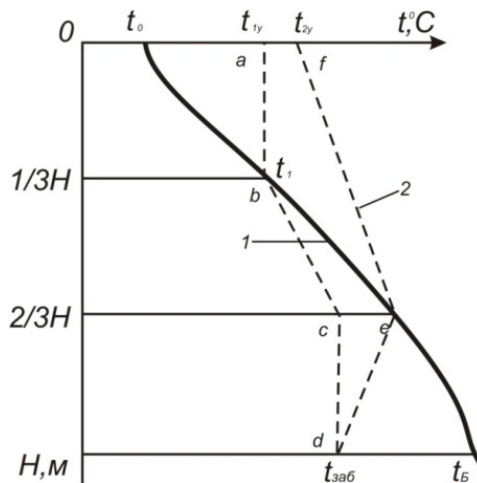


Рисунок 4.1 – Геотермограма (1) і графік розподілу температур при цементуванні обсадної колони (2), побудований за експрес-методом визначення температурного режиму у свердловині

З'єднуючи точки *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*) відрізками прямих, одержують приблизний графік розподілу температур при цементації обсадної колони.

Ділянка *abcd* відповідає температурному режиму всередині колони, тобто у низхідному потоці; ділянка *def* відповідає розділу температур у затрубному просторі під час продавлювання тампонажного розчину (висхідний потік). Даний метод дозволяє приблизно описати температурний режим стовбура свердловини при цементуванні обсадних колон.

У процесі буріння геотермальних свердловин під впливом високих температур гірських порід температура промивальної рідини, яка заповнює стовбур, досягає точки кипіння, що призводить до виникнення викидів ПВС, а при деяких умовах і парових викидів.

Природа фонтануючої гарячої води і перегрітої пари така ж сама як і нафтогазової суміші і має аналогічну частоту звукових коливань. Викид супроводжується значним гудінням, потік перегрітої пари підіймається на висоту 40 – 60 м, викидаючи в атмосферу куски гірських порід.

На відміну від газонафтових викидів на пароводяну суміш не діє іскра, розряд статичної електрики, вона не горить при контакті з відкритим вогнем і не може бути причиною вибуху. Найбільш небезпечні викиди при поглинанні промивальної рідини під час опускання бурильної колони, коли устя свердловини є відкритим.

Під час буріння свердловин на термальні води і перегріту пару залежно від температури і тиску свердловинного середовища застосовується противикидне обладнання, починаючи з превентора і закінчуючи простішими пристроями для герметизації устя.

У практиці глибокого буріння на термальні води стовбур свердловини закріплюється трубами з подальшою заливкою цементом і перфорацією (пробиванням фільтруючих отворів у стінках труби і цементного кільця) колони навпроти продуктивної зони. Останнім часом широке використання знайшла безнульова кумулятивна перфорація, коли застосовується заряд досить великої швидкості (800 м/с) і утворюється тиск, який досягає при зустрічі з рідиною і сталлю колоною величезної сили.

Глибина пробиття перфораційних каналів розраховується за формулою

$$h_k = l \sqrt{\frac{\sigma_1}{\sigma_2}},$$

де h_k – глибина пробивання кумулятивного перфоратора, м;

L – довжина кумулятивного струменя, м;

σ_1, σ_2 – відповідно сила тиску і міцність перешкоди, МПа.

При температурі 160 – 270°C кумулятивний спосіб перфорації не викликає утворення тріщин у матеріалі труб, не зважаючи на великий струмінь кумулятивного перфоратора. В умовах високої температури робити кульову перфорацію (як на газонафтових родовищах) не рекомендується, бо вона призводить до тріщиноутворень навколо пробитих отворів або руйнування тіла труби і цементного каменя.

4.3 Технологічні схеми розкриття геотермальних родовищ

Освоєння геотермальної енергії можливе на основі суттєво різних принципів, за якими всі різноманітні геотермальні системи поділяються на три групи:

1. Видобування із надр теплоносіїв.
2. Перетворення теплоти в інші види енергії у надрах.
3. Комплексне освоєння геотермальних і мінеральних ресурсів.

Очевидно, що нині і в найближчому майбутньому в основі освоєння геотермальної енергії буде залишатись технологія видобування із надр теплоносіїв (перша група). У цих геотермальних системах виділені п'ять класів природних колекторів, які відрізняються за умовами формування і локалізації проникності порід, а також за природою і рівнем тиску рідини, яка заповнює тріщини і пори колекторної зони. Ці ж умови й особливості значною мірою визначають і можливість підйому теплоносія у видобувних свердловинах. Геотермальна фонтанна система (ГФС), тобто самовилив природного теплоносія за рахунок збільшеного (по відношенню до гідростатичного) тиску можливий для тріщинуватих (рис. 4.2, а) або пластових (рис. 4.3, а) колекторів з глибинним джерелом, що визначає високий тиск і температуру теплоносіїв, які фільтруються у тектонічних порушеннях чи колекторних пластах з глибоких горизонтів. Фонтанна технологія можлива також при розкритті свердловинами глибинних артезіанських басейнів з температурою теплоносія, однакової з навколишнім породним масивом, якщо збільшений тиск може забезпечити необхідний дебіт свердловин (рис. 4.3, б).

Якщо геотермальний теплоносій має високу мінералізацію, вміщує агресивні чи токсичні суміші, то може бути застосована більш складніша (у порівнянні з фонтанною) двоконтурна технологія (рис. 4.2, б) з передаванням геотермальної енергії чистому робочому теплоносію у заглиблених свердловинних теплообмінниках. У принципі таке рішення можливе не тільки для вищенаведених схем, але також і у разі великої потужності і високої вертикальної проникності пластів і зон без збільшеного тиску (заглиблення охолоджених мас розсолу і впливання до теплообмінника більш легких гарячих потоків).

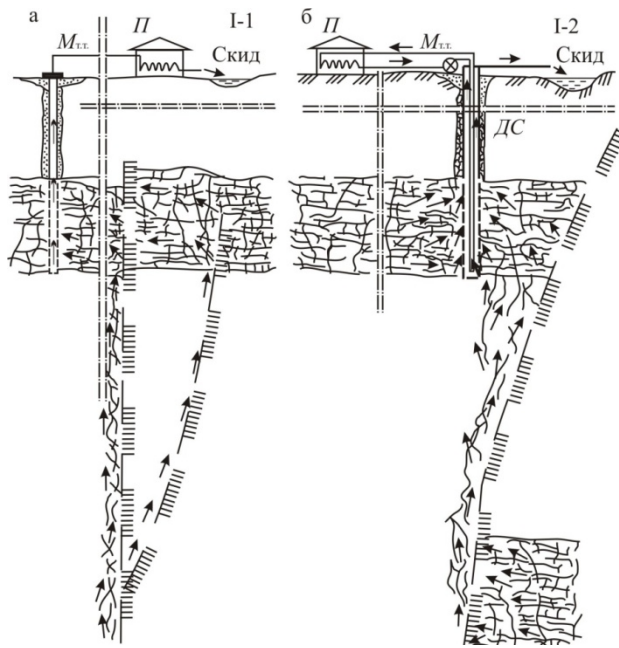


Рисунок 4.2 – Фонтанна (а) і двоконтурна (б) геотермальні системи видобування природних рухомих теплоносіїв із тріщинуватих колекторів з глибинним підживленням і збільшеним тиском

Геотермальні насосні системи (ГНС) використовуються для збільшення дебіту видобувних свердловин або після закінчення періоду фонтанного видобутку через утворення депресійних воронки і «спрацювання» збільшеного тиску (рис. 4.3,в) [34].

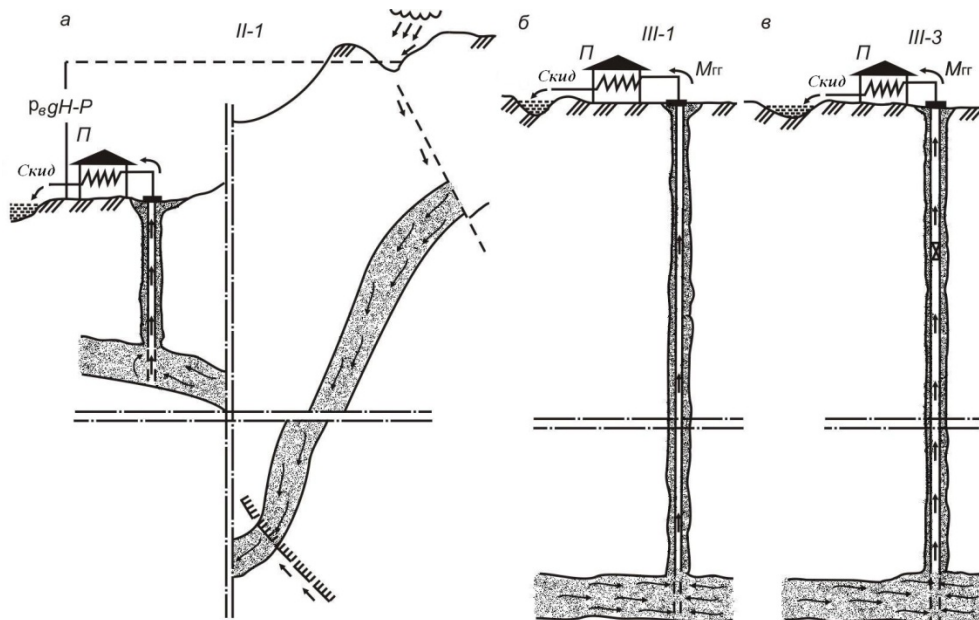


Рисунок 4.3 – Фонтанна (а,б) і насосна геотермальні системи видобування природних рухомих теплоносіїв із пластових колекторів з глибинним і високогірським підживленням і збільшеним тиском і глибинних артезіанських басейнів; ρ_v – щільність рідини

Із короткої характеристики розглянутих геотермальних систем бачимо, що основну частину їх теплопродукції складає енергія природних рухомих теплоносіїв, видобуток яких і є головним завданням фонтанної, двоконтурної і насосної геотермальної технології. Однак в кінці роботи таких геотермальних систем, коли тиск, дебіт і температура одержуваних теплоносіїв може падати, все більш суттєвою часткою їх теплопродукції стане енергія гарячих порід колекторів. У цьому відношенні стає раціональною циркуляційна технологія використання тепла гарячих гірських порід (рис. 4.4) без засобів відкачування – геотермальних циркуляційних систем (ГЦС) з нагнітанням холодної і витісненням нагрітої гарячими породами рідини, звичайно води.

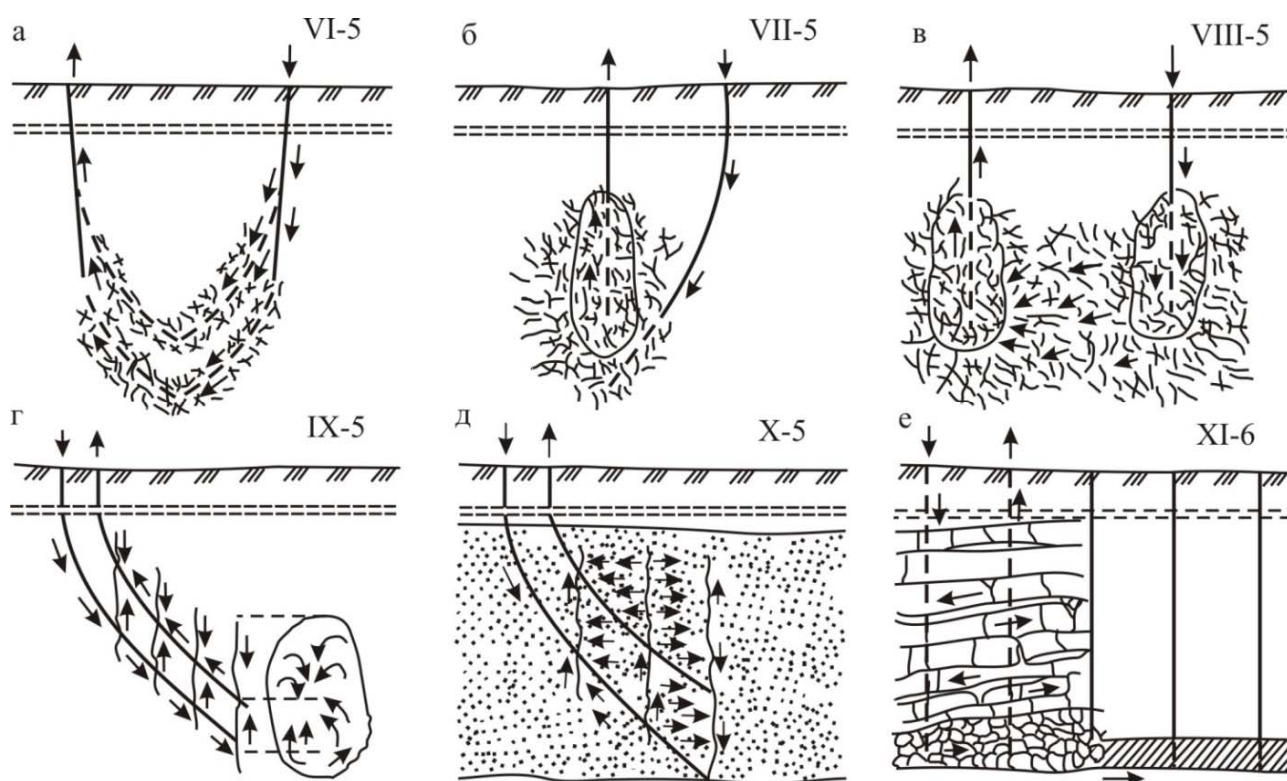


Рисунок 4.4 – Циркуляційні системи видобутку геотермальної енергії твердих гарячих порід із штучними колекторами у вигляді: а – свердловин з поздовжніми зонами руйнування; б – зони руйнування від потужного комфлетного вибуху; в – зони руйнування і тріщиноутворення порід при взаємодії підземних вибухів; г – серії вертикальних тріщин гідророзриву слабо проникних порід; д – серії вертикальних тріщин гідророзриву проникаючої породної товщі; е – зони обвалення і розшарування порід над раніше відпрацьованим пластом

Для покращення фільтраційних властивостей породних колекторів використовують свердловини з попарно зближеними і проторпедованими каналами з утворенням навколо них поздовжніми зонами руйнування. Таке рішення відзначається підвищеним об'ємом буріння (рис. 4.4, а) навіть без вибухів гірлянд торпед для руйнування порід довкола свердловин.

Для створення ГЦС в породах застосовують потужні комуфлетні вибухи (рис. 4.4, б) для обвалення, подрібнення і руйнування породного масиву. Розроблено тип ГЦС з фільтраційним потоком теплоносія в зонах радіальних тріщин між сусідніми вибухами (рис. 4.4, в). Таке рішення забезпечує різне збільшення об'єму зон тепловідбору багатократними вибухами рідких вибухових речовин у пустотах і тріщинах утворених зон руйнування.

Як фільтраційні канали і поверхні теплообміну застосовують вертикальні зони тріщиноутворення або одиночні тріщини гідророзриву, серія яких утворюється у непроникних (слабопроникних) породах між похилими інтервалами нагнітальних і добувних свердловин (рис. 4.3, г). Цей тип ГЦС вважається наданий час найбільш перспективним.

Тип ГЦС (рис. 4.4, д) є відмінним від попереднього тим, що тріщини гідророзриву утворюються з застосуванням в'язкої рідини або піни в потужній товщі осаджених пористих порід із складним розподіленням горизонтальної і вертикальної проникності. Нагрівання теплоносія відбувається в основному при його фільтрації у пластах і прошарках гарячих проникних порід, а тріщини гідророзриву використовують як почергові плоскі гідравлічні «джерела» і «стікання», формують фільтраційний потік і виключають великі втрати рідини.

Циркуляційна геосистема з колектором у вигляді значної зони обвалення і розшарування гарячого породного масиву над виробленим простором (рис. 4.4, е) великої ділянки пласта чи покладу іншої форми, які відпрацьовані одним із методів свердловинної фізико-хімічної геотехнології.

Із вищенаведених технологічних схем розкриття геотермальних родовищ слід вважати, що підрильний метод руйнування гірських порід має значні перспективи в геотермальній технології, який забезпечує ефективну циркуляційну систему одержання теплової енергії. Підривання досить зближених зарядів звичайних вибухових речовин може забезпечити утворення у масиві систем з'єднувальних тріщин, придатних для організації фільтраційного тепломасопереносу (рис. 4.5). Перші пропозиції з використання підземних вибухів у слабопроникних гарячих породах для створення ГЦС із штучним колектором були розроблені у Стенфордському університеті США проф. П. Кручером у 1966 р. При першому експериментальному вибухові «Райніер» потужністю 1,7 кілотонн у товщі туфів на глибині 240 м радіус початкової порожнини склав 19,5 м, висота «труби обвалення» 117 м, а радіус зони радіальних тріщин 67 м.

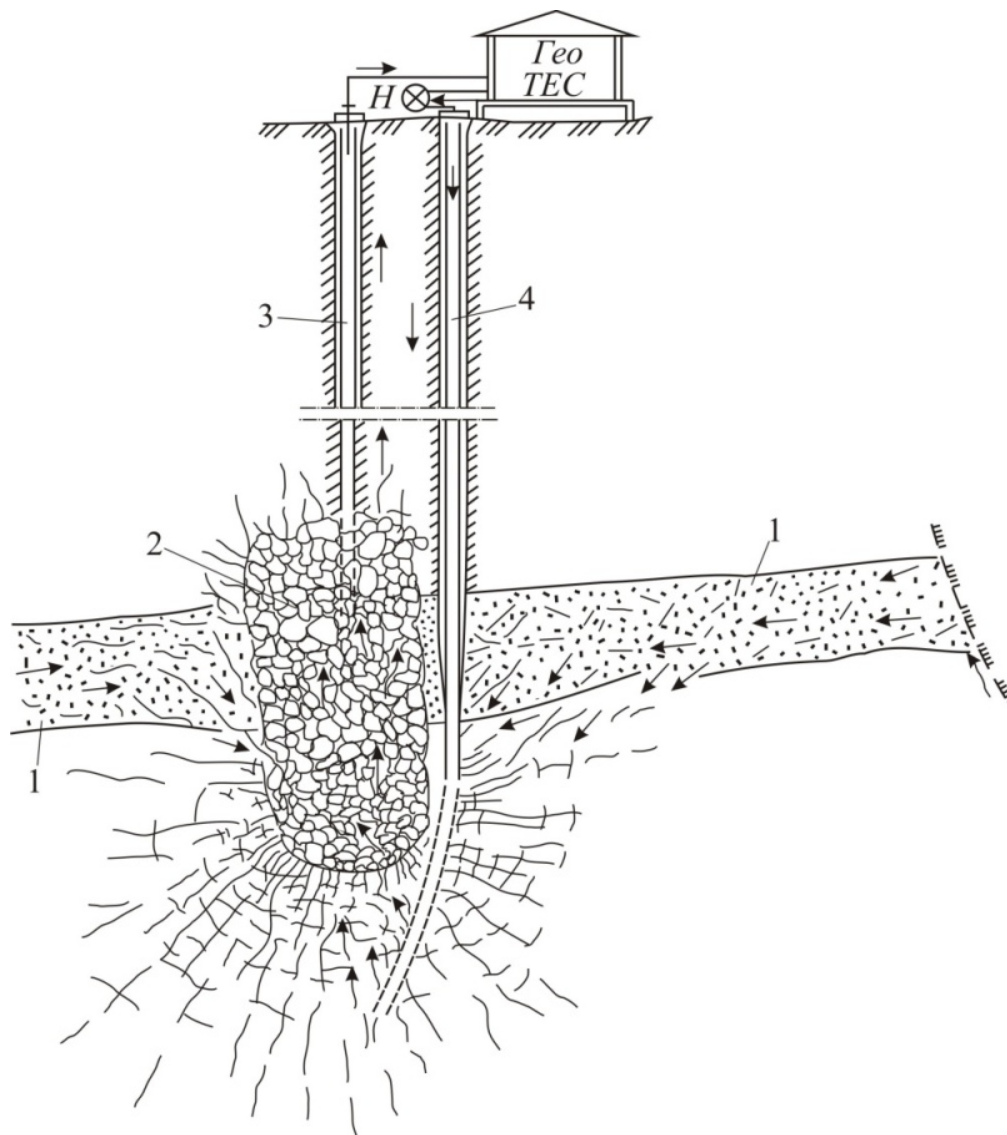


Рисунок 4.5 – Схема “стимулювання” геотермального родовища камуфлетним вибухом у колекторі пароводяної суміші з глибинним підживленням: 1 – проникний пласт – колектор з джерела через глибинний злам; 2 – зона вибухового руйнування порід колектора і вміщуючих його слабо проникних порід; 3 – підривна свердловина, відновлена і застосована як видобувна; 4 – нагнітальна свердловина, яка пробурена до зони руйнування після вибуху

Основним і поки не усунутим недоліком таких вибухів є їх руйнівні сейсмічні ефекти у міру зростання маси зарядів. До цього слід додати необхідність тривалої консервації робіт у карантинний період, значні витрати на буріння і складне забивання (герметизацію) свердловин, а також не вигідний розподіл вивільненої під час вибуху енергії, основна частина якої витрачається у найближчій зоні на непотрібні ефекти випаровування, плавлення і переподріблення порід.

Другим найбільш ефективним методом створення ефективної циркуляційної системи тріщин у породному масиві є гідравлічний розрив.

Встановлено, що після розриву порід утворені тріщини вже не можуть зімкнутись до одержання ефекту монолітності (рис. 4.6). Розірвані і добре «складені» знову породні блоки продовжують фільтрувати воду у закритих тріщинах.

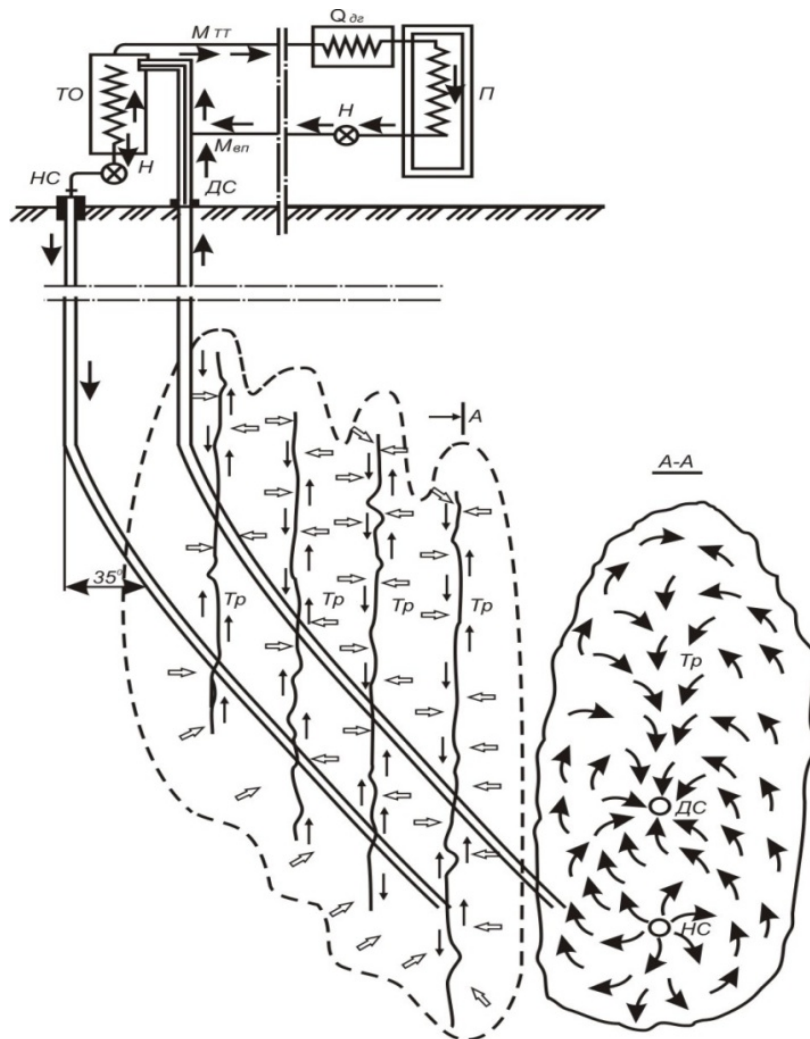


Рисунок 4.6 – Геотермальна циркуляційна система із штучним колектором – серією вертикальних тріщин гідророзриву: НС – нагнітальна свердловина; ДС – видобувна свердловина; Тр – тріщини гідророзриву породного масиву, що утворює геотермальний колектор; Н – циркулюючий насос; ТО – проміжний теплообмінник між контурами первинного і робочого теплоносіїв; Мтт – магістральна теплотраса; Q_{dg} – додаткова зовнішня енергія, що одержана теплоносієм при його підігріванні; П – теплообмінний апарат споживача; Мвп – магістральний водопровід; межа розширеної зони тепловідбору наведена пунктирною лінією; кондуктивний теплопереніс у цій зоні – порожнинними стрілками; напрямок потоків теплоносіїв – звичайними стрілками

Гідророзрив породного масиву базується на механічній дії рідини на породу з утворенням тріщин. Суть гідророзриву полягає в тому, що у свердловину під високим тиском, який перевищує гідростатичний у 1,5 – 3,0 рази, нагнітають рідину, внаслідок чого у вибійній зоні масиву розкриваються

існуючі тріщини й утворюються нові. Для запобігання змикання цих тріщин іноді в них вводять крупнозернистий пісок. В результаті зростає проникність привибійної зони масиву порід.

Для утворення гідророзриву необхідно подолати напруження у привибійній зоні порід, які створюються гірським тиском і міцністю самих порід:

$$P_p = P_z + c \quad \text{або} \quad P_p = H\gamma_{\text{сер}}g + c,$$

де P_p – тиск гідророзриву, МПа;

P_z – гірський тиск, МПа;

c – тиск, необхідний для подолання опору самих порід руйнуванню, МПа;

H – глибина залягання петротермальної зони, м;

$\gamma_{\text{сер}}$ – середня щільність шарів верхніх гірських порід, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Тиск розриву залежить від глибини і гідростатичного тиску і коливається у межах 1,3 – 15 МПа при H до 300 м, при цьому чітко просліджується зростання значень величин тиску для горизонтального розриву порівняно з вертикальним для тих же глибин.

Процес утворення тріщинуватої зони на геотермальному родовищі чітко просліджується на графіку гідророзриву (рис. 4.7). Цей графік поділяється на три зони.

Перша зона (I) – тиск рідини підвищується повільно. Вода рухається у природних порах і тріщинах без порушення структури породи.

Друга зона (II) – початок порушення структури гірського масиву, розширення пор і тріщин і збільшень приймання води.

Третя зона (III) – приймання води зростає за прямою. Вода рухається у породному масиві у нових тріщинах, щілинах, гідравлічний опір яких став значно меншим.

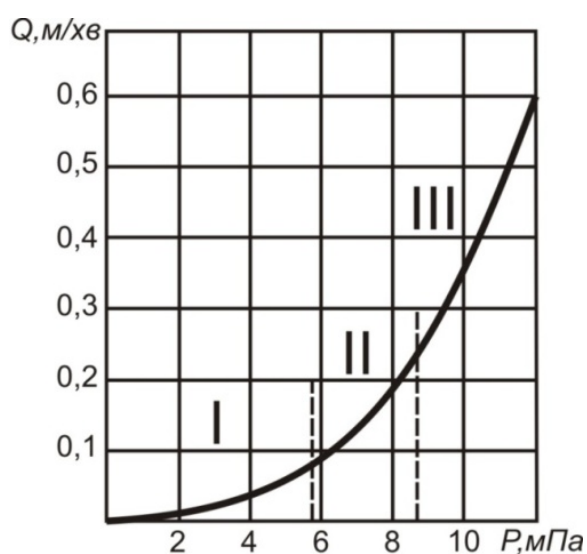


Рисунок 4.7 – Залежність притоку води (Q) у гірський масив від тиску (P) нагнітання

4.4 Устьове обладнання геотермальних свердловин

Монтування устьового обладнання залежить від призначення і конструкції свердловин, відповідного пластового тиску, фазового стану теплоносія і мінералізації термальної води. На пошукових, розвідувальних і експлуатаційних свердловинах з надлишковим тиском на усті монтують обладнання, яке відповідає за міцністю цьому тиску.

Вибір засувок і іншого устьового обладнання залежить від дебіту, тиску і температури свердловинного середовища. При температурі до 100°C і при тискові до $0,1$ МПа встановлюють сталеві засувки з паранітовими прокладками. При надлишковому тиску до $0,3$ МПа і незначному вмісті сірководню оголовки свердловин обладнують сталевими засувками, розрахованими на номінальний тиск $0,6$ МПа.

На рис. 4.8 наведена типова схема обв'язування свердловини при розкритті родовищ термальних вод. Мінералізовані гарячі води мають агресивну дію на колони труб і оголовки свердловин (арматуру, засувки). Сталеві деталі устьового обладнання виходять із ладу протягом 4 – 5 років експлуатації.

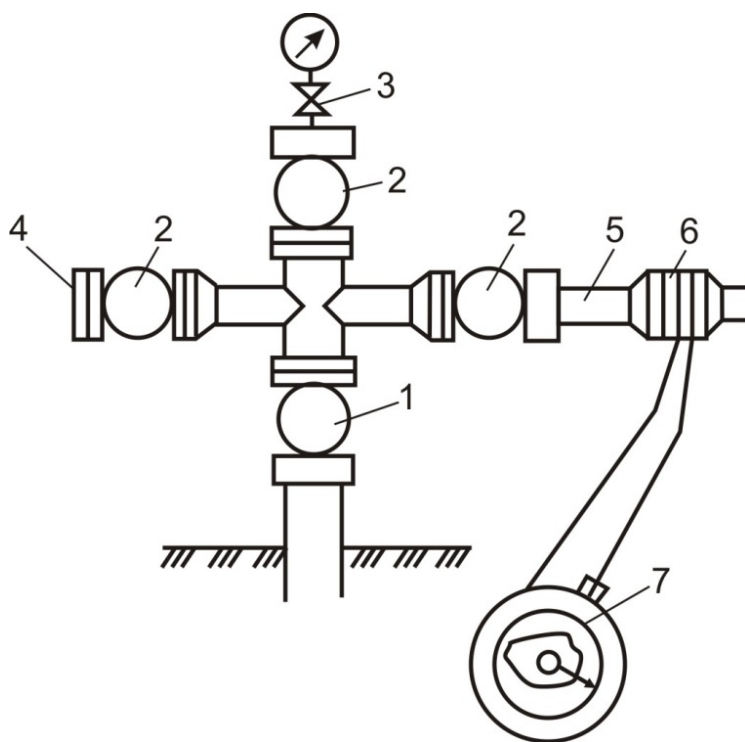


Рисунок 4.8 – Устьова арматура геотермальної свердловини:

1, 2 – стовбурна і буферна засувки; 3 – трубка під манометр з краном;
4 – фланець; 5 – патрубок; 6 – витратомір, 7 – самописний пристрій

На рис. 4.9 наведена схема обв'язування свердловини на перегріту пару. Арматура АП65×210 призначена для встановлення на усті свердловини з метою герметизації трубного простору колон, створення різних способів закачування

пари і гарячої води у продуктивний пласт під тиском до 15 МПа при температурі 300 – 350°C для збільшення дебіту свердловини [39].

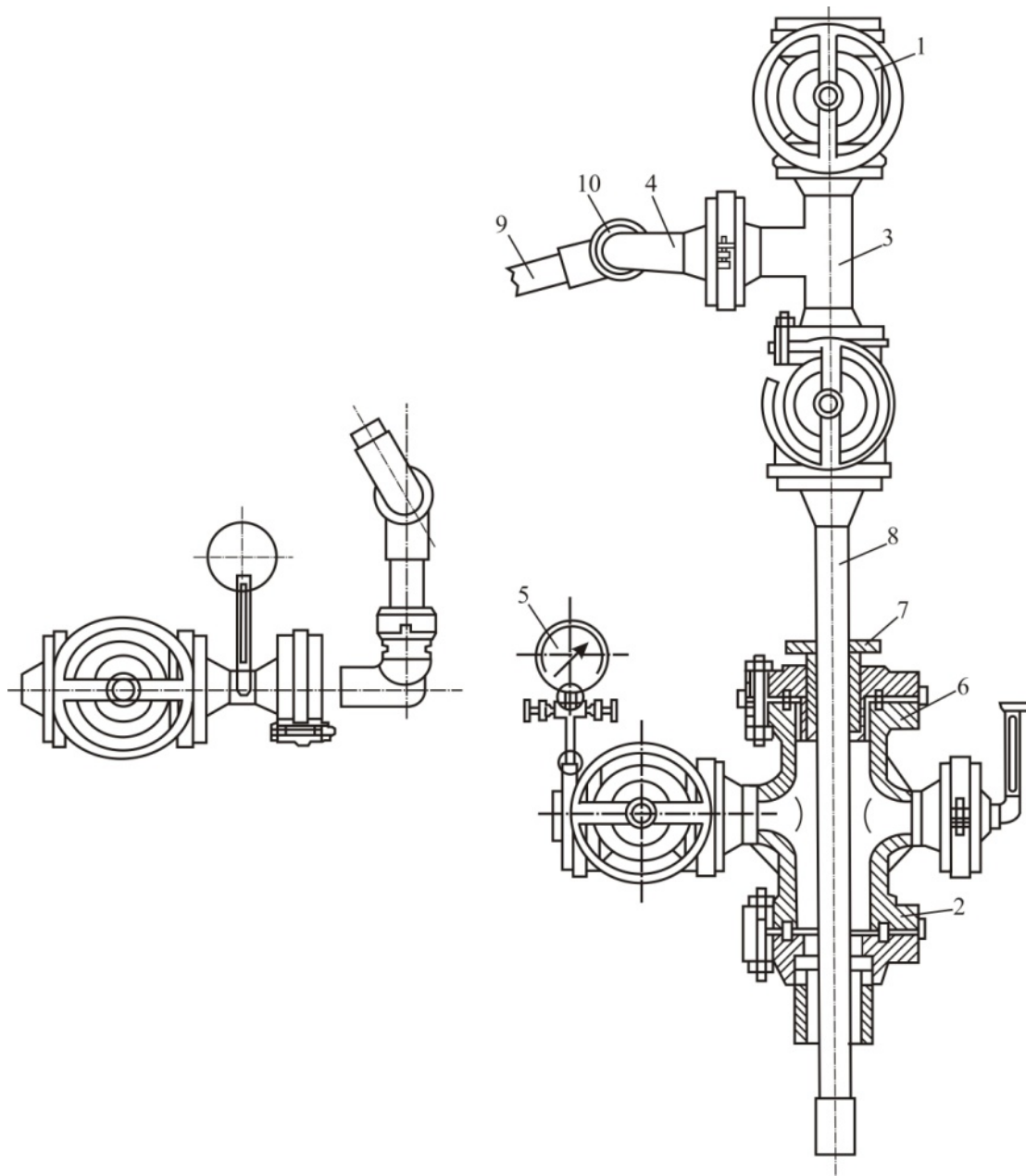


Рисунок 4.9 – Арматура АП65×210 для обладнання устя свердловини на перегріту пару: 1 – засувка; 2 – нижній фланець хрестовини; 3 – трійник; 4 – відвід; 5 – манометр; 6 – верхній фланець хрестовини з грандбуксою; 7 – втулка; 8 – насосно-компресорна труба; 9,10 – відвід з шарнірним з’єднанням

При необхідності розділення пари і води на поверхні землі використовується спеціальний пристрій, який називають сепаратором (рис. 4.10).

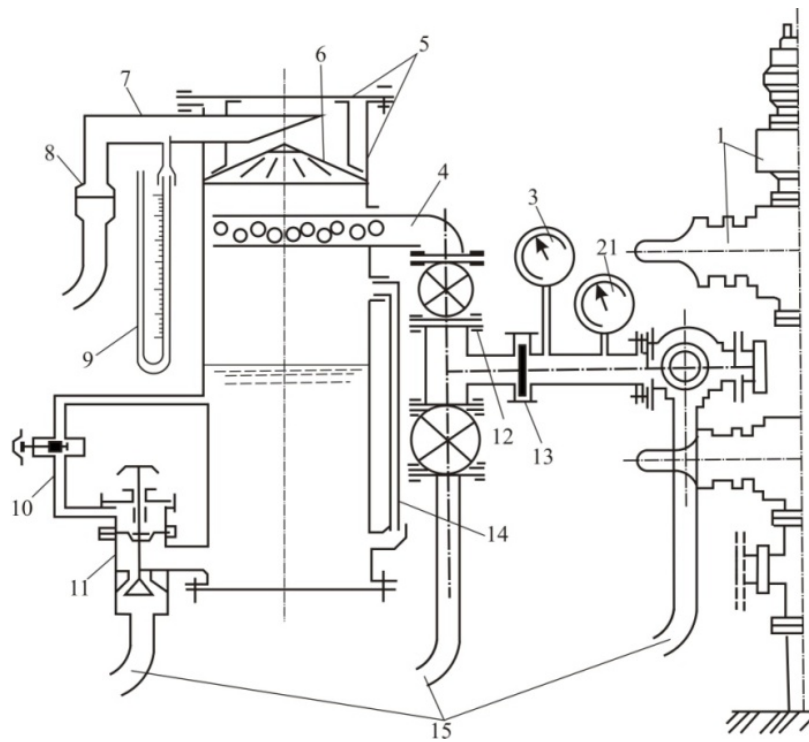


Рисунок 4.10 – Схема устьового обладнання свердловини для розділення пароводяної суміші на дві фази (пару і рідину)

Із геотермальної свердловини 1 через засувку 12 і ввідний патрубок 4 теплоносій надходить в сепаратор 5, де замірюється його температура термометром 2, тиск на манометрі 3 і дебіт за допомогою знімного диска з каліброваним отвором 13. Теплоносій при надходженні у сепаратор 5 потрапляє на відбійний зонд 6, за допомогою якого і відбувається розділення його на пару і рідку фазу. Параметри пари на виході із сепаратора 5 вимірюються манометром 9, з'єднаним через вивід газів 7 з дисковим замірником дебіту 8. Рівень рідкої фази у сепараторі 5 візуально спостерігається на водомірному склі 14 і постійно утримується на певному рівні за допомогою клапана 10, який контролює роботу зливного клапана 11.

4.5 Перспективні теплонасосні схеми геотермальної енергетики

Геотермальні джерела енергії вносять значний вклад у збереження екологічно чистої і раціональної енергії. Особливо значний інтерес приставляють родовища з газонасиченими термальними водами розчиненого природного газу (метану) [39].

В Україні побудована і введена в експлуатацію Північно-Сивашська геотермальна електростанція в автономній республіці Крим. Будівництво таких ГеоТЕС дає можливість створити автономне забезпечення електричною, тепловою і механічною енергією, а також гарячою водою населені пункти у сільській місцевості. Станція використовує дві геотермальні свердловини глибиною 1850 м, пластова температура термальної води складає 60 – 70°C. Технічна характеристика родовища наведена в табл. 4.1 [37].

Таблиця 4.1 – Основні параметри геотермальної ТЕС

Показник	Розмірність	Значення
Експлуатаційні запаси води	м ³ /добу	1080
Потужність геотермального пласта	м	35
Глибина залягання продуктивного пласта на нагнітальній свердловині	м	1819
Температура води на усті видавальної свердловини	°С	64
Проникність пласта	Дарсі	0,02
Пористість пласта	%	20
Статичний тиск на усті	МПа	0,50
Мінералізація води	г/дм ³	25
Густина рідини	кг/дм ³	1019
Тип колектора	-	пористий
Сумарне навантаження на опалення і гаряче постачання селища	кВт	717-опалення 200-гаряча вода

ГеоТЕС обслуговує у селищі чотири житлові будівлі, два гуртожитка, столову, магазин, школу, дитячий садок, тощо.

На рис. 4.11 наведена технологічна схема когенераційної геотермальної установки.

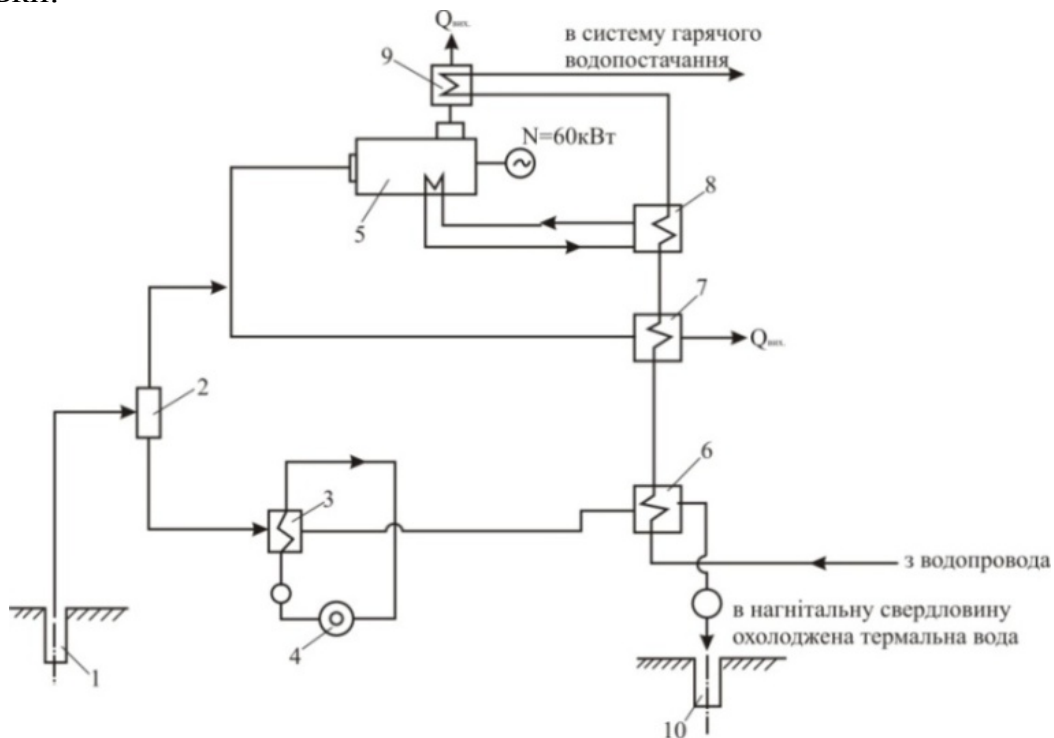


Рисунок 4.11 – Технологічна схема когенераційної геотермальної установки: 1 – свердловина експлуатаційна; 2 – сепаратор; 3 – теплообмінник системи опалення; 4 – споживачі теплоти; 5 – газовий двигун; 6 – теплообмінник системи гарячого водопостачання; 7 – газовий котел; 8 – теплообмінник системи охолодження газопостачання; 9 – утилізатор теплоти вихлопних газів; 10 – нагнітальна свердловина

Газоводяна суміш підіймається на поверхню землі по свердловині 1 і подається у сепаратор 2. В сепараторі відбувається розділення суміші на дві фази – газ (метан) і воду.

Термальна вода із сепаратора надходить в теплообмінник системи опалення 3, пізніше – в теплообмінник (ТО) системи гарячого водопостачання (ГВП) 6 і далі нагнітальними насосами закачується в продуктивний горизонт. Вивільнений від води газ поділяється на два потоки. Більша частина газу подається на газовий двигун (ГД) 5 для вироблення електроенергії. Решта частини газу використовується для підігрівання води системи ГВП у газовому котлі (ГК) 7. Також для підігріву води ГВП використовується теплота вихлопних газів двигуна і теплота системи охолодження двигуна. Для цього монтується водяний ТО 8 і газовий утилізатор 9.

На рис 4.12 наведена схема когенераційної геотермальної установки для одночасного вироблення електричної і теплової енергії з застосуванням теплового насоса.

Термальний енергоносіє (гаряча вода і розчинений в ній газ) із свердловини подається у сепаратор, де розділяється на дві фази: воду і газ. Очищена від газу термальна вода подається у теплообмінник системи тепlopостачання, де охолоджується до 30–40°C. Ця вода з залишковою теплотою нагнітається у теплонасосну установку, де охолоджується до 0–6°C і далі закачується назад у продуктивний горизонт.

Газ із сепаратора додатково підсушується і підігрівається в системі підготовки газу за рахунок теплоти відпрацьованих вихлопних газів двигуна в утилізаторі. Далі газ направляється у газопоршневий двигун, на валу якого змонтований електрогенератор з вироблення електрики.

На рис. 4.13 наведена схема комбінованої когенераційної установки з застосуванням газопоршневого двигуна, гідропарової турбіни і теплового насоса. Така схема використовується для теплоносія з високими температурами термальної води (більше 140–160°C). Газ після сепаратора 2 і системи підготовки газу 9 подається у газопоршневий двигун 10. В утилізаторі 11 вихлопні гази нагрівають теплоносіє системи тепlopостачання. Високотемпературна термальна вода після сепаратора направляється у спеціальну турбіну 3, в якій використовується кінетична енергія потоку води в сукупності з водяною парою, яка утворюється при розширенні й адіабатичного кипіння. Відпрацьована пароводяна суміш подається у теплообмінник системи тепlopостачання 5, пізніше – у теплонасосну установку 6 для глибокого охолодження і нагнітається у підземний горизонт [38].

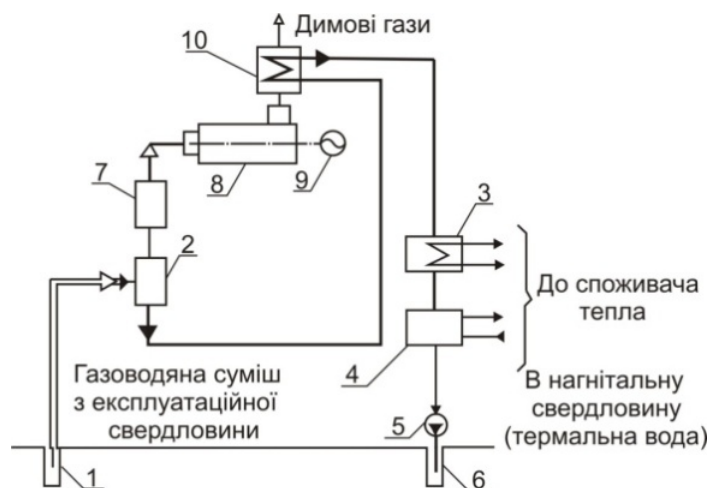


Рисунок 4.12 – Схема когенераційної геотермальної установки з тепловим насосом: 1 – експлуатаційна свердловина; 2 – сепаратор; 3 – теплообмінник; 4 – теплонасосна установка; 5 – нагнітальний насос; 6 – нагнітальна свердловина; 7 – система підготовки газу; 8 – газопоршневий двигун; 9 – електрогенератор; 10 – утилізатор тепла димових газів

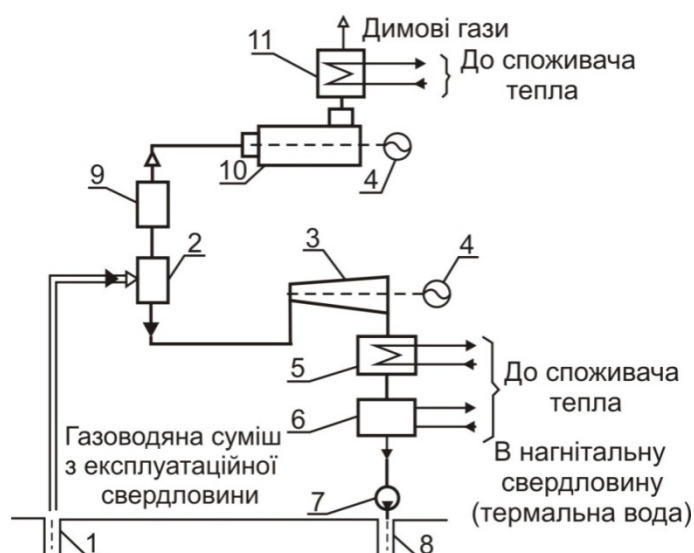


Рисунок 4.13 – Схема когенераційної геотермальної установки з тепловим насосом, гідропаровою турбіною і газопоршневим двигуном: 1 – експлуатаційна свердловина; 2 – сепаратор; 3 – гідропарова турбіна; 4 – електричний генератор; 5 – теплообмінник; 6 – тепловий насос; 7 – нагнітальний насос; 8 – нагнітальна свердловина; 9 – система підготовки газу; 10 – газопоршневий двигун; 11 – утилізатор теплової енергії димових газів

Когенераційна термальна геосистема теплопостачання і вироблення електроенергії наведена на рис. 4.14. В цій схемі застосовується газопоршневий двигун і парова турбіна, а також теплонасосна установка. У цій схемі, як і у попередніх, газоводяна суміш поділяється у сепараторі 2 на дві фази. Термальна вода після сепаратора подається у теплообмінник – економайзер 3 водяного контуру, далі у теплообмінник системи теплопостачання 4 і повністю

охолоджується у теплонасосній установці 5, після чого нагнітається в надра Землі. Газ використовується у газопоршневому двигуні 9, а вихлопні гази подаються в утилізатор 11, який у даній схемі одночасно є парогенератором. Пара, яка утворилась у цьому парогенераторі, направляється у турбіну 12 для вироблення електроенергії генератором 10.

Вищенаведені схеми рішення є перспективними для застосування у місцях розташування геотермальних ресурсів України, в Криму, Карпатах, у Дніпровсько-Донецькій западині.

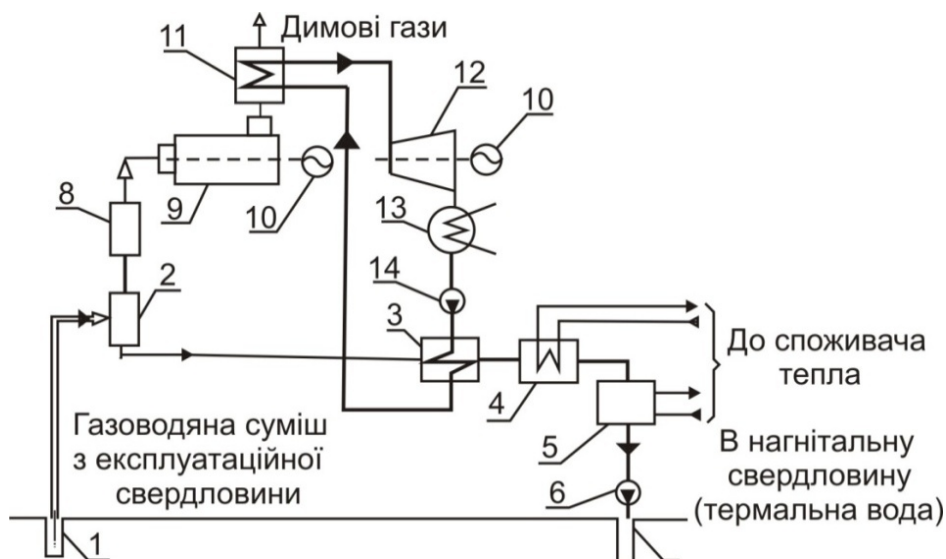


Рисунок 4.14 – Схема когенераційної геотермальної установки з паровою турбиною, конденсатором пари і економайзером: 1 – експлуатаційна свердловина; 2 – сепаратор; 3 – економайзер; 4 – теплообмінник; 5 – теплонасосна установка; 6 – нагнітальний насос; 7 – нагнітальна свердловина; 8 – система підготовки газу; 9 – газопоршневий двигун; 10 – електричний генератор; 11 – утилізатор теплової енергії димових газів; 12 – парова турбіна; 13 – конденсатор пари; 14 – насос.

Переваги і недоліки використання геотермальної енергетики

Одним із перспективних напрямів застосування геотермальних джерел енергії є будівництво геотермальних теплових електростанцій на основі самовиливних джерел. Нині ГеоТЕС загальною потужністю 1490 МВт функціонують у 20 державах світу, в тому числі у США – 510, Італії – 420, Новій Зеландії – 200, Японії – 168, Мексиці – 80.

В Україні вивчається можливість створення ГеоТЕС в районах з підвищеним градієнтом теплової енергії надр Землі. Вважається, що функціонування даних станцій буде виконуватись за рахунок так званих циркуляційних систем. Принцип їх дії наступний. Нагнітальна поверхнева вода через свердловини витісняє пароводяну суміш із існуючих підземних пористих резервуарів – колекторів, нагріваючись, в свою чергу, і видавлюючись черговою порцією води. В ролі закачуваної води може бути використана також

вода, що одержують від конденсації пари після проходження через турбіни. Створення циркуляційних систем дозволяє одержувати з глибин 3–4 км теплоносії, підігріті до температури 150–180°C і більше.

Другим перспективним видом використання тепла Землі можуть бути ГеоТЕС на основі петротермальної енергії. Породи, розігріті до 150–250°C на глибинах понад 2–5 км зустрічаються в багатьох регіонах, і цього рівня температур достатньо для виробництва пари в кількостях, які необхідні для обертання турбін електростанцій.

Для ГеоТЕС, що використовують тепло сухих порід, необхідно пробурити дві свердловини. По одній подається холодна вода з поверхні Землі, друга слугує для відбирання пари чи гарячої води, одержаних у підземних порожнинах-теплових котлах з пористою структурою і тріщинами.

Великі проблеми виникають, якщо таких структур немає, а температури на даній глибині достатньо високі для одержання пари чи гарячої води у великих кількостях. Тоді застосовують гідродинамічний розрив порід (або камуфлетний вибух) за допомогою їх утворюються необхідні для організації ефективного тепловідбору структури.

Як правило, такі ГеоТЕС працюють за замкнутим циклом. Вода, що закачана у свердловину, перетворюється в пару в підземному котлі і надходить через “парову” свердловину на поверхню Землі, а після проходження через турбіни конденсується і знову повертається у “водяну” свердловину. Це дозволяє економити прісну воду і не засмічувати навколишнє середовище, так як вихідна природна пара може вміщувати небезпечні суміші.

Циркуляційні системи можна також використовувати для обігрівання різних споруд. Наприклад, блок із двох свердловин може доставити на поверхню Землі 100–200 млн кДж/год, тобто забезпечити теплом будівлі, де проживають 12–16 тис. жителів, а в південних районах – до 20 тис. людей.

В Ісландії, де існує активна вулканічна діяльність, широко використовуються геотемальні ресурси для тепло- і водопостачання у комунальному господарстві. Практично всі крупні населені пункти у цій державі, включаючи Рейк'явік, мають системи теплопостачання, джерелом яких є геотермальна енергія.

Нині Франція займає ведуче місце у цій області. Понад 30 тис. квартир у Паризькому районі опалюється за допомогою геотермальної енергії. Планується розширити опалювальну мережу до 100 тис. квартир.

У Тбілісі (Грузія) гаряча вода, яка одержується із самовиливної свердловини, має температуру 57–65°C, мінералізацію води – 0,3 г/л і продуктивність – 2 тис. м³/добу. Термальна вода через трубопровід подається у розподільний бак ємністю 5 тис. м³, який встановлено вище жилих будівель. Звідси самовиливом вона подається споживачам. Трубопровідна система теплопостачання має добру теплоізоляцію, тому втрати тепла незначні (падіння температури не перевищує 1,5°C). Оскільки в термальній воді, яка одержується із свердловини, міститься сірководень, в схемі є дегазатор. Система забезпечує гарячою водою один із мікрорайонів Тбілісі.

Велику ефективність показало використання гарячих джерел у сільському господарстві і, в першу чергу, для обігрівання теплиць. В Ісландії зараз нараховується понад 400 тис. м² теплиць і оранжерей, які опалюються геотермальним теплом. За рахунок цього щорічно економиться до 300 тис. тонн умовного палива. В Угорщині зараз площа, зайнята ними, складає біля 500 тис.м² і при цьому економиться 500 тис. т.у.п./рік.

Геотермальна енергія широко використовується для опалення скотарських комплексів, підігрівання питної води у зимовий період, а також як відпрацьована вода у риборозплідних ставках та в інших областях для утилізації геотермального тепла.

Значна роль геотермальних джерел і у лікуванні різних хвороб. Майже всі термальні води з високою температурою незалежно від хімічного складу мають лікувальні властивості.

Другий важливий аспект застосування геотермальних джерел – можливість видобутку з води цінних елементів і різноманітних з'єднань: йоду, бромиду, повареної солі, борної кислоти, лужних елементів, сірки, глауберової солі тощо.

Однак існують серйозні науково-технічні проблеми, які пов'язані з підвищенням ефективності роботи ГеоТЕС і, насамперед, збереження пари високого тиску на виході із свердловин, тобто на вході у турбіну. У підземних резервуарах пара знаходиться під досить великим тиском – приблизно 3 – 5 МПа, а на поверхні Землі тиск пари зменшується до 0,8 – 1 МПа. В цих умовах коефіцієнт корисної дії станції не перевищує 10 – 16 %, тоді як у сучасних традиційних станціях він досягає 40 %. Тому для одержання тієї ж самої потужності необхідно збільшити витрати пари через турбіну приблизно у 2,5 рази. Звичайно одна свердловина виробляє пари біля 20 кг/с, що достатньо для обертання турбіни приблизно у 7 МВт, для обертання ж більш потужних турбін треба мати декілька свердловин, з'єднаних між собою трубопроводом. Витрати пари із свердловини повільно знижуються з часом її експлуатації, і в середньому складають біля 15 років.

Термальні води мають низьку мінералізацію, не вимагають використання складних і дорогих схем. Але, якщо вони вміщують багато солей і мають високу температуру, необхідно робити теплообмінник. В ньому гаряча термальна вода віддає тепло прісній, яка потім подається споживачу. Як теплообмінники застосовуються при цьому звичайні змішувачі. Але випадіння солей на трубах підвищує термічний опір стінок, тому погіршується процес теплообміну.

В інших схемах застосовують догрівання термальних вод у котельнях у періоди, коли потрібно підвищення температури теплоносія, який подається в опалювальну систему. Ефективність схем опалення значно зростає при використанні теплового насоса, який догріває воду до 80°C. Схеми з тепловим насосом можуть утилізувати термальну воду з досить низькими температурами. Однак експлуатація теплових насосів вимагає підключення їх до електромережі і пов'язана із значними витратами електроенергії.

Незначні масштаби застосування геотермального тепла поки не дозволяють говорити про негативні впливи цього джерела енергії на природне середовище і організм людини. Але найближчим часом вони можуть з'явитися, і їх необхідно уникнути. В геотермальних водах виявлені такі домішки, як нітриди, хлориди і сульфідні різноманітних металів, концентрація яких не є шкідливою для природи і людини. Але у гарячій воді і парі вміщуються і небезпечні елементи – бор і миш'як. В геотермальних джерелах, що вже експлуатуються, загальна кількість цих домішок не перевищує 1 – 1,5 %. Із зростанням глибини і масштабів використання геотермальної енергії їх вміст може значно зрости і тому чинити негативний вплив на живі організми. Нейтралізувати це явище можна при широкому застосуванні циркуляційних систем, які дозволять уникнути попаданню речовин у навколишнє середовище.

Геотермальні джерела виділяють значну кількість сірководню, який у незначних дозах не є шкідливим. У великих концентраціях сірководень досить токсичний і небезпечний для живих організмів. Він є більш важчим газом, ніж повітря, він накопичується поблизу поверхні Землі і тому діє негативно, особливо на організм людини.

Геотермальні джерела виділяють в атмосферу метан, аміак, вуглекислий газ. Все це, разом взяте, має деякий негативний ефект. Але він є значно меншим ніж у випадку традиційних енергоустановок у перерахунку на одиницю потужності.

Геотермальна енергетика пов'язана з виведенням на поверхню Землі великих об'ємів води. Скидання відпрацьованих вод може викликати заболочування окремих ділянок ґрунтів в умовах вологого клімату, а у засушливих районах – засолення. Це явище створює деградацію земельних угідь. Дуже небезпечним є прорив трубопроводів. Через це на землю будуть викинуті великі кількості небезпечних розсолів. Як відмічено вище, циркуляційна система забезпечить безпеку таких робіт, тому що термальна вода закачується назад у пласт. Внаслідок чого пластовий тиск підтримується на достатньо високому рівні і навіть зростає, збільшуються дебіти і виключається прямий контакт цих вод з навколишнім середовищем. Разом з тим, є низка обмежень з використанням цього методу. Закачування води вимагає витрат електроенергії, а також призводить до виділення твердих мінералів у свердловинах і трубопроводах, що затрудняє їх експлуатацію.

У деяких випадках використання термальних вод може викликати «теплове забруднення» водойм. Це явище спостерігається тоді, коли спрацьовує незначний температурний перепад, у 20 – 25°C, а основний запас енергії викидається з водою. В підсумку зростає температура поверхневих шарів води у водоймах до 40 – 50°C, що призводить до зміни їх флори і фауни, а тому і до порушень екологічної рівноваги. Однак ці зміни мають локальний характер, і їх легко уникнути, якщо передбачити комплексне використання як енергетичних, так і хімічних ресурсів геотермальних джерел.

В цілому розробки і експлуатація геотермальних родовищ наносить незначну шкоду природі і людині, особливо якщо порівняти цю шкоду з традиційними джерелами енергії. А головне те, що вже зараз відомі і перевірені

на практиці методи зведення цієї шкоди до мінімуму. Не дивлячись на деяке подорожання при цьому геотермальних енергосистем, вони залишаються безперечно економічно ефективними, оскільки дозволяють зберегти у значних об'ємах традиційні палива.

Різноманітні технічні рішення й елементи поверхневого технологічного комплексу визначають види геотермальних систем, залежать від особливостей геотермальних родовищ і вимог споживачів.

Як перспективи розвитку геотермальних систем теплопостачання можна навести наступні технологічні елементи і технічні рішення:

1) підземні теплоакумулятори для оптимального узгодження добових і сезонних графіків видобутку і використання геотермальної енергії;

2) проміжні теплообмінники для передачі геотермальної енергії робочому теплоносію;

3) підігрівальні геотермальні колектори з підвищеною температурою і невеликим об'ємом для короткочасового використання тільки у "пікові" періоди;

4) підігрівальні паливні установки або сонячні колектори з теплоакумуляторами для постійного чи періодичного підвищення температури теплоносія;

5) теплонасосні установки для постійного чи періодичного підвищення температури робочого теплоносія;

6) комплекси видобування корисної мінералізації геотермального теплоносія перед чи після його енергетичного використання;

7) очищення охолодженого у проміжному теплообміннику геотермального теплоносія для подальшого його бальнеологічного застосування;

8) очищення відпрацьованого геотермального теплоносія, його обробка і підготовка для нагнітання у колектор ГЦС;

9) очищення відпрацьованого теплоносія для його екологічно безпечного скидання;

10) очищення відпрацьованого носія для застосування в системі технічного водопостачання;

11) потенціал когенераційного виробництва енергоносіїв при використанні геотермальних родовищ і некондиційних газових малих родовищ.

4.6 Видобування і використання тепла Землі в комплексі з технологією підземної газифікації вугілля в традиційних енергоустановках

Будівництво геотермальних електростанцій, як показує світовий досвід, у деяких регіонах є дуже вигідним, однак для геолого-геотермічних і економіко-енергетичних умов України широке використання геотермальних ресурсів для виробництва енергоносіїв без комбінації з органічним паливом може бути неефективним. Геотермальне теплопостачання з підігріванням проточної води в опалювальній котельні (до 50 % від річного теплового навантаження) економічно значно ефективніше ГеоТЕС. Інвестиції, які забезпечують заміну

1 млн т органічного палива (вугілля, мазуту, природного газу) у 6 – 8 разів, а експлуатаційні витрати у 2 – 4 рази менші; витрати на видобування геотермальної енергії, розраховані на тонну умовного палива, у 2 – 4 рази нижче. Значно покращуються перспективи будівництва НеоТЕС на території держави у випадку використання теплової енергії гірських порід і технології свердловинної підземної газифікації вугілля (СПГВ) і сланцю.

Останнім часом в Україні і за кордоном знову одержали розвиток дослідження й експериментальні роботи з використанням раціональної технології підземної газифікації вугільних пластів. За оцінкою Лабораторії Лоуренса у Ліверморі (США), підземна газифікація вугілля при потужності пласта 1 м і вище на глибині 100 – 300 м, може забезпечити більш дешеве одержання кондиційного енергетичного газу, ніж газифікація видобутого із надр вугілля у наземних установках [41].

Нова хвиля інтересу до СПГВ обумовлена багатьма причинами. Найбільш важливими з них є швидке подорожчання нафти і природного газу, недостатність їх ресурсів, зростаючі масштаби негативного впливу на навколишнє середовище від відкритої і підземної розробки вугільних пластів і їх використання у теплоенергетичних установках.

Подальше вивчення і розвиток технології свердловинної підземної газифікації вугілля і сланцю має особливе значення для пластів, що залягають на великих глибинах. При досягнутій вугільними шахтами глибині гірничих робіт (1200 – 1500 м) виникають серйозні труднощі у підтриманні виробок, забезпеченні їх нормальним мікрокліматом і більше всього – у відвертанні небезпечних газодинамічних явищ. До того ж відомо, що більшу частину геологічних запасів вугілля складають пласти, що залягають глибше 2 – 3 км, тобто взагалі не придатні для розробки з застосуванням шахтної технології.

Тому зараз стоїть завдання розпочати теоретичні й експериментальні дослідження з розвитку ідеї свердловинної підземної газифікації вугільних пластів на глибинних горизонтах надр у комплексі з видобуванням їх геотермальної енергії.

Необхідно відзначити, що на великих глибинах запаси вугілля і ресурси геотермальної енергії у просторі суміщаються. Вугленосні райони звичайно відрізняються підвищеними значеннями геотермічного градієнта φ_z . Наприклад, в умовах Донецького басейну при $\varphi_z = 0,035^\circ\text{C}/\text{м}$ природна температура надр на глибині 3000 – 4000 м складає біля $130 - 160^\circ\text{C}$. Тому двохсотметрова товща породного масиву з теплоємністю $C_n = 1,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ має на цій глибині таку ж кількість теплової енергії, як і двохметровий пласт вугілля з теплотою згоряння $29 - 30 \text{ гДж}/\text{м}^3$ [42].

Важливою особливістю комплексного використання надр є те, що за фронтом посування підземної газифікації вугільного пласта на великій площі розвиваються деформації зрушення покриваючого масиву осадових порід з утворенням зони обвалення, розшарування породної товщі, загальна потужність якої в 100 – 200 разів перевищує потужність вигазованого вугільного пласта. У пустотах і тріщинах цієї розширеної зони можна організувати тривалу фільтрації води і її нагрівання у теплообміні

зізруйнованими горючими породами цього потужного теплового котла, і видобути їх теплову енергію геотермальною циркуляційною системою (ГЦС) з повторним використанням нагнітальних і газовідкачувальних свердловин СПГВ для закачування холодної води й одержання гарячого теплоносія. Мережа трубопроводів поверхневого комплексу також може бути використана двічі: для каналізації повітря і продуктивних газів, а пізніше для холодної води і видобутого теплоносія.

У процесі фільтрації теплоносія у теплому котлі обвалених порід буде одночасно видобуватись не тільки їх природний тепловміст (геотермальна енергія), але і значна частка хімічної енергії вугілля, яка втрачена при його газифікації й акумульована тими ж породами.

Теплота згоряння сухого очищеного газу, який одержують із свердловини СПГВ при повітряному дутті, складає лише 50 – 60 % від теплотворної спроможності вигазованого вугілля. Майже вся залишкова енергія акумулюється у надрах. Вона витрачається головним чином на випаровування води (зовнішній водоприплив, власна вологість пласта і вміщуючих порід), а також на підвищення температури парогазової суміші, на кондуктивний прогрів покрівлі і підшови пласта, втрачається у вигляді тепла гарячого зольного залишку. При високій початковій температурі продуктів СПГВ (1100 – 1300°C) їх потік швидко охолоджується внаслідок конвективного теплообміну з породами, які заповнюють вигазований простір, і на виході із свердловин мають температуру 200 – 300°C і більше. Таким чином, основна частка фізичного тепла продуктивних газів також акумулюється в породі, створюючи потужний тепловий котел в обвалених породах. Ця втрачена енергія може бути видобута з них фільтраційним потоком води, яка рухається в гарячих обвалених породах виробленого простору [44].

Таким чином, під час сумісної роботи систем свердловинної газифікації вугілля і геотермальної циркуляції теплоносія досягається більш повне використання хімічної енергії вугільного пласта, а його випереджаюче вигазування методом СПГВ “провокує” сили гірського тиску на руйнування слабо проникного масиву гарячих порід, забезпечує можливість видобутку вміщеної у цьому масиві геотермальної енергії. При цьому сумарна енергопродукція кожної пари свердловини (гази СПГВ, потім теплоносій ГЦС) зростає у 2 – 4 рази і зможе окупити крупні витрати на їх буріння навіть на великій глибині залягання пласта. Інакше кажучи, створення такої комплексної когенераційної технології можна розглядати як шлях до збільшення глибини ефективної експлуатації вугільних родовищ або, що не менш важливо, до освоєння геотермальних ресурсів.

Продукцією одночасно працюючих систем СПГВ і ГЦС є пара високих параметрів, яка може бути використана для вироблення електроенергії на сучасних турбінах [43]. Холодна вода (конденсат) нагрівається і випаровується у зоні фільтрації ГЦС за рахунок теплообміну з гарячими породами, які обвалюються позаду фронту посування СПГВ. Волога пара підігрівається високотемпературними продуктами горіння вугілля поблизу вогневого вибою. Її тиск зростає при цьому до необхідного значення, на яке розраховані випускні

клапани продуктивних свердловин. Цьому тиску відповідає також висота “затискаючого” стовпа води над вхідними клапанами нагнітальних свердловин і тиску надхідного до фронту горіння повітря.

У кожен нагнітальну свердловину на ділянці газифікації довжиною фронту горіння L_2 з погодинним посуванням V_2 подається вода з температурою t , яка нагрівається у пару за рахунок тепла порід зони обвалення і розшарування висотою H при середній температурі, а також високотемпературного потоку продуктів реакції газифікації, що мають температуру і масові витрати $W_{2.n.} = W_2 + W_{e.n.}$, де W_2 і $W_{e.n.}$ – масові витрати газу і водяної пари, кг/год.

Максимальна маса води, яка може бути підігріта до температури, визначається за формулою:

$$Q = \frac{(W_2 + W_{e.n.} C_{e.n.})(t_2 - t_{cm})}{\gamma_e C_e (t_{eum} - t_n) + \varphi_{eum} \gamma_e + \gamma_e C_{e.n.} (t_{cm} - t_{eum})},$$

де: $C_г$, $C_{в.п}$ і $C_в$ – теплоємність газу, водяної пари і води, кДж/(кг·°С)

$\gamma_в$ – щільність води, кг/м³

$t_{вип}$ – температура випаровування, °С

$\varphi_{вип}$ – теплота випаровування, кДж/кг

Під впливом кондуктивних і конвективних втрат у зоні газифікації середнь-природня температура порід досягає $t_{сер} = 160 - 180$ °С.

Температура у зоні газифікації t_2 визначається за формулою:

$$t_2 = \frac{\varphi_2 - q_2 - \varphi B_n - (C_e - C_{e.n.}) + t_{eum} + \beta \varphi C_{e.n.} \tau}{\beta + \varphi C_{e.n.} \tau} \quad (4.9)$$

де φ_e і φ_2 – теплота згоряння вугілля і газу, кДж/кг і кДж/м³;

q_2 – питомі витрати газу, м³/кг;

$$\varphi = \lambda_y + 2\lambda_n \frac{\gamma_n}{\gamma_y} + \gamma_e W_{np}, \quad (4.10)$$

де λ_y і λ_n – відносна вологість відповідно вугільного пласта і порід покрівлі та підшови;

γ_n і γ_y – щільність відповідно порід і вугілля, м³/кг,

D_{np} – кількість притікаючої води на одиницю маси згазифікованого (перегорівшого) вугілля, м³/кг,

$$D_{np} = \frac{Q_{gh}}{W_y},$$

де: $Q_{пр}$ – витрати припливної води із зміщуючи порід, м³/год;

W_y – масові витрати вугілля, кг/год;

B_n – теплота пароутворення, кДж/кг;

$$\beta = \frac{4\sqrt{d_n \gamma_n C_n}}{\gamma_y \sqrt{Q_e m}} + \frac{2\sqrt{d_e C_e}}{V_2 \sqrt{\pi}} + C_n A_{3.e} + C_0 \gamma_0 q_2,$$

де: d_n, d_e – теплопровідність порід і вугілля, кДж/(м·г·°С);

$C_n i C_e$ – теплоємність порід і вугілля, кДж/(м·Г·°С);

m – потужність вугільного пласта, м;

Q_B – час горіння вугілля, год;

$C_0 i \gamma_0$ – теплоємність і щільність окислювача, кДж/(м·Г·°С);

$A_{з.в}$ – зольність вугілля.

Згідно з вищенаведеного методикою розрахунку температура t_r при $Q_{np} = 2,55 \text{ м}^3/\text{год}$ складає 1200°С , при $Q_{np} = 0$, $t_z = 1679^\circ\text{С}$.

Парогазова суміш, що виходить із геотермальної свердловини буде мати температуру (з урахуванням її охолодження при адіабатичному розширенні):

$$t_{np} = t_{сум} - 0,01 \frac{\gamma_e Q + W_{e.n} + W_z}{C_{n.z.c}},$$

де: $C_{n.z.c}$ – теплоємність парогазової суміші, кДж/(м·Г·°С);

$$C_{n.z.c} = \frac{(\gamma_e Q + W_{e.n}) C_{e.n} + W_z C_z}{Q \gamma_e}.$$

Із кожної геотермальної свердловини буде одержана пара масою (кг)

$$R_n = Q \gamma_e.$$

Таким чином, одночасна робота систем СПГВ і ГЦС є більш вигідною, тому що використовуються забалансові запаси вугілля на глибині 2 – 4 км і при цьому основна частина енергопродукції складає не хімічна енергія вугілля, а геотермальна енергія надр Землі [45].

Така технологія є перспективною і заслуговує подальшої експериментально-промислової розробки на базі свердловинної підземної газифікації глибоких вугільних пластів і видобування геотермальної енергії гарячих обвалених порід.

Новим варіантом використання геотермальної енергії може бути когенераційна технологія вироблення енергоносіїв у комбінації видобування геотермальної енергії й ефективної роботи традиційних енергоустановок з підігріванням проточної води до 80°С . Такий напрям безумовно повинен забезпечити тепlopостачання промисловості, житлово-комунального сектора і сільськогосподарського виробництва. Це положення підтверджується, насамперед, специфікою геотермальної енергії: різким подорожчанням видобутого тепла із зростанням температури теплоносія, тобто глибини зони тепловідбору і деконцентрацією розміщення гірничовидобувних установок (груп нагнітальних і водопіднімальних свердловин з поверхневим комплексом, який забезпечує циркуляцію теплоносія). З другого боку, необхідні потреби народного господарства у тепловій енергії невисоких параметрів (до $150 - 200^\circ\text{С}$) дозволяють рекомендувати геотермальне джерело як найбільш перспективне.

Когенераційне (сумісне) використання теплової енергії надр з традиційними видами органічного палива, яке втрачається на підігрівання проточної води до температур прийнятого режиму опалення і гарячого

водопостачання робить це джерело економічно ефективним для потреб тепlopостачання практично на всій території України.

Створення автоматизованих геотермальних теплових станцій з потужністю, яка відповідає вимогам конкретних споживачів (від 50 до 5000 ГДж/год), значно зменшать витрати живої праці під час їх будівництва і експлуатації. Можливість розміщення таких енергоустановок поблизу від споживачів зменшує протяжність магістральних теплових мереж. При цьому народногосподарський річний ефект зміг би досягнути 4 – 5 млрд грн, тобто розмірів десятилітніх інвестицій або навіть їх перевершити. Однак в реальних умовах України неможливо в найближчі 5 – 10 років забезпечити такі темпи розвитку практично нової, ще не створеної гірничовидобувної галузі.

Впровадження у паливно-енергетичний баланс держави геотермальних енергоресурсів є завданням великої державної ваги.

РОЗДІЛ 5 ЕНЕРГОЕФЕКТИВНА СИСТЕМА СОНЯЧНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

5.1 Використання сонячної енергії у найпростіших побутових геліосистемах

У середньому річна кількість сонячної радіації, що потрапляє на поверхню Землі, складає 2000 – 2500кВт·год/м² у зонах пустель і 1000 – 1500кВт·год/м² у районах високих широт [41].

Розрахунки показують, що сучасні світові енергетичні потреби можна було б забезпечити за рахунок сонячної енергії, щорічно одержуваної площею у 20тис.км², що складає всього 0,005 % земної поверхні. Якщо навіть прийняти до уваги, що коефіцієнт корисної дії енергетичних пристроїв, які використовують сонячне випромінювання, не перевищує 10 %, то територія, що приблизно дорівнює Україні, могла б забезпечити світові енергетичні потреби за рахунок падаючої на неї сонячної енергії.

Відмінною особливістю сонячної енергії є те, що вона значно залежить від атмосферних умов і, в першу чергу, від хмарності. На поверхню Землі доходить лише 50 % енергетичного потоку, решта частини поглинається і розсіюється атмосферою, відбивається хмарами і самою поверхнею (рис. 5.1).

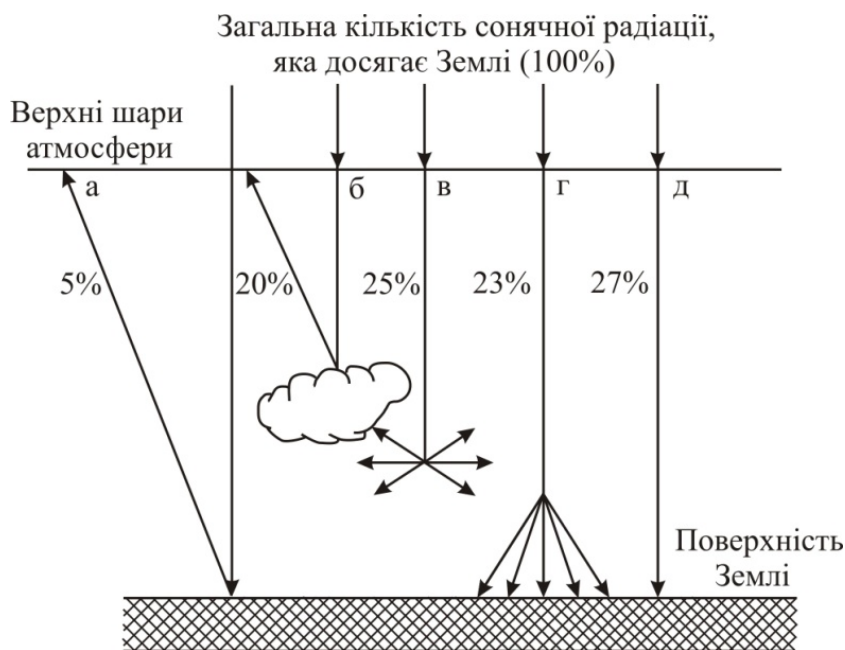


Рисунок 5.1 – Проходження сонячних променів через атмосферу Землі: а – відбивання від поверхні Землі; б – відбивання хмарами; в – поглинання самою атмосферою; г – розсіювання атмосферою з досягненням земної поверхні; д – частка випромінювання, яка досягає поверхні Землі

Інтенсивність сонячного випромінювання протягом доби змінюється від максимуму опівдні до нуля вночі. Тому на енергетичних системах, що використовують сонячну енергію, необхідно встановлювати спеціальні

пристрої, які б акумулювали сонячну енергію у періоди випромінювання високої інтенсивності і включалися в систему у нічний час або при значно малому сонячному випромінюванні. В порівнянні з традиційними джерелами енергії сонячна радіація має невелику щільність. Тому для одержання теплових потоків, достатніх для функціонування сучасних енергетичних систем і технологічних процесів, необхідно застосувати сонячні концентратори.

У сучасних сонячних установках з концентраторами досягнуті температури понад 3000К, які дозволяють використовувати енергію Сонця для високотемпературних процесів (наприклад, плавлення металів).

Методи утилізації сонячної енергії поділяються на дві основні групи: пряме використання сонячної радіації й опосередковане, через її вторинні прояви, у вигляді енергії вітру, теплової енергії океану, енергетичних запасів біомаси рослин, гідроенергії тощо.

Пряме використання сонячної енергії, в свою чергу, поділяється на теплове, фото- і термоелектричне перетворення сонячної радіації, тобто одержання теплової чи електричної енергії під дією сонячної радіації на різноманітні спеціальні пристрої, відомі під назвою геліоприймачі або колекторів.

Геліоприймач – основний елемент, в якому сонячне випромінювання трансформується у теплову енергію. Тепло від нього може вноситись із геліоприймача чи акумулюватись у ньому.

Сонячні теплові системи бувають пасивними і активними. Пасивні системи – це, як правило, нерухомі пристрої, які орієнтовані під певним кутом до горизонту на південь. Ними можуть бути стіни чи покрівлі будинків, споруд. Спеціальним чином покрашені і зашклені, вони дозволяють одержувати за рахунок сонячної радіації низькотемпературне тепло, яке може використовуватись для обігрівання і вентиляції приміщень, для підігрівання води тощо.

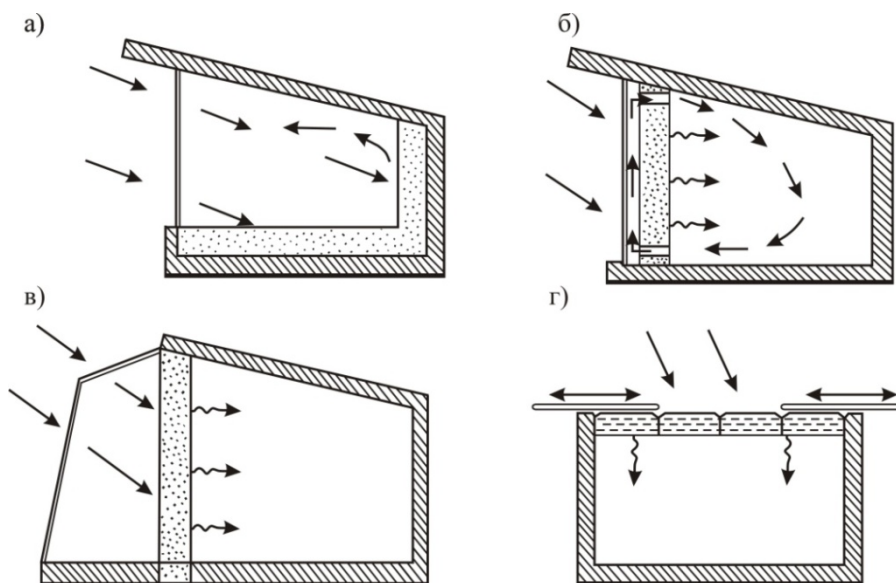


Рисунок 5.2 – Пасивні сонячні системи

Найпростіша із таких систем – орієнтоване на південь вікно (рис. 5.2, а). Сонячні промені, що проникають через вікно, підігрівають повітря, що знаходиться у приміщенні, а також стіни. Досвід показує, що без додаткових витрат можна підвищити температуру повітря у приміщенні на 10°C у весінне - осінній період і на 5 – 8°C у зимовий час.

Більш складною є система (рис. 5.2, б) з акумулювальною закрашеною чорним стінкою, яка розігрівається за рахунок поглинання сонячних променів, а потім передає тепло обігріваному приміщенню. Щоб скоротити втрати тепла, стіну звичайно склять (одержується ізолятор разом з повітряним прошарком). Дана схема має суттєві переваги перед першою, оскільки має найпростіший акумулятор, який може віддавати тепло навколишньому простору після заходження сонця.

Практично аналогічна побутова система, зображена на рис. 5.2, в. Тільки тут збільшено скляне огородження, що дозволяє розширити тривалість дії сонячного випромінювання на акумулювальну стіну. Ця схема знайшла широке використання у сонячних теплицях.

Трохи відрізняється від попередніх схема з теплоакумулювальною покрівлею. Вона застосовується як для підігрівання приміщень, так і для їх охолодження (рис. 5.2, г)

Звичайно такі покрівлі обладнують жалюзі і закритими резервуарами (балонами) з водою, які виконують роль теплових акумуляторів. У прохолодний час року вдень жалюзі залишаються відкритими і за рахунок сонячної радіації балони з водою підігріваються. Вночі тепло від балонів передається приміщенню, жалюзі закриваються.

У жаркі періоди вночі покрівля розсувається і водяні резервуари охолоджуються за рахунок випромінювання у нічне небо. Вдень жалюзі покрівлі засуваються, починається відбір тепла з приміщення охолодженою за ніч водою. Застосування такої схеми особливо перспективне у районах з жарким і сухим кліматом.

До активних сонячних систем відносяться колектори, які мають у своєму складі трубчаті чи плоскі теплообмінники. Теплоносії у теплообмінниках нагріваються за рахунок поглинання чорно-кольоровими поверхнями теплової сонячної енергії. Принципова схема плоского колектора наведена на рис. 5.3.

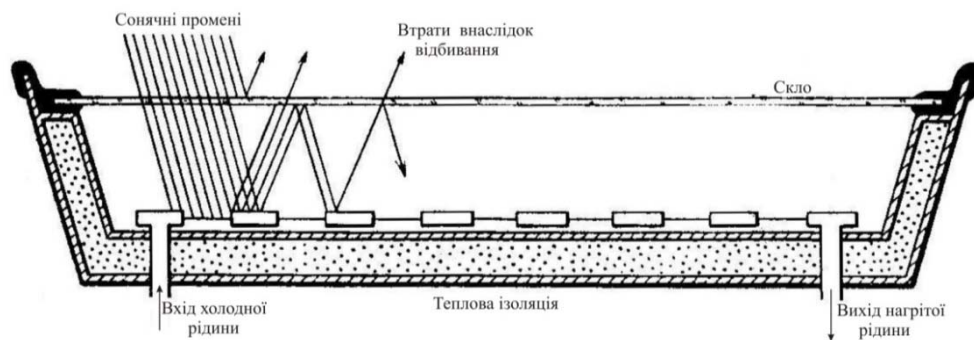


Рисунок 5.3 – Плоский сонячний колектор

Такі колектори виконують нерухомими, орієнтуючи їх на південь, і нахиляють під певним кутом до горизонту. У деяких випадках колектори оснащують найпростішими пристроями для зміни кута нахилу залежно від періоду року.

Ефективність системи залежить і від якості її ізоляції. Зараз існують спеціальні чорні покриття, які ефективно поглинають сонячне випромінювання і дозволяють підігрівати теплоносій до 100°C . Завдяки вакуумній ізоляції у подібних системах досягається температура $150 - 200^{\circ}\text{C}$.

До основних елементів сонячних колекторів відносять скляну ізоляцію. Вона значно зменшує теплові втрати, які звичайно виникають біля нагрітих поверхонь за рахунок вільної конвекції, теплопровідності повітря і випромінювання у інфрачервоному діапазоні. Але найбільш важливим компонентом системи є теплоносій. Розрізняють колектори з природною примусовою (за допомогою насосів) його циркуляцією.

Тепер широко використовують сонячні установки не тільки з водою, але і з повітрям, а також з низькокиплячими рідинами типу амонію (NH_3). Дослідження і практика показують достатньо високу їх ефективність.

Найбільш розповсюдженими системами даного типу є водяні колектори, які успішно використовуються у районах з жарким кліматом для нагрівання води до $60 - 80^{\circ}\text{C}$. Наприклад, колектор площею $1,5 \text{ м}^2$ може нагріти за 5 – 6 год біля 100л води до температури 80°C , тобто один колектор може забезпечити невелику сім'ю гарячою водою протягом одного дня.

Водяні сонячні колектори встановлюються у готелях, пансіонатах, будинках відпочинку, дитячих закладах і спортивних комплексах. Наприклад, був обладнаний водонагрівальною сонячною системою готель “Спортивний” у Сімферополі. Поруч з готелем встановлено 320 сонячних колекторів загальною площею 200 м^2 (рис. 5.4). Для них створили водяний бак ємністю 5 м^3 , який виконує функції акумулятора. Система досить ефективна. В неопалювальний період ця установка дає економію до 20 тис. м^3 природного газу, вона забезпечує 70 % потреби у гарячій воді в літній час і до 25 % – за весь рік.

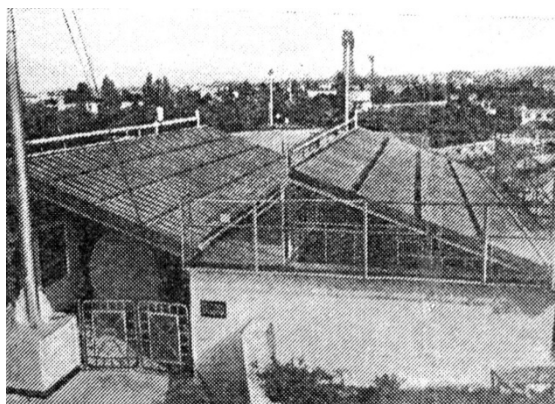


Рисунок 5.4 – Колектори водонагрівальної сонячної системи готелю “Спортивна”, (м. Сімферополь)

В готелі “Акація” на курорті “Золоті піски” в Болгарії на покрівлі встановлено 120 колекторів площею по 1,5 м². Вони дозволяють підігрівати на протязі дня 12 м³ води до температури 50 – 60°C.

На другому болгарському курорті – “Албена” на покрівлі ресторану “Орхідея” розташовано 100 водяних колекторів. Вони підігрівають понад 10т води в день до температури 70°C. Частина води додатково підігрівається за допомогою звичайних підігрівачів до 100°C і використовується для приготування їжі. Ці установки мають також добре ізольовані резервуари для зберігання гарячої води протязі 2 – 3 діб.

Економічність і необхідність застосування водяних систем загально відома і підтверджена практикою, і слід зазначити, що вони знайдуть найближчим часом найширше застосування у різних районах нашої держави.

Застосування повітря як теплоносія замість рідини у сонячних колекторах дає можливість широко використовувати дані системи для сезонного опалення або у сушильних установках.

З урахуванням необхідності безперервної роботи сушильних сільськогосподарських установок, особливо в період збирання врожаю, вони повинні бути забезпечені акумулювальними тепловими пристроями. В основному застосовуються акумулятори, які працюють за принципом «кам’яного проміжного накопичувача тепла» (рис. 5.5). Гаряче повітря із сонячного колектора, проходячи через шари каміння (бита цегла, шамот тощо) з великою теплоємністю, розігріває їх. Це дозволяє використовувати накопичене тепло, пропускаючи через кам’яний акумулятор холодне повітря (інертний газ). Тривалість експлуатації проміжного накопичувача тепла залежить від його розміру і теплофізичних властивостей каменю. Звичайно, завдяки таким системам накопичене тепло зберігається протязом декількох діб і більше.

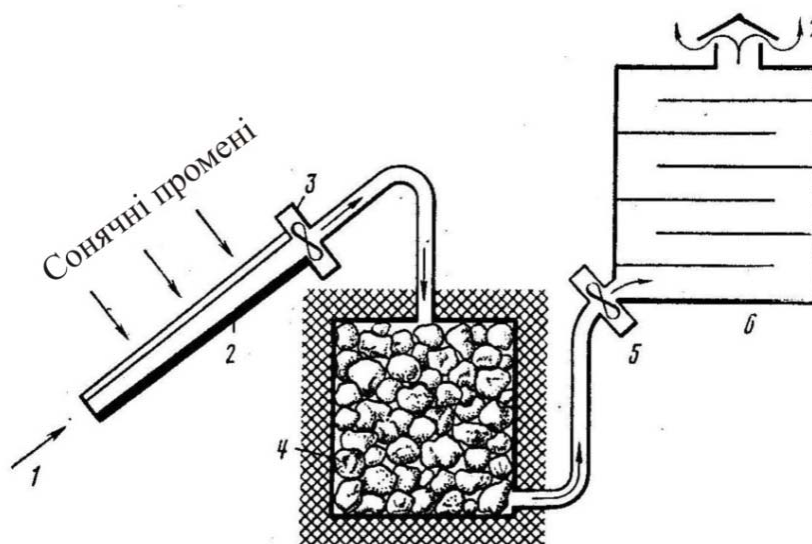


Рисунок 5.5 – Сонячна сушильна установка з тепловим акумулятором:
1 – вхід холодного повітря; 2 – сонячний колектор; 3 – вентилятор або компресор; 4 – акумулятор – кам’яний акумулюючий матеріал; 5 – вентилятор; 6 – контейнер для сушіння продуктів; 7 – вихід повітря

Плоскі сонячні колектори використовуються в опалювальних системах будинків. Найбільш розповсюджені схеми “пасивна” і “сонячний будинок” з так званою активною системою. Пасивна схема працює за принципом термосифонного ефекту, коли розігріта у колекторі рідина, маючи меншу щільність, рухається вгору і надходить у приміщення, яке обігрівається (рис. 5.6). Оскільки система діє у замкнутому циклі, підігрітий теплоносії (рідина, повітря) постійно витісняється більш холодним, і це буде продовжуватись до того часу, поки колектор знаходиться під променями сонця.

При недостатній сонячній радіації тепло- і гаряче водопостачання можна створювати з дублюючою системою підігрівання (рис. 5.7). Уролі дублюючої системи використовують електро-, паро, чи фотоелектричне теплопостачання.

У схемах “сонячний будинок” вода підігрівається у плоских колекторах і поступає в резервуари (баки-акумулятори), навколо яких розміщене каміння. Гаряча вода віддає своє тепло кам’яному акумулятору. Через цей акумулятор пропускається холодне повітря, яке, нагріваючись, подається в приміщення для його обігрівання.

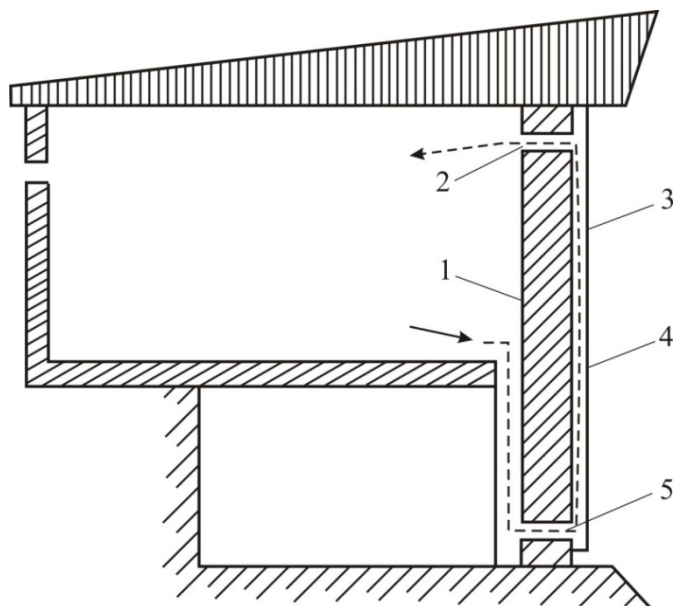


Рисунок 5.6 – Нагрівальна циркуляційна стіна: 1 – стіна акумулятора; 2 – верхній вентиляційний отвір; 3 – вітраж; 4 – променево-поглинаюча поверхня; 5 – нижній вентиляційний отвір

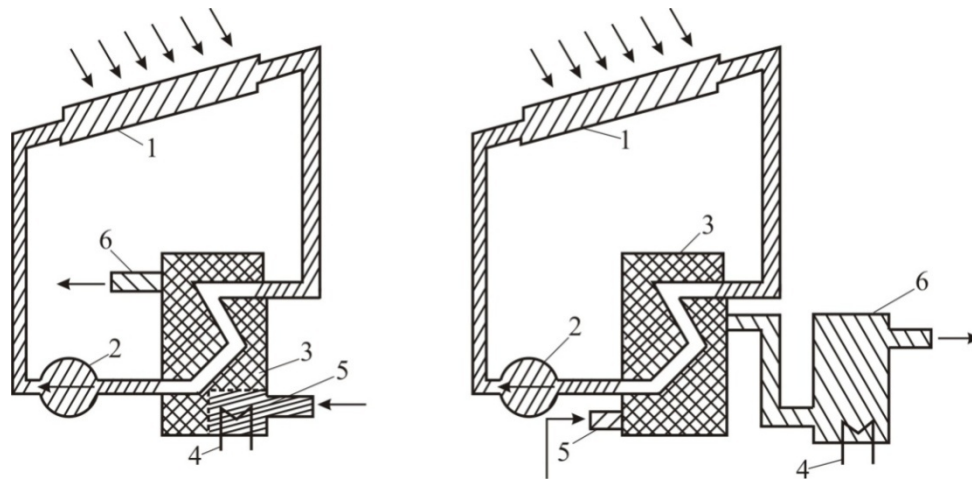


Рисунок 5.7 – Схема сонячного теплопостачання з дублюючою системою підігрівання: а – з суміщеними акумуляторами і дублюючою системою; б – з окремими акумулятором і дублюючою системою підігрівання; 1 – сонячний водонагрівач; 2 – насос; 3 – акумулятор; 4 – дублююча система підігрівання; 5 – холодна вода; 6 – гаряча вода

Найбільш розповсюджене приймання – пристрої геліосистем в існуючих будинках – установлення геліоприймачів на покрівлі південного нахилу (рис. 5.8).

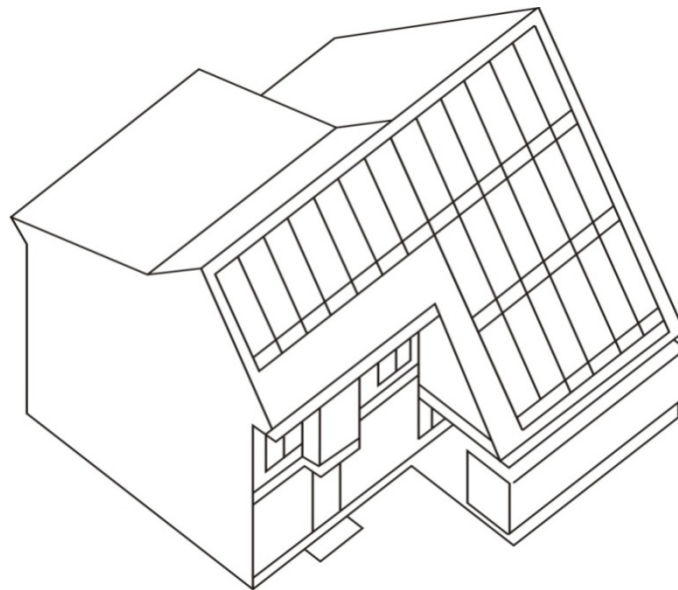


Рисунок 5.8 – Схема встановлення геліоприймачів на покрівлі південного нахилу

Геліосистема гарячого водопостачання має власний геліоконтур, в якому відбувається підігрівання за рахунок променів сонця і циркуляції теплоносія за допомогою насоса, і контур гарячого водопостачання.

Геліосистема (рис. 5.9) працює наступним чином. Теплоносій геліоконтур (антифриз або деаерирована і силікатизована вода) з допомогою циркуляційних насосів геліоконтур циркулює між сонячними

водонагрівачами, в яких він підігрівається і швидкісним водопідігрівачем-теплообмінником, в якому віддає одержане тепло холодній водопровідній воді і направляється знову у сонячні водопідігрівачі. В геліоконтурі передбачено також розширювальний бак і обвідна ділянка трубопроводу з регулювальним трьохходовим клапаном, який дозволяє змінювати кількість теплоносія, що циркулює через водопідігрівачі залежно від інтенсивності сонячної радіації, і тим самим підтримувати постійну температуру підігрівання теплоносія.

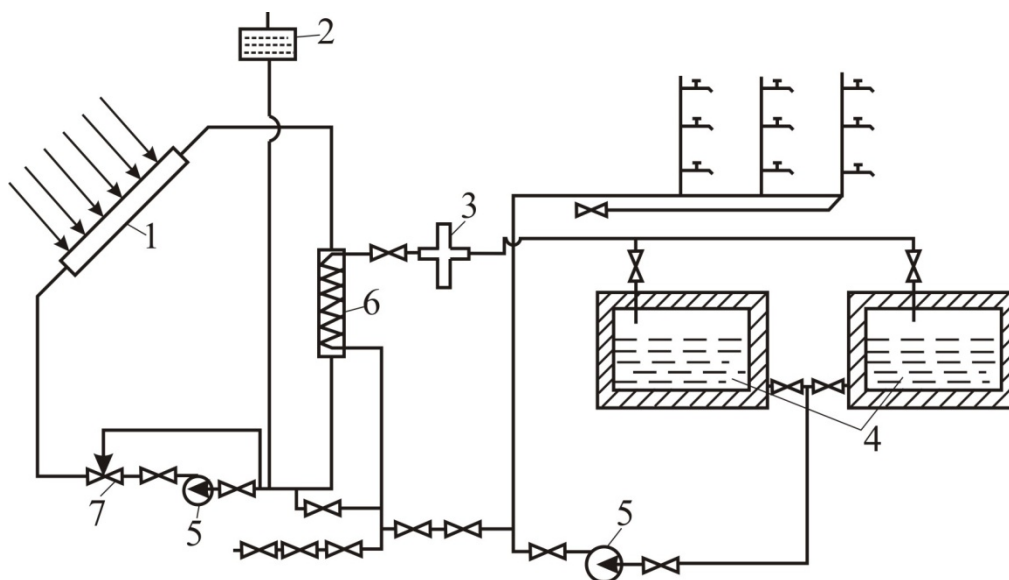


Рисунок 5.9 – Схема уніфікованої геліосистеми: 1 – сонячний водонагрівач; 2 – бак для розширення рідини; 3 – регулятор температури; 4 – баки-акумулятори; 5 – насос; 6 – швидкісний водонагрівач; 7 – регулятор витрат

Холодна вода у швидкісному водонагрівачі-теплообміннику підігрівається до постійної температури за рахунок зміни її витрачення регулятором і зливається у баки-акумулятори. Звідти вода насосом гарячого водопостачання подається до водозабірної арматури, або, при її достатній кількості у баках, але недостатній температурі (внаслідок остигання і малого розбирання), до водопідігрівача-теплообмінника для підігріву до потрібної температури.

Вищенаведені геліосистеми мають конструкцію плоских і концентруючих геліоприймальних пристроїв. Ще один шлях підвищення ефективності геліоприймачів – надання поверхні поглинання.

Це можливо завдяки тому, що поглинання і випромінювання відбуваються в далеких одна від одної областях спектра – поглинання променів сонця в ультрафіолетовій, видимій і високотемпературній інфрачервоній, а випромінювання – в низькотемпературній. Наносячи на поглинаючу поверхню декілька тонких шарів діелектриків, металів або їх окислів, можна забезпечити високий коефіцієнт поглинання сонячної радіації при низькому ступені ізоляції

покриття. Це добре узгоджується з використанням вакуумованих геліоприймачів, в яких забезпечується добра ізоляція і довговічність покриття. При цьому приклеювання до геліоприймача фольги з селективними властивостями покращує ефективність поглинання променів сонця. Найбільш розповсюджені покриття типу “ чорний нікель ” і “ чорний хром ”, які одержують гальванічним осадженням окислів металів, що дуже суттєво для підвищення ефективності геліоприймачів.

5.2 Промислові енергетичні геліоустановки

Сонячні дистилятори. Виробництво питної води – величезна проблема. У багатьох країнах застосування в цих цілях сонячної енергії особливо перспективно.

Найпростішою дистиляційною, або опріснювальною системою є резервуар з водою, який має похилу скляну покрівлю (рис. 5.10). Резервуар виконано у вигляді теплоізольованої і зачорненої із середини ємності, дно якої покрито шаром підсоленої води або водою, яка потребує очищення. Сонячні промені, проходячи через скляну поверхню, поглинаються зачорненою стінкою. Внаслідок цього відбувається нагрівання води і її випаровування. Водяні пари конденсуються на прозорій поверхні покрівлі ємності, яка має температуру зовнішнього середовища, і прісна вода стікає по похилій поверхні у збірник.

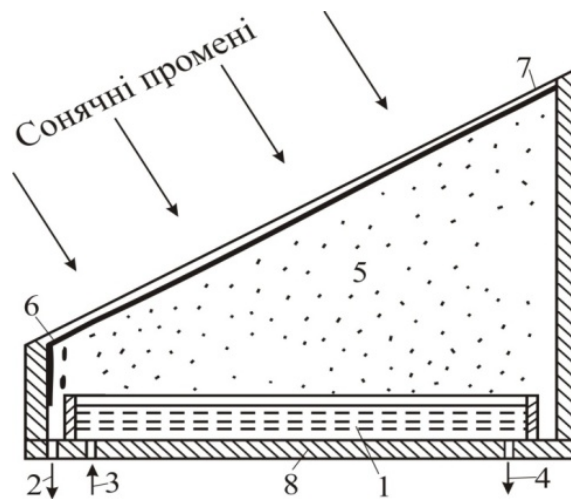


Рисунок 5.10 – Сонячний дистилятор: 1 – вода; 2 – вихід очищеної води; 3 – вхід води, яка підлягає очищенню; 4 – випуск води з підвищеним вмістом солі чи домішок; 5 – пара; 6 – плівка конденсату; 7 – скляна покрівля; 8 – теплова ізоляція

Сонячні дистилятори звичайно орієнтуються на південь, а кут нахилу прозорої покрівлі приймається з урахуванням висоти положення сонця над горизонтом і умов безперервного стікання плівки конденсату на похилій поверхні у збірник. Продуктивність таких систем визначається в основному

інтенсивністю сонячного випромінювання, а також поглинаючою спроможністю чорного покриття і ступенем герметизації всієї системи, звичайно продуктивність таких опріснювачів складає 4 – 6 л/м²· добу.

При опрісненні солоної води в таких системах добувається ще один додатковий продукт – сіль, яка може використовуватись для різноманітних цілей. Сонячні дистиллятори використовують і для очищення промислових стоків.

Геліоприймачі з шаровою концентрацією солей у воді. Основна умова функціонування подібних систем – наявність градієнта концентрації солі у товщі води невеликих соляних озер, чи у штучних водоймах. Глибина водойм не повинна перевищувати декількох метрів. У штучних водоймах концентрація солі у різних шарах води регулюється шляхом введення сольових розчинів різної концентрації на різні глибини так, щоб нижні шари води мали максимальний її вміст (рис. 5.11). Якщо дана штучна водойма знаходиться під впливом сонячного випромінювання її вода прогрівається на всій товщі, але у різній мірі. Верхні шари нагріваються до меншої температури, оскільки вони знаходяться у прямому контакті з повітрям, а тому що у верхніх шарах води спостерігається підвищена конвекція, це призводить до додаткової тепловіддачі.

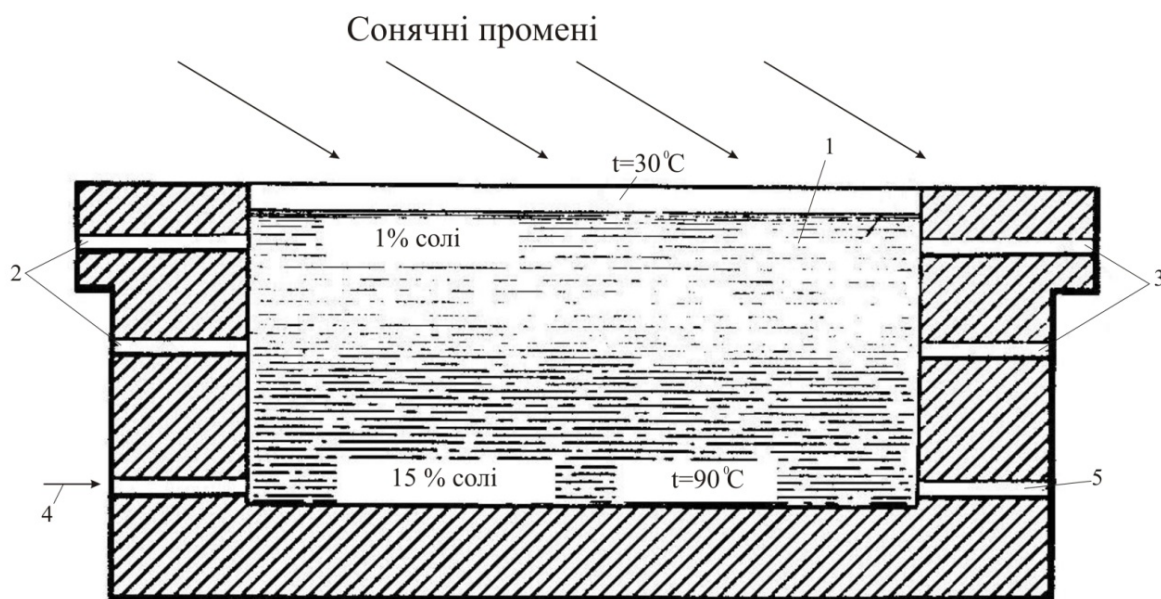


Рисунок 5.11 – Штучна сонячна водойма (“ставок”): 1 – вода; 2 – вхід води зі зниженою концентрацією солі; 3 – вихід води із шарів зниженої концентрації солі; 4 – вхід води з підвищеною концентрацією солі; 5 – вихід гарячої води

Сонячні промені проникають на дно і підігрівають воду нижніх шарів. Конвективні втрати тут скорочуються завдяки існуванню градієнта щільності. Тому нижні шари води прогріваються значно більше, ніж верхні.

Такий ефект дозволяє одержати у нижніх шарах воду з температурою, близькою до 100°C, тоді як у верхніх шарах температура буде не вище

температури навколишнього повітря. Підраховано, що водойма площею 1км² може дати біля 60м³ води з температурою до 96°С. Поряд із штучними водоймами існують і природні соляні озера чи водойми з підсоленою водою, в яких спостерігається точно такий же ефект. Наприклад, в озері Балатон (Угорщина), в якому концентрація солей зростає до дна і яке не є глибоким, придонні шари бувають дуже теплими.

Створені проекти великих промислових енергетичних об'єктів з виробництва електроенергії на базі геліоприймачів з шаровою концентрацією солей. В такій установці (рис. 5.12) гаряча вода із шару ІІІ подається у теплообмінник – випарник за допомогою насоса Д₃ і повертається знову у свій шар. У парогенераторі Г утворюється низькотемпературна пара з низькокиплячої органічної рідини, яка опісля поступає в турбіну В. Вона, в свою чергу, призводить в рух електричний генератор Б. З турбіни пара подається у конденсатор А, куди також йде холодна вода із шару І за допомогою насоса Д₂. Уся схема працює у замкнутому циклі, дозволяючи використовувати багато разів низькокиплячу рідину. Ефективність даної системи багато в чому залежить від перепаду температур між шарами І і ІІІ.

Вентиляція і охолодження приміщень. Енергетичний потенціал сонця можна використати для створення систем вентиляції й охолодження. Вище вже описувалась система вентиляції приміщень за допомогою відкривання жалюзі покрівлі у нічний час. Така схема може застосовуватись і вдень, якщо резервуари з водою, що встановлені під жалюзі, будуть відкриті. Тоді під впливом сонячних променів вода почне випаровуватись. А процес випаровування вимагає значної кількості теплової енергії. При цьому методі більша частина променевої енергії сонця піде на випаровування води і будівля буде прогріватись слабо.

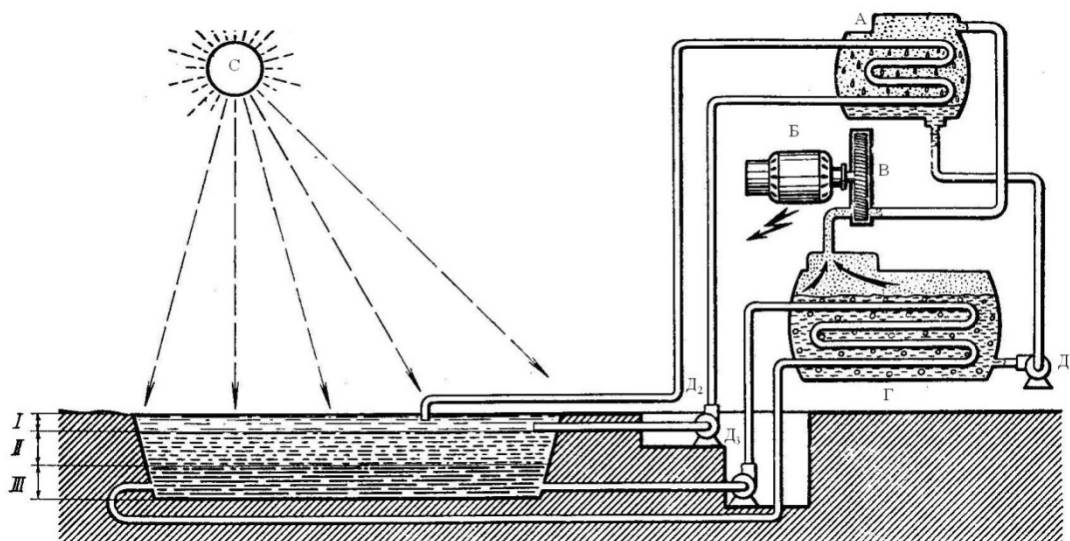


Рисунок 5.12 – Електростанція на базі штучної сонячної водойми (“ставка”): Шари з концентрацією солі: І – низькою; ІІ – середньою; ІІІ – високою (гарячий шар), С – сонце; А – конденсатор; Б – електричний генератор; В – турбіна; Г – теплообмінник – випарник (парогенератор); Д₁ – насос; Д₂ – насос для холодної води; Д₃ – насос для гарячої води; П – пара, яку одержують із низькокиплячої води.

Можна також встановити відкриті резервуари з водою у приміщенні, що сприятиме відбору тепла із нього на випаровування води, а також буде забезпечувати додаткову вентиляцію приміщень для нейтралізації підвищеної вологості.

Одна із активних охолоджувальних систем використовуваних тепер – звичайна холодильна установка з компресором, що приводиться в рух електродвигуном, який живиться від сонячних батарей.

Принципово відмінними схемами, що використовують сонячну енергію, є абсорбційні водоаміачні для холодильних установок і водобромлітєві для охолодження приміщень. Основними робочими рідинами в обох системах є амоній, як охолодник, і вода, яка використовується як абсорбент.

Суміш амонію і води надходить у парогенератор, у ролі якого використовується плоский сонячний колектор. Під тепловим впливом сонця амоній випаровується у колекторі і рухається в конденсатор, де він охолоджується до стану рідинно-парової суміші. Потім суміш надходить у клапан, який знижує тиск, де, розширюючись, вона додатково охолоджується і потім направляється у парогенератор, встановлений в охолоджуваному просторі. Випаровуючись у парогенераторі, амоній відбирає теплоту навколишнього простору і, звичайно, охолоджує його. Рідинно-парова суміш амонію в подальшому зміщується з водою і знову йде у сонячний колектор – парогенератор. Система працює у замкнутому циклі і забезпечує мінусові температури в охолоджуваному просторі.

Великі промислові холодильні установки такого типу повинні постачатись насосами для підкачування робочої рідини, які можуть одержувати електроенергію від сонячних батарей.

“Слідкуючі” сонячні системи. Створені параболічні дзеркальні концентратори з однією чи двома ступенями свободи і зі спеціальними приводами.

Параболічні прямокутні концентратори (рис. 5.13,а) мають один ступінь свободи. Такі системи можуть концентрувати сонячні промені на плоскому чи трубному теплообміннику, який зачорнений ззовні. На поверхні теплообмінника досягається температура до 300°C. Якщо через нього пропускати воду, то одержана пара може використовуватись для обертання електрогенератора, водяних насосів тощо.

Більш складною сонячною системою є круглий параболічний дзеркальний концентратор з двома ступенями вільності, який фокусує сонячні промені в одній точці (рис. 5.13, б). У таких концентраторах температура підіймається вище 1000°C. Подібні концентратори використовують у промислових умовах, які дозволяють досягти температури 4000°C, при якій можливо одержати металокерамічні сплави.

Нацей час побудовано декілька крупних теплових електростанцій у різних країнах світу.

Сонячні ТЕС діють за наступним принципом: на вершині башти встановлюють водяний котел, на який за допомогою системи дзеркал

фокусується сонячні промені, які дозволяють системі “відслідкувати” за положенням сонця на небосхилі (рис. 5.13).

Нацей час побудовано декілька крупних теплових сонячних електростанцій в різних країнах світу. Сонячні ТЕС діють за наступним принципом: на вершині башти встановлюють водяний котел, на який за допомогою системи дзеркал фокусується сонячні промені, які розігрівають котел вище 200°C. Пара, що одержують у котлі, подається на турбіни, які, в свою чергу, обертають ефектогенератор. Для підвищення ефективності роботи станції дзеркальні системи забезпечуються “слідкуючою” за сонцем системою.

У 1985 р. проведено запуск сонячної ТЕС, потужністю 5МВт на березі Апшатського озера в АРКрим. Станція має башту висотою 70 м з водяним котлом на її вершині. Сонячні промені концентруються на стінах котла за допомогою 1 600 дзеркал площею 25м² кожне. Дзеркала розміщені у чашкоподібній виїмці діаметром 500м, у центрі якої і встановлена башта. Кожне дзеркало за допомогою обчислювального комплексу “слідкує” за рухом сонця, змінюючи своє положення синхронно із світлом за двома осями – вертикальній і горизонтальній. До схеми сонячної ТЕС включено також тепловий акумулятор – резервуар ємністю 400 т з початковою температурою 300°C і кінцевою 120°C. Такі температури в акумуляторі підтримуються за допомогою високого тиску.

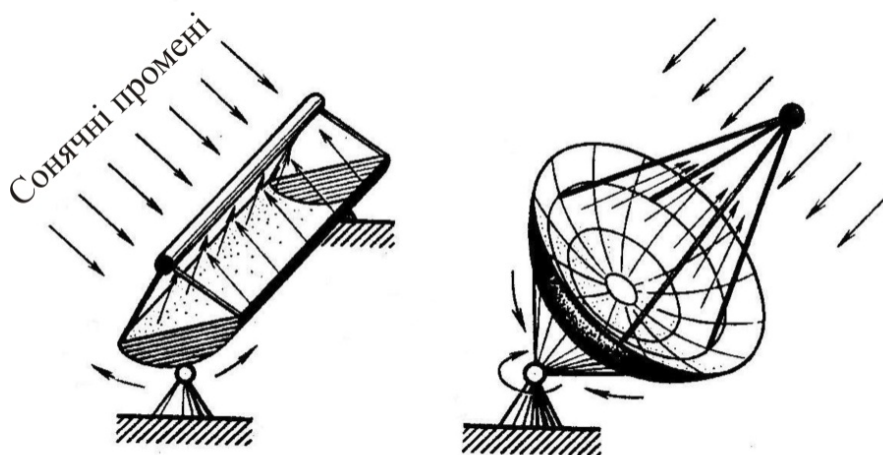


Рисунок 5.13 – Принципова схема “слідкуючих” сонячних систем

Пряма трансформація сонячної енергії в електричну. Великі перспективи прямого одержання електрики із сонячної енергії відкриває застосування фото- і термоелектричних перетворювачів.

Фотоелектричні батареї широко розповсюджені у космічній техніці, для живлення бортових систем апаратів, що знаходяться на навколосезній орбіті чи у відкритому космічному просторі. Основну частину фотоелектричних генераторів складають напівпровідникові елементи, в яких під впливом сонячного випромінювання проявляється фотоелектричний ефект. Він виникає внаслідок впливу сонячного випромінювання на поверхневі шари

напівпровідника товщиною приблизно 2 – 3мкм, вивільнюючи при цьому деяку кількість електронів. З появою у тілі напівпровідника вільних електронів і за наявності різниці електричних потенціалів в ньому виникає електричний струм. Різниця потенціалів утворюється між опромінюваною поверхнею напівпровідника і його “тіньовою” стороною за рахунок проникнення в його поверхневі шари спеціальних добавок. Один вид добавок утворює додаткові електрони і від’ємний заряд поверхні, другий – дефіцит електронів і тому позитивний заряд. Позитивний і від’ємний заряди створюють різницю потенціалів.

Більшість фотоелектричних генераторів виготовляють із кремнієвих елементів. Розріз такого елемента наведено на рис. 5.14. Кремній – один із самих дешевих матеріалів на землі – може бути виділений із простого піску. Фотоелектричні елементи одержують із кварцевих кристалів, які мають високу чистоту. Вони виробляються шляхом розплавлення кремнію і потім вирошуються у вигляді круглих стрижнів діаметром 5 – 8см. Для одержання безпосередньо напівпровідникових елементів ці стрижні розрізають на тонкі пластини, товщиною біля 300мкм, які і слугують основною частиною фотоелектричних елементів. На бік, обернений до сонця, наносять тонкий шар фосфору, який дає збільшений витік електронів для від’ємного заряду. Позитивний заряд досягається за рахунок присутності бромю, який додає недостачу поверхневому шару “тіньової сторони”. На зовнішній бік елемента накладається металічна сітка (вона виконує роль від’ємного електрода), на внутрішній напилується метал, який виконує функцію позитивного електрода.

Іншими перспективними напівпровідниковими матеріалами для виготовлення фотоелектричних елементів є сульфід кадмію або арсенід галію. Перспективним напрямом у створенні фотоелектричних генераторів є нова технологія виготовлення тонкоплівкових покриттів.

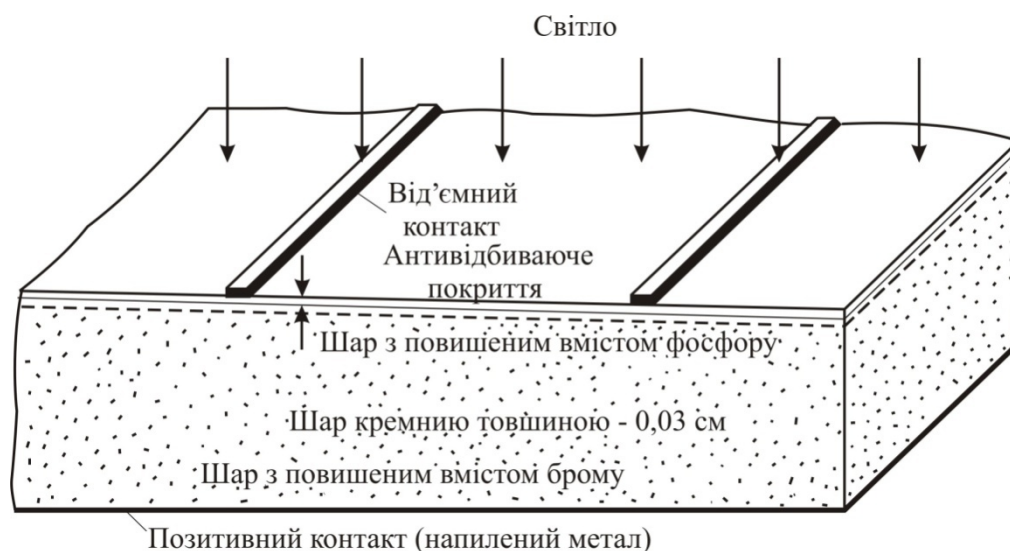


Рисунок 5.14 – Схематичний розріз кремнієвого фотоелемента

Основні переваги фотоелектричних генераторів – їх порівняна простота у виготовленні й обслуговуванні, довговічність, відсутність у порівнянні з традиційними генераторами механічних втрат в процесі трансформації енергії. Вони є практично “чистими” енергетичними пристроями, тобто не забруднюють навколишнього середовища.

Основний недолік сонячних фотоелектричних перетворювачів – їх висока вартість.

Друга система, яка дозволяє відтворити пряму трансформацію сонячної світлової енергії в електричну, – сонячні термоелектрогенератори. Принцип дії термоелектрогенератора базується на тому, що в замкнутому ланцюзі, який має у собі різномірні провідники, виникає електрорушійна сила, якщо місця контактів підтримуються з різними температурами. У простішому випадку, коли електроланцюг складений з двох різних провідників, він називається термопарою.

Звичайно до складу сонячних термоелектрогенераторів входить сам генератор і сфокусована сонячна енергетична система (часто “слідкуюча”). В генераторі є термобатареї, набрані із термоелементів, з’єднаних послідовно чи паралельно, і теплообмінники гарячих і холодних спаїв термоелементів. Величина електричного струму залежить від температур гарячого T_1 і холодного T_2 контактів, а також від матеріалів провідників. У невеликому інтервалі температур електрорушійну силу (ЕРС), від якої залежить величина генерованого електричного струму, можна рахувати пропорційною різниці температур T_1 і T_2 , тобто $ЕРС = k(T_1 - T_2)$, де k – коефіцієнт, який характеризує термоелектричну спроможність пари металів. Він визначається матеріалом провідників і інтервалом температур. Коефіцієнт корисної дії термоелектрогенераторів дорівнює приблизно 15 %, а досягнута потужність – декільком сотням кіловат. Чим вища температура поверхні гарячих спаїв, тим вище їх продуктивність. Тому, як правило, сонячні термоелектрогенератори обладнуються пристроями, які концентрують сонячну енергію на поверхні спаїв, збільшуючи тим самим їх температуру. В деяких випадках на поверхню спаїв наносять покриття з добре поглинаючими сонячне теплове випромінювання властивостями. Фото- і термоелектрогенераторами обладнані практично всі космічні апарати, що запускаються на навколосезну орбіту та у відкритий космічний простір.

Зараз створюються проекти з великомасштабного виробництва електроенергії у космосі з подальшою її передачею на Землю. Проекти основані на створенні фотоелектричних приймачів площею у декілька десятків квадратних кілометрів на висоті до 35 – 40 тис.км і розташованих над екватором. На відміну від наземних систем такі станції не створюють проблем збереження енергії, так як сонячне світло буде випромінюватись на їх поверхню безперервно.

З навколосезної орбіти станції будуть передавати енергію на велику, діаметром до 10 км, приймальну антену на Землі. Енергія мікрохвиль, яка приймається антеною, потім буде перетворюватись в електроенергію.

Самі орбітальні електростанції відповідно до цих проектів будуть мати масу сонячних фотоелементів і обладнуватись мікрохвильовими антенами для передачі виробленої енергії на Землю. “Слідкуюча” система забезпечує їх постійну спрямованість на приймальну антену, яка розташована на Землі. Звичайно, такі станції будуть мати і велику вагу, залежно від їх потужності. Наприклад, станція потужністю 5000 МВт буде важити біля 20 тис. т. Для будівництва таких станцій необхідно мати космічні транспортні засоби, які б змогли доставити матеріали з Землі і монтаж станції в умовах космічного простору. Все це вимагає вирішення значних науково-технічних проблем сучасності, включаючи створення нових видів космічних апаратів і надпотужних ракет-носіїв.

5.3 Акумуляування сонячного тепла

Види акумуляторів. Неспівпадання графіків навантаження систем сонячного теплопостачання з добовими і річними графіками надходження сонячної радіації викликає необхідність акумуляування енергії. Акумулятори класифікують за характером протікання в них фізико-хімічних процесів, причому кожному відповідають відповідні акумуляуючі матеріали, які:

- використовують теплоємність речовини без змін його агрегатного стану (вода, водні розчини солей, каміння, порода у контейнерах або у природному стані);

- використовують теплоємність речовини без зміни його агрегатного стану (вода, водні розчини солей, каміння, порода у контейнерах або у природному стані);

- використовують скрите тепло фазових переходів (парафіну, гідрати неорганічних солей);

- базуються на оборотних хімічних і фотохімічних реакціях, наприклад, циклічній гідратації та дегідратації, розщепленні і рекомбінації молекул, гідруванні і дегідруванні (зміні концентрації сірчаної кислоти, розкладанні сірчаного ангідриду, виробництві водню);

- базуються на необоротних фотохімічних реакціях, у першу чергу, реакціях фотосинтезу і термохімічних (одержання біомаси і біогазу, виробництві водню).

Велика увага, особливо у північних районах, повинна приділятися сезонному акумуляуванню сонячної енергії у вигляді тепла. В Україні, яка має розвинуту систему централізованого теплопостачання, створення централізованих геліосистем з сезонним акумуляуванням дуже перспективно.

Аналіз технічних рішень сезонних акумуляторів у світовій практиці показав, що найбільша кількість їх є теплоємнісними.

Породні ями – сховища тепла. Цей тип акумулятора створюється шляхом риття ями і розміщення виїнятої породи (грунту) по її периферії у вигляді насипу. На дні і бокових стінах викладають теплоізоляцію, на поверхні – гідроізоляцію. Яму заповнюють водою, на воду укладають плаваючу

теплоізоляційну кришку, яка є стійкою до впливу гарячої води. Використання кришки для слідкування за переміщенням сонця підвищує ефективність установки, значно підвищує температуру води й економить на використанні інших слідкуючих пристроїв. Параметри невеликого, повністю ізольованого сховища тепла у вигляді породної ями [42] :

Об'єм, м ³	640
Діаметр, м	16
Глибина, м	6
Розрахункова температура, град...	70 – 80

Техніко-економічні показники залежать від категорії ґрунту, геометрії ями, потужності і схеми роботи самої установки (з тепловим насосом чи без нього).

Скальні порожнини – сховища тепла. У світовій практиці накопичений досвід будівництва великих тунелів у скалах для зберігання теплої води чи нафти: біля 20 м у ширину, 30 м у висоту і сотні метрів у довжину. Декілька таких тунелів можна розмістити паралельно, що дає можливість довести загальний об'єм зберігання на одній площині до 1 млн м³ рідини. Такий спосіб використовується для акумулювання гарячої води з температурою до 115°C і об'ємом 15 000 м³. Побудовані вже скальні сховища об'ємом 100 000 м³ [47].

Акумулювання тепла у горизонтальних підґрунтових шарах

Найкращий матеріал для утворення спеціальних каналів для води – глина. Один із прикладів використання глини – будівництво сховища ємністю 90 000 м³. У глиняний канал встановлюється U-подібна пластмасова труба, одне коліно призначене для подавання води вниз, а друге – для видачі на поверхню. Оскільки теплопровідність глини в 3 рази нижча ніж граніт, теплопередача на кожен канал менша і тому вони розташовані щільніше (як правило, на відстані 1,7 м, що складає 3 м² ґрунту на 1 м каналу). Тепло з таких акумуляторів відбирається тепловими насосами і може подаватись в опалювальну систему школи, лікарні, магазину тощо [47].

Акумулювання тепла у підземних водоносних горизонтах

Водоносні пласти звичайно складені з породи відносно високої проникності (пісок чи гравій), які заповнені водою.

Рух води організується горизонтально чи вертикально, але в обох випадках необхідно обмежити використання водонесучого ґрунту. Іноді обмеження руху вгору і вниз досягається природно, за рахунок наявності шарів породи з низькою водопроникністю, які розташовані в покрівлі і підшві водонасиченого пласта. Значно рідше у природних умовах буває обмеження ділянки по периферії. При природному обмеженні витікання гарячої води можна зменшити за рахунок її відкачування, хоча повністю ліквідувати витікання в цьому випадку неможливо. Зростання тепловитрат можливо також за рахунок місцевих течій підземних вод, їх можна ліквідувати шляхом видалення води з напірного боку водонасиченого пласта і повернення її з низької напірної

сторони. Використання водонасичених пластів може бути економічно високорентабельним при сприятливих місцевих умовах, тобто за наявності природного обмеження і рівномірного розподілення проникності, правильного співвідношення розміру сховища до необхідної теплоємності тощо. Там, де немає цих умов, використання водонасичених пластів неефективно. Один із таких акумуляторів [43] має центральну свердловину і чотири бокові, які з'єднані між собою теплообмінником, який підключено до центральної тепломережі. Під час акумулювання тепла холодну підземну воду відкачують із бокових свердловин і за допомогою теплообмінника нагрівають, а потім подають у центральну свердловину. Гарячу воду відкачують, щоб створити розмежувальну гарячу зону навколо центральної свердловини, яка поступово зростає. Коли гаряча зона досягне бокових свердловин, акумулятор наповнений. При зміні напрямку потоку теплоти, гаряча вода за допомогою теплообмінника відкачується від центральної свердловини і там віддає тепло. Після цього охолоджена вода відкачується у підземний горизонт у бокові свердловини. Такі акумулятори допускають використання високих температур (100 – 200°C) теплоносія.

Акумулювання тепла у породі з вертикальними свердловинами

З поверхні землі бурять глибокі вертикальні свердловини до горизонту високопроникних порід (пісок). При проходженні на горизонті тепло води порода нагрівається. Сховище розряджають при пропусканні через горизонт більш холодної води, яка забирає тепло. Найбільш підходять для цієї цілі скальні породи і глина в ролі розмежування каналів від витікання води. У скальній породі канали можуть бути розташовані на відстані 3 – 4 м, так що на 1 м каналу припадає від 11 до 16 м³ породи. Канали можуть мати труби і прокладку для захисту циркулівної води від підземної. Цей акумулятор підходить для низькотемпературних геліосистем.

Акумулятори тепла у природних водоймах

Частина озера чи морської затоки відокремлюється теплоізолювальною перемичкою від навколишньої більш холодної води. Верхню поверхню захищають плаваючою теплоізоляцією, яку вбудовують таким же чином, як і у разі зі сховищами.

Цей варіант також може бути високоефективним, оскільки є можливість будувати сховища великих розмірів і при цьому уникнути витрат на виймання придонного ґрунту.

Ставки для акумулювання сонячної енергії

Сонячний ставок – це об'єм води з різною концентрацією солей: в нижніх шарах вона вища, ніж у верхніх. Сонячне випромінювання викликає більш інтенсивне підвищення температури у нижніх щільних шарах. Це тепло можна вибирати і використовувати як джерело енергії. Перепад щільності досягається штучним або природним шляхом. Наприклад, заливаючи водою деяку площу засоленої землі, яка призведе до дифузії солей і, відповідно, до перепаду

сольової концентрації. Утворений при цьому градієнт щільності шарів стримує їх конвекцію і викликає температурний перепад по глибині ставка.

Ставок глибиною 1 м акумулює 20 – 25 % падаючого випромінювання. Чим більша глибина, тим краще забезпечується ізоляція верхніх шарів, але зменшується кількість енергії, що досягає дна. Оптимальна глибина 1 – 2 м. Невеликі розміри ставка викликають більші периферичні тепловтрати і дають більш низьку граничну температуру. Великі системи можуть прогріватись цілий рік і відрізняються тепловитратами з нижніх шарів. Сонячні ставки дають більшу кількість низькотемпературного тепла, стійкі до денних кліматичних змін і можуть підтримувати температуру розчину упродовж зими.

Акумулювання тепла в сталевих і залізобетонних ємностях

У великих системах зберігання тепла використовують сталеві чи залізобетонні резервуари ємністю до 50 тис.м³, в яких гаряча вода утримується при атмосферному тиску. Вони добре слугують, але звичайно, дуже дорогі. Без використання теплових насосів їх теплоємність біля 50 кВт·год/м³ при температурі 45 – 95°C, а при застосуванні теплових насосів може подвоїти теплоємність за рахунок охолодження збереженої води до 5°C або скоротити питомі капіталовкладення на резервуар, але збільшить витрати на насоси та їх обслуговування.

Сучасні акумулятори на фазових переходах

На даному етапі розвитку науки і техніки існує можливість реалізації практично будь-якого відомого принципу акумуляції тепла. Доцільність застосування кожного принципу визначається наявністю позитивного ефекту, в першу чергу, економічного, досягнення якого можливе при мінімальній вартості акумулятора.

Ідея використання фазових переходів (наприклад, тверде – тверде, тверде – рідке, рідке – пара) для акумулювання тепла висунута й обґрунтована у 1947 р. М. Teleresom Левенберг [44]. Такий спосіб акумуляції забезпечує високу щільність енергії, яка запасується, при використанні невеликих перепадів температур і достатньо стабільній температурі на виході із теплового акумулятора (ТА). Але акумулювальні матеріали (ТАМ) у розплавленому стані є корозійно-активними речовинами, в основному мають низький коефіцієнт теплопровідності, змінюють об'єм під час плавлення і відносно дорогі. Нині відомий широкий спектр речовин, які забезпечують температуру акумуляції від 0 до 1400°C. Слід відзначити, що широке застосування ТА з плавними ТАМ стримується насамперед доцільністю економічності створених установок [45].

При робочих температурах до 120°C рекомендовано застосувати кристалогідрати неорганічних солей, що пов'язано, в першу чергу, з використанням природних речовин як ТАМ (табл. 5.1). Для реального застосування тут розглядаються тільки речовини, які не розкладаються під час розплавлення, або які розчиняються у перенасиченій воді, що входить до складу ТАМ.

Таблиця 5.1 – Основні властивості теплоакумулювальних матеріалівна базі кристалогідратів

Матеріал	Чиста сіль				Робоча суміш			
	Температура плавлення, Тпл., °С	Теплота плавлення, Qпл. кДж/кг	Щільність твердого матеріалу $\rho \cdot 10^3$, кг/м ³	Щільність рідкого матеріалу $\rho \cdot 10^3$, кг/м ³	ТАМ, %	Вода, %	Температура плавлення, Тпл., °С	Теплота плавлення, Qпл. кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Глауберова сіль Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32,4	251	1,46	1,48	68,2	31,8	31	244
Гіпосульфит натрію Na ₂ S ₂ O ₃ ·5H ₂ O	48,0	201	1,60	-	-	-	-	-
Бішофіт MgCl ₂ ·6H ₂ O	116,0	165	1,57	-	-	-	-	-
CaCl·6H ₂ O	29,7	170	1,712	1,52	-	-	-	-
CH ₃ COONa·3H ₂ O	58,2	260	1,45	-	90 - 95	10 - 5	52 - 58	290 - 220
Ba(OH) ₂ ·8H ₂ O	78,0	301	2,18	-	75 - 94	25 - 6	62 - 78	207 - 280

З метою забезпечення кристалізації з малим переохолодженням рідини необхідне застосування, яке є первинними центрами кристалізації. Для блокування розділення фаз або використовують зачищальники, або інтенсивне перемішування в період теплообміну. Працездатність таких ТАМ досягає декількох тисяч циклів заряд – розряд. До числа недоліків кристалогідридів необхідно віднести також їх підвищену корозійну активність.

При більш високих робочих температурах застосовують, звичайно, з'єднання і сплави легких металів. Основні показники таких ТАМ наведені у табл.5.2.

Таблиця 5.2 – Основні показники теплоакумулювальних матеріалів

Теплоакумулювальний матеріал	Температура плавлення k	Теплота плавлення кДж/кг	Питома теплоємність кДж/(кг·к)		Щільністьх10 ³ , кг/м ³		Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·к)		
			$\rho_{тв}$	ρ_p	$\rho_{тв}$	ρ_p	$\Phi_{тв}$	Φ_p	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Гідроокисли	NaOH	596	393	1,92	2,15	2,13	1,78	-	-
	KOH	678	167	1,41	1,48	2,04	1,73	-	-
Метали	Bi	544	54	0,127	0,151	10,00	9,92	10,1	17
	Al/Si	851	549	1,5	-	2,54	2,43	180	70
	Al/Si/Mg/Cu	780	374	-	-	4,4	-	-	-
Нітрати	LiNO ₃	525	383	1,46	1,74	2,3	-	1,2	0,5
	KNO ₃	611	115	1,12	1,46	2,1	-	0,4	0,3
	NaNO ₃	580	187	2,04	2,24	2,26	-	0,28	0,65
Фториди	LiF/MgF ₂ /kF	983	756	2,94	-	2,92	2,18	7,7	-
	LiF/MgF ₂	1013	915	1,58	2,04	2,67	2,20	4,5	-
	NaF	1269	816	1,54	1,67	2,79	1,98	-	-
	MgF ₂	1536	939	1,33	1,52	3,17	-	-	-

Суттєвим недоліком з'єднань металів є низький коефіцієнт теплопровідності, корозійна активність, зміна об'єму при плавленні.

Застосування різних теплоакумулювальних матеріалів на фазових переходах вимагає розробки конструктивних рішень, що спрямовані на максимальне використання позитивних якостей ТАМ і нейтралізацію їх недоліків (рис. 5.15) [46].

Розміщення ТАМ у капсулах (рис. 5.15, а) забезпечує високу надійність конструкції, дозволяє створити розвинуту поверхню теплообміну, компенсувати (при використанні гнучких капсул) зміну об'єму в процесі фазових переходів. Але внаслідок низької теплопровідності ТАМ необхідна велика кількість капсул малого розміру, що призводить до великої працемісткості виготовлення ТА, недостатньо раціонального використання об'єму (для циліндричних капсул), малої жорсткості конструкції (для плоских капсул).

Розташування ТАМ у міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника (рис. 5.15, б) забезпечує раціональне використання внутрішнього об'єму ТА і застосування традиційної технології виготовлення теплообмінних апаратів. Але така конструкція знижує вільне розширення ТАМ, внаслідок чого зменшується надійність акумулятора у цілому.

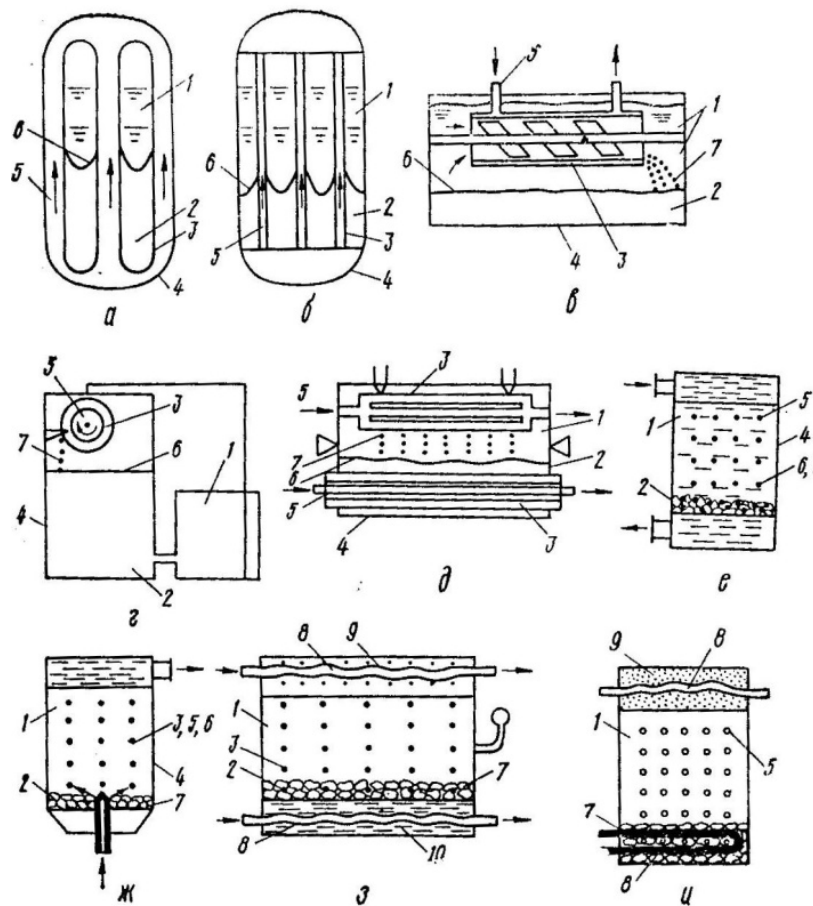


Рисунок 5.15 – Основні типи теплових акумуляторів фазового переходу: а – капсульний; б – кожухотрубний; в, г – зі скребковим видаленням теплоаккумуляційного матеріалу; д – з ультразвуковим видаленням ТАМ; е, ж – з прямим контактом і прокачуванням ТАМ; з, и – з випарно-конвективним переносом тепла: 1 – рідкий ТАМ; 2 – твердий ТАМ; 3 – поверхня теплообміну; 4 – корпус теплового акумулятора; 5 – теплоносія; 6 – межа розподілу фаз; 7 – частинки твердого ТАМ; 8 – проміжний теплообмінник; 9 – паровий рідкий простір для теплоносія.

Найбільш технологічно складним і дорогим елементом ТА традиційної конструкції є теплообмінна поверхня, яка визначає потужність теплового акумулятора. Внаслідок низьких коефіцієнтів теплопровідності більшість плавних ТАМ, тепер розроблені різні методи зменшення поверхні теплообміну шляхом зіскрібання ТАМ (рис. 5.15, в, г), ультразвукового чи електрогідравлічного руйнування ТАМ, які затверділи (рис. 5.15, д). Вищенаведені методи дозволяють суттєво знизити величину теплообмінної поверхні, але суттєво знизити величину теплообмінної поверхні, але суттєво збільшити навантаження на конструктивні елементи акумулятора.

Відомо, що найкращим варіантом теплообмінної поверхні є її повна відсутність, тобто безпосередній контакт теплоакумулюючого матеріалу і теплоносія. Звичайно, що у цьому випадку необхідно підібрати як теплоакумулювальний матеріал, так і теплоносій за ознаками, що забезпечують працездатність конструкцій.

ТАМ у цьому випадку повинні відповідати наступним вимогам: кристалізуватись окремими кристалами; мати велику різницю щільностей твердої і рідкої фаз; бути хімічно стабільними; не утворювати емульсій з теплоносієм.

Теплоносій можна підібрати за наступними ознаками: хімічна стабільність в суміші з ТАМ; велика різниця щільностей по відношенню до ТАМ; невелика спроможність до ціноутворення.

Деякі пропозиції до співвідношення теплоносіїв і ТАМ наведені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Рекомендовані співвідношення для прямого контакту ТАМ і теплоносія

Теплоакумулювальний матеріал	Теплоносій	Робоча температура, °С	Щільність енергії кВт/м ²	Схема (рис. 5.15)
1	2	3	4	5
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	Технічне масло	35 - 20	60	ж
	Етилбромід	40 - 20	-	з
CH ₃ COONa + 3H ₂ O+H ₂ O Ba(OH) ₂ ·8H ₂ O+ H ₂ O	Технічне масло	58 - 50	75	ж
		78 -68	116	ж
Пентаерітринол	Алкілдфенилетан	195 - 175	51	-
Поліетилен високого тиску	Етиленгліколь	145 - 125	28	-
Фториди	Li	650 - 850	-	i
NaNO ₃ /KNO ₃	Pb	227	-	e

При застосуванні теплоносія більш щільного ніж твердий ТАМ, реалізується схема, що відображена на рис. 5.15, е. Під час роботи акумулятор заповнюється сумішшю теплоакумулювального матеріалу і теплоносія. У верхню частину ТА подається рідкий теплоносій, який потрапляє на поверхню ТАМ, охолоджує (нагріває) його і відводиться з нижньої частини акумулятора. За рахунок меншої щільності рідкої фази ТАМ у порівнянні з твердою його закристиалізовані частини опускаються у нижню частину акумулятора.

У процесі роботи ТА відбувається поступове заповнення всього об'єму закристиалізованими ТАМ.

При використанні теплоносія із щільністю, меншою щільності ТАМ, реалізується схема, наведена на рис. 5.16, ж. Розпилення теплоносія відбувається у нижній частині акумулятора. Під час впливання крапель теплоносія, ТАМ підігрівається або охолоджується й одночасно інтенсивно перемішується. Основними недоліками наведених методів контакту ТАМ і теплоносія вважається потреба у додатковому джерелі енергії для прокачування і необхідності фільтрації теплоносія з метою перешкоджання виносу частин ТАМ.

Вказані недоліки відсутні у конструкції, яка використовує принцип випарно-конвективного перенесення тепла при безпосередньому контакті ТАМ (рис. 5.15, з) [47]. У цьому випадку окрім названих властивостей теплоносія необхідно, щоб температура кипіння при атмосферному тиску була трохи нижчою від температури плавлення ТАМ. Під час заряджання акумулятора тиск і відповідно температура кипіння теплоносія у ньому встановлювалася вище температури плавлення ТАМ. У зарядному теплообміннику відбувається підведення тепла. Теплоносій починає кипіти і пара при температурі вище температури плавлення ТАМ підіймається вгору і підігріває ТАМ.

При цьому відбувається плавлення ТАМ і конденсація теплоносія. Розплавлений ТАМ піднімається вгору, а конденсат теплоносія опускається вниз. У процесі плавлення ТАМ краплі теплоносія виходять у паровий простір ТА і в кінці зарядження весь теплоносій у паровій фазі знаходиться у паровому просторі. На етапі відведення тепла від ТА тиск у ньому знижується так, що температура конденсації теплоносія стає нижче температури плавлення ТАМ. Під час відводу тепла на поверхні розрядного теплообмінника відбувається конденсація теплоносія, який стікає на розплавлений ТАМ. Відбувається випаровування крапель теплоносія і кристалізація частинок ТАМ. Затвердівши ТАМ опускається у нижню частину ТА, а пара теплоносія підіймається вгору.

У процесі подальшого охолодження ТАМ краплі теплоносія опускаються все нижче і нижче і в кінці розрядження весь теплоносій знаходиться у нижній частині ТА.

До числа недоліків випарно-конденсаційного методу теплообміну необхідно віднести обмеження по потужності ТА, яке пов'язано з утворенням міцного коркового панцира твердіючого ТАМ у верхній його частині.

5.4 Проектування геліосистем

Метод розрахунку плоских і фокусуєчих колекторів.

Типи геліосистем необхідно вибирати залежно від призначення будівель і існуючих умов теплопостачання (табл.5.4).

Таблиця 5.4 – Рекомендації з вибору геліосистем

Типи будівель	Рекомендовані геліосистеми
Будівлі, які підключені до постійно діючих джерел енергії	Цілорічні
Підприємства громадського харчування, готелі, лікарні, санаторії, дитячі сади, бані	Сезонні з дублером із 100 %-ним забезпеченням гарячої води
Пансіонати сезонної дії, піонерські табори	Сезонні з дублером, що забезпечують при необхідності покриття технологічного навантаження в гарячій воді за рахунок дублера
Жилі будинки з котельною для опалення, літні душові, кемпінги	Сезонні без дублера

Проектування систем починається з визначення необхідної площі геліоприймача, яку розраховують залежно від різних варіантів конструкцій колекторів [46].

Основне балансове рівняння для розрахунку плоского колектора:

$$q_{кор} = q_{погл} - u(T_n - T_o), \quad (5.1)$$

де $q_{кор}$ – корисна кількість тепла, яка віднесена до одиниці часу і площі (тепловий потік), Вт/м²;

$q_{погл}$ – поглинаюча кількість теплоти, Вт/м²;

u – коефіцієнт тепловтрат колектора, Вт/(м²·К);

T_n – температура поглинаючої поверхні, К;

T_o – температура навколишнього повітря, К.

Трудність користування цим рівнянням полягає у визначенні величини середньої температури поглинаючої пластини використовуючи поняття ефективності поглинувача f' , який дорівнює відношенню фактичної поглинаючої енергії до енергії поглинаючої, у разі рівності температур рідини і пластини, можна перейти до рівняння, яке описує продуктивність колектора як функції середньої температури теплоносія

$$q_{кор} = f'(q_{погл} - u(T_T - T_o)),$$

де f' – функція конструктивних параметрів поглинання, яка майже не залежить від витрат і температури теплоносія:

$$f' = \left\{ l \left[d + (R - d) f_p \right]^1 + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{uR}{d_{ai} \cdot \alpha_{ai}} \right\}^{-1},$$

де l – довжина колектора, м;

d – діаметр каналу поглинувача, м;

r – радіус, відстань між осями каналів, м;

δ_k – товщина матеріалу поглинувача, м;

λ_k – теплопровідність колектора, Вт/(м²·К);

$d_{вн}$ – діаметр внутрішньої стінки, м;

$\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішнього стояка колектора, Вт/(м²·К)

f_p – ефективність ребра поглинувача

$$f_p = \frac{t_h \left[\sqrt{u \lambda_{\text{п}}} (R - d) / 2 \right]}{i u \lambda_{\text{п}}^{-1} (R - d / 2)},$$

$\lambda_{\text{п}}$ – теплопровідність поглинача, Вт/(м²·к);

i – величина, що відноситься до l -ї секції акумулятора.

Таким чином, f' для ефективних поглинувачів завжди більша 0,9.

Наприклад, для сталєвих штампованих радіаторів $f'=0,95$, для алюмінієвих – 0,97.

Рівняння розподілу температури вздовж потоку знаходять інтегруванням балансового рівняння (5.1) для елемента рідини

$$\frac{T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}}{T_p - T_{\text{вх}}} = 1 - \exp(-u f' F / W_T) \quad (5.2)$$

де $T_{\text{вих}}$ – кінцева температура нагрівання колектора, К;

$T_{\text{вх}}$ – початкова температура нагрівання, К;

T_p – середня рівно вісна температура нагрівання, К;

F – площа поверхні колектора, м²;

W_m – водяний еквівалент витрат (об'єму) – множення витрат об'єму рідини на щільність і теплоємність, Вт/К;

Вираз (5.2) співпадає з записами у символах ε -ntu рівняння теплопередачі між підігрівальним потоком з нескінченними витратами і температурою T_p і підігрітим від $T_{\text{вх}}$ до $T_{\text{вих}}$ потоком при кількості одиниць переносу тепла

$NTU = \frac{kf}{w}$, який визначається витратами W_T , при коефіцієнті теплопередачі між

потоками u і площі fF . Тоді ефективність геліоприймача як теплообмінника визначають з рівняння

$$\varepsilon_T = 1 - \exp(-NTu_T)$$

По залежності (5.1) знаходять середню температуру теплоносія \bar{T}_T

$$\bar{T}_T = T_{\text{вх}} + (T_p - T_o) \frac{uF}{W_T} \varepsilon_T$$

У розрахунках краще використовувати величину $\bar{T}_T' = (T_{\text{вх}} + T_{\text{вих}})/2$. Для цього знайдемо рівняння продуктивності колектора як її функції і введено фактор \bar{f} , після чого рівняння (5.1) буде мати вигляд

$$q_{\text{кор}} = \bar{f} (q_{\text{погл}} - u(T_T - T_o)), \quad (5.3)$$

де

$$\bar{f} = \frac{W_T}{uF} \cdot \frac{2\varepsilon_T}{2 - \varepsilon_T}$$

При $f \approx 1$ і $\frac{W_T}{uf} > 2$ величина $\bar{f} \approx 1$ і рівняння (5.1) переходить в (5.3), а

похибка при цьому не перевищує 2%. Величину витрат, що забезпечують задану температуру колектора, знаходять із виразу

$$W_T = f' u F \ln^{-1} \left[1 - \frac{u(T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}})}{q_{\text{погл}} - u(T_{\text{вх}} - T_{\text{вих}})} \right].$$

Оскільки при розрахунках геліоприймачів частіше всього відома температура теплоносія на вході, зручно користуватись рівнянням теплопродуктивності, що включає цей параметр

$$q_{\text{кор}} = f_R [q_{\text{ногл}} - u(T_{\text{вх}} - T_o)],$$

де f_R – коефіцієнт відведення тепла із колектора, що являє відношення фактично одержаної енергії до тієї, яка була б одержана, якщо температура всієї поглинаючої пластини була б рівною температурі теплоносія на вході

$$f_R = \frac{W_T}{uF} \varepsilon_{\Gamma} \quad (5.4)$$

Коефіцієнт тепловтрат колектора і знаходять за двома складовими: втрата через світлопрозоре покриття U_c і днище U_d . Якщо теплоносій не рухається між поглиначем і склом

$$u = u_c + u_d$$

Цю величину для плоских геліоприймачів можна знайти за підсумковим напівемпіричним рівнянням

$$u = \left[\frac{\nu}{344/T_{\text{п}}[(T_{\text{п}} - T_o)/(v+c)]^{0,31} + \frac{1}{\alpha_c}} \right] 2 + \alpha_{\text{CT}} \frac{F_{\text{CT}}}{F} + \dots \quad (5.5)$$

$$\dots \rightarrow + \left[\frac{\delta_d}{\lambda_d} + \frac{1}{\alpha_d} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_{\text{п}}^2 + T_o)(T_{\text{п}} - T_o)}{[\xi_{\text{п}} + 0,05\nu(1 - \varepsilon_{\text{п}})]^1 + (2\nu + c - 1)/\xi_c - \nu}$$

де ν кількість скляних покриттів;

α_c – коефіцієнт теплопередачі скла, Вт/(м²·К);

F_{cm} – площа поверхні стінки, м²;

δ_d – товщина днища колектора, м;

λ_d – теплопровідність днища, Вт/(м²·К);

α_d – коефіцієнт тепловіддачі днища;

σ – постійна Стефана-Больцмана;

ξ_n – ступінь чорноти поверхні

$C = (1 - 0,04\alpha_c + 5 \cdot 10^{-4} \alpha_c^2)(1 + 0,0588\nu)$

Перші дві складові виразу (5.5) визначають тепловтрати через світлопроникне огороження. Вони залежать від кута нахилу колектора і ступіня його чорноти

$$\frac{u_c(\beta)}{u_c(45)} = 1 - (\beta - 45)(2,59 - 1,44\xi_{\text{п}})10^{-3}$$

Друга і третя складові - коефіцієнт втрат через днище і бокові стінки. В ефективному колекторі коефіцієнт втрат через днище дорівнює 0,5 – 1 Вт/м²·К. Коефіцієнт втрат через бокові стінки для одиничного колектора складає менше 3 % загальних втрат, а у разі їх згрупування – менше 1 % і може не прийматись до уваги.

Для більш складних випадків залежність U від U_c і U_d знаходять за формулою

$$u = \frac{u_c + u_d}{1 + \alpha_{\text{п}} u_c / (\alpha_c \cdot \alpha_{\text{с.п}}^{\Gamma} + \alpha_{\text{п}} \alpha_{\text{с.п}}^{\Gamma} + \alpha_{\text{п.с}})} + \dots$$

$$\rightarrow \dots + \frac{u_c + u_d}{\alpha_{\text{п}} + (\alpha_c \alpha_{\text{п.с}}^{\Gamma} + \alpha_{\text{п}} u_c) / \alpha_c + \alpha_{\text{с.п}}^{\Gamma}}$$

Важлива характеристика колекторів, що необхідна для обрахунку $q_{\text{погл.}}$ – зведена поглинаюча спроможність, яка показує, як частина падаючого на колектор сонячного випромінювання поглинається ним. Її визначають добутком коефіцієнтів пропускання світлопрозорого покриття θ і поглинання (а) колектора (θ_a) окремо для прямої і дифузної сонячної радіації. Опублікована і збережена метеорологічна інформація у більшості випадків зображує дані про інтенсивність складових радіації на горизонтальну поверхню. Тому до розрахунку $q_{\text{погл.}}$ необхідно ввести коефіцієнт положення – відношення інтенсивності на горизонтальну площину. Для відбитої і розсіяної радіації їх величини відповідно

$$p^r = \sin^2 \beta / 2; \quad p^D = \cos^2 \beta / 2,$$

де p – відношення інтенсивності сонячної радіації, що падає на площину колектора до горизонтальної – коефіцієнт положення

r – щільність потоку відбитої сонячної радіації, Вт/м²;

D – щільність потоку дифузної складової сонячної радіації, Вт/м²;

β – кут нахилу колекторів до горизонту, град.

Наведена поглинаюча спроможність колектора при дифузній радіації (відбитої і розсіяної) приймається постійною, що відповідає величині для прямої складової при падінні променя під кутом 60°. При підсумовуванні прямої сонячної радіації, яка була поглинута колектором, необхідно мати величини p^s і $(\theta_a)^s$ в терміни, що відповідають даним щільності потоку сонячної радіації S . Це значно збільшує обсяг розрахунків і створює труднощі розрахунків з визначення довгострокових характеристик колекторів. Для їх спрощення доцільно використовувати усереднені за період знаходження кута падіння сонячного променя на площину колектора $i < 55^\circ$ величини p^s і $(\theta_a)^s$ для визначення розрахункових коефіцієнтів [48].

У табл. 5.5 наведені деякі результати обчислень на всі місяці року для широти 45°, за якими можна виконувати розрахунки для південних районів України [49]. Кути нахилу колекторів наведені виходячи із періоду роботи геліосистеми: літнього $\beta \approx \varphi + 15^\circ$, цілорічного $\beta \approx \varphi$ (φ – кут географічної широти, град).

Таблиця 5.5 – Середньомісячні значення \bar{p}^s і \bar{a} для колекторів південної орієнтації $\psi = 45^\circ$ (ψ – азимутальний кут)

Місяць року	$\beta = 30^\circ$		$\beta = 45^\circ$		$\beta = 60^\circ$	
	\bar{p}^s	θ_a	\bar{p}^s	θ_a	\bar{p}^s	θ_a
1	2,104	0,733	2,308	0,750	2,580	0,753
2	1,727	0,755	1,924	0,754	1,980	0,753
3	1,419	0,749	1,480	0,754	1,443	0,755
4	1,195	0,752	1,171	0,756	1,074	0,744
5	1,075	0,753	1,000	0,748	0,855	0,734
6	1,020	0,755	0,938	0,747	0,828	0,727
7	1,040	0,757	1,000	0,749	0,850	0,730
8	1,130	0,754	1,095	0,754	1,000	0,740
9	1,303	0,752	1,330	0,755	1,264	0,752
10	1,586	0,750	1,710	0,753	1,747	0,754
11	2,053	0,739	2,392	0,749	2,559	0,756
12	2,255	0,721	2,992	0,742	3,133	0,755

При довільній орієнтації будинку на якому встановлено геліоприймач, необхідно знати як відхилення від південної орієнтації змінює інтенсивність падаючої на колектор сонячної радіації. Розрахунки показали, що для нахилу $\beta \approx \varphi + 15^\circ$ відхилення до 10° не змінює річної суми падаючої сонячної радіації більше ніж на 5 %, а до 30° – більше ніж на 10 %. Трохи знижує кількість поглиненої радіації запиленість покриття і затінення поглинача боковими стінками. Їх точний розрахунок громіздкий і не завжди можливий, тому у більшості розрахунків це враховують знижувальним коефіцієнтом рівним 0,951.

Розрахунок інтенсивності сонячної радіації, яка падає і поглинається колектором різного просторового спрямування і його приведеної поглинаючої спроможності, виконують за формулами:

$$q_{над} = p^2 S + p^D D + p^r (S + D) \rho,$$

$$q_{погл} = 0,951 (\theta_a)^S p^S S + (\theta_a)^D [p^D D + p^r (S + D) \rho],$$

$$(\theta_a) = q_{погл} / q_{над}.$$

Тепер можна обчислити коефіцієнт корисної дії геліоприймача з виразу

$$\eta = q_{кор} / q_{над} \quad (5.6)$$

і записати три еквівалентні рівняння для його визначення

$$\eta = (\theta_a) - u(\bar{T} - T_o) / q_{над}, \quad (5.7)$$

$$\eta = f^s [(\theta_a) - u(T_T - T_o) / q_{над}], \quad (5.8)$$

$$\eta = f_R [(\theta_a) - u(T_{ex} - T_o) / q_{над}] \quad (5.9)$$

Порівняне уявлення про технічні характеристики геліоприймачів різних типів дають результати їх випробовувань, наведених на рис. 5.16. Результати випробувань наведені у вигляді точок на прямих, які описуються рівнянням (5.7 – 5.9). При цьому коефіцієнт втрат чисельно дорівнює тангенсу кута нахилу в системі координат η ; $\Delta T / q_{над}$, а точка пересікання з ординатою відповідає наведеній поглинаючій спроможності (табл.5.6).

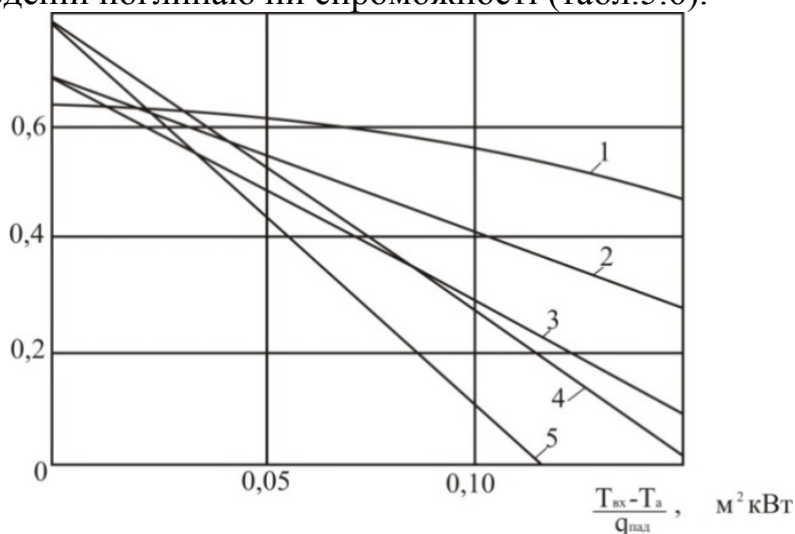


Рисунок 5.16 – Ефективність геліоприймачів різних типів: 1 – вакуумних патрубків; 2 – двоскляних селективних; 3 – двоскляних неселективних; 4 – однокляних селективних; 5 – однокляних неселективних.

Таблиця 5.6 – Технічна характеристика геліоприймачів (усереднені дані) при середній швидкості вітру 5 м/с, $T_n=305 - 325\text{K}$ і $a=0,95$

Тип конструкції	Кількість скляних поверхонь	ϵ_n	u , Вт/ м ² .к
Плоский сонячний водопідігрівач	1	0,95	5,5 – 7,5
Також	1	0,05	2,8-3,5
-//-	2	0,95	3,2-4,8
-//-	2	0,05	1,8-2,2
Плоский сонячний повітрянагрівач	2	0,95	3,6 – 3,8

Як показано на рис. 5.16, співвідношення ефективності геліоприймачів різних типів змінюється від інтервалу до інтервалу, і правильний вибір типу сонячного нагрівача залежить від умов його роботи, які визначаються параметром $\Delta T/q_{\text{пад}}$.

Для сонячних водонагрівачів встановлені наступні величини коефіцієнта втрати, Вт/ м².К:

Для односкляних7,5

Для двоскляних.....4,35

При застосуванні рівнянь (5.6) і (5.8) для розрахунків

Для повітряних колекторів необхідно визначити f' , а для знаходження u , як правило, можна використати (5.5). Величину f' знаходять з виразу

$$f' = \left\{ 1 + u / \left[\alpha_{\text{п}} + 1 / \left(1 / \alpha_o + 1 / \alpha_{\text{н.о}} \right) \right] \right\}^{-1}$$

Викладені методи розрахунку плоских колекторів застосовуються і при розрахунках геліоприймачів більш складних конструкцій. Так, рівняння теплопродуктивності для параболо циліндричного концентруючого колектора можна навести у вигляді

$$q_{\text{кор}} = f_R \left[q_{\text{ногл}} - \frac{u}{n} (T_{\text{вх}} - T_o) \right],$$

де n – ступінь концентрації, що дорівнює відношенню площ відбивача променів і приймача. Коефіцієнт тепловтрат зовнішньої стінки

$$u = \left(\frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{4\sigma\epsilon_{\text{п}} T_{\text{п}}^3} \right)$$

фактор відведення тепла, f_T визначають також по залежності (5.4), а величину f' – за рівнянням

$$f' = \left(1 + \frac{ud_{\text{зов}}}{\alpha_{\text{вн}} d_{\text{вн}}} + \frac{ud_{\text{зов}} \ln \xi_{\text{зов}} / d_{\text{вн}}}{\lambda_T} \right)^{-1}$$

де $d_{\text{зов}}$ – діаметр зовнішнього каналу, м;

$d_{\text{вн}}$ – те ж саме, на внутрішній стінці, м;

$\xi_{\text{зов}}$ – ступінь чорноти на зовнішній стінці.

Кількість тепла, яке поглинається концентратом, вираховують трохи інакше, ніж для плоских приймачів. Це пов'язано, в першу чергу, з тим, що на приймачі концентрується тільки потік прямої сонячної радіації, яка падає на відбивач. Потік дифузної радіації, що падає безпосередньо на приймач, значно менший і в розрахунок для систем з великим ступенем концентрації, як правило, не приймається

$$q_{\text{пол}} = Sp^s(\theta_a)\rho\gamma F,$$

де (θ_a) – має таке смислове значення, що і для плоских колекторів (у разі незаскленого приймача $\Theta=1$);

ρ – відбиваюча спроможність відбивача – рефлектора, осереднена у кутах;

γ – коефіцієнт уловлювання, що показує яка частина відбитого потоку падає на приймач – характеристика точності орієнтації концентратора і приймача; у загальному вигляді його величину знаходять для кожного конкретного випадку із виразу

$$\gamma = \frac{\int_A^B I(\omega) d\omega}{\int_{-\infty}^{\infty} I(\omega) d\omega}.$$

Розрахунок теплообмінників і баків-акумуляторів

Швидкісні теплообмінники, що включені в геліосистеми, розраховують за відомими залежностями, в тому числі за виразами, що визначають ефективність теплообмінника (ε -NTU метод):

$$\frac{W_T(T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}})}{W_{\text{min}}(T_{\text{вх}} - T_{\text{х.с}})} = \frac{W_s(T_{\text{г.с}} - T_{\text{х.с}})}{W_{\text{min}}(T_{\text{вих}} - T_{\text{х.с}})} = \varepsilon_{\text{TO}},$$

де ε_{TO} – ефективність теплообмінника

$$\varepsilon_{\text{TO}} = \frac{1 - \exp[-NTU(1-R)]}{1 - R_{\exp}[-NTU(1-R)]},$$

$R=W_{\text{min}}/W_{\text{max}}$ – відношення мінімального і максимального з двох водяних еквівалентів витрат теплоносія і підігрівачого середовища, що проходить через теплообмінник;

NTU – кількість одиниць переносу тепла $NTU=KF_{\text{то}}/W_{\text{min}}$.

Рівняння теплового балансу

$$W_T(T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) = W_s(T_{\text{г.с}} - T_{\text{х.с}}).$$

Ефективність теплообмінника, який суміщений з баком-акумулятором (ємнісний водонагрівач) і працює у режимі нагрівання без відбору тепла (незважаючи на тепловтрати температури підігрітої і нагрітої рідини) з урахуванням середньологарифмічної величини їх різниці, визначають рівнянням (при $W_{\delta} \gg W_T \xi$)

$$\varepsilon_{\delta} = 1 - \exp(-NTU_{\delta}),$$

а питому продуктивність за час τ знаходять з виразу

$$\frac{T_{\delta.\text{кон}} - T_{\delta.\text{поч}}}{T_{\text{вих}} - T_{\delta.\text{поч}}} = 1 - \exp\left(-\frac{W_T \tau}{W_{\delta}}\right) \varepsilon_{\delta}.$$

Тепловий розрахунок баків-акумуляторів виконують через балансові рівняння, які мають вигляд

$$W_{\delta} \frac{dT_{\delta}}{d\tau} = W_T (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) - W_{\delta} (T_{\delta} - T_{x,\delta}) - \gamma (T_{\delta} - T_o)$$

У випадку N-селекційного бака-акумулятора необхідно облаштування автоматичного керування, яке запобігає перетоку тепла від більш нагрітих секцій до менш гарячих. Їх роботу описують керуючі функції Φ_n , $\Phi_{\delta(\tau)}$ які визначаються як

$$\Phi_{\delta(i)} = \begin{cases} 1 & \text{при } T_{[i]} > T_{\delta[i]} \\ 0 & \text{в інших випадках} \end{cases} \quad (5.10)$$

А баланс енергії I-ї секції N-секційного бака записується у вигляді

$$W_{\delta[i]} = \frac{dT_{\delta[i]}}{d\tau} = \Phi_n \Phi_{\delta[i]} W_T (T_{T[i]} - T_{T[i+1]}) + \dots \quad (5.11)$$

$$\dots \rightarrow +W_{\delta} (T_{\delta[i]} - T_{\delta[i+1]}) + \gamma (T_{\delta[i]} - T_o)$$

Вирішуючи рівняння (5.11) з урахуванням початкових умов ($T_{\delta} = T_{\text{пос}}$ при $\tau=0$) знайдемо у припущенні незмінності факторів упродовж періоду інтегрування рівняння зміни температури води в баку-акумуляторі $T_{\delta} = T_{\text{межа}} - (T_{\text{межа}} - T_{\text{поч}}) \exp(-B\tau)$, де $T_{\text{межа}}$ – гранична температура, до якої можна нагріти даний бак при інших заданих параметрах:

$$T_{\text{межа}} = \frac{A}{B}; \quad A = (W_{\delta} T_{x,\delta} + \gamma T_o + W_{[i]} \varepsilon_{\delta} T_{\text{вх}}) / W_{\delta}$$

$$B = (W_B + \gamma + W_T \xi_{\delta}) / W_{\delta}$$

У випадку N-секційного бака вирази для розрахунку температури з урахуванням (5.10) приймають вигляд

$$A_{[i]} = W_{\delta[i]} T_{\delta[i+1]} + \gamma_{[i]} T_o + \Phi_{\delta[i]} W_T \varepsilon_{\delta[i]} T_{T[i]} / W_{\delta[i]}$$

$$B_{[i]} = (W_{\delta[i]} + \gamma_{[i]} + \Phi_{\delta[i]} W_T \varepsilon_{\delta[i]}) / W_{\delta}$$

$$T_{\delta[i]} = \frac{A_{[i]}}{B_{[i]}} - \left(\frac{A_{[i]}}{B_{[i]}} - T_{\text{поч}[i]} \right) \exp(-B_{[i]}\tau)$$

Розрахунок породного акумулятора через циклічність режиму його роботи виконують окремо для зарядження і розрядження. Балансове рівняння для інженерного розрахунку шарового ґрунтового (графітного, кам'яного) акумулятора у режимі зарядження має вигляд для i-го шару

$$M_{[i]} C \frac{dT_{a[i]}}{d\tau} = d_V V_{[i]} (T_{T[i]} - T_{a[i]}) - \gamma (T_{a[i]} - T_o)$$

де M, C, V – відповідно маса, теплоємність і об'єм засипки матеріалу.

Температура повітря, що виходить з акумулятора, визначають з виразу

$$W_T (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) = d_V V (T_{\text{вих}} - T_a)$$

Для визначення об'ємного коефіцієнта тепловіддачі існує емпіричний вираз, який встановлює його залежність від витрат повітря G, кг/м³ С, еквівалентного сферичного діаметра частинок d,

$$d_v = 650(G/d)^{0.7},$$

де $d = \frac{G \text{ сумарний об'єм частинок}}{\pi \text{ число частинок}} \cdot 1/3$.

Для режиму кількість розрядження рівняння теплового балансу має вигляд

$$cM_{[l]} \frac{dT_{a[l]}}{d\tau} = W(T_{a[l]} - T_{a[l-1]}) - \gamma W_{[l]}(T_{a[l]} - T_o) \quad (5.12)$$

Складаючи систему з рівнянь для всіх шарів акумулятора можна сформулювати математичну модель для його розрахунку.

5.5 Сучасний підхід до використання теплових сонячних електростанцій

У світі прогресує загальне виснаження природних енергоресурсів, що особливо дошкульно відображається у промислово розвинутих районах: не вирішені проблеми пов'язані зі спалюванням органічного палива, викликані шкідливим впливом цього процесу на екологічну ситуацію і зростанням парникового ефекту; з'явилась тенденція до зниження темпів зростання розвитку ядерної енергетики [50]. Все це стимулює розвиток і використання нових нетрадиційних джерел енергії. До найбільш перспективних з них належить сонячна енергія, можливість промислового використання якої широко розглядається у даний час.

Сучасна сонячна енергетика розвивається по шляху обґрунтування і створення сонячних термодинамічних і фотоелектричних електростанцій (СТФУС).

Такі електростанції включають поле геліостатів (дзеркал) з системою слідкування за рухом Сонця і центральний приймач радіації, який розташований на башті (баштовий тип СТФЕС). Він складається з набору економайзерних і випарно-пароперегрівальних каналів і систем акумулювання теплоти. Вода (робоче тіло) подається у канали приймача, випаровується і перегрівається, потім пара направляється на парову турбіну, яка в свою чергу, приводить в дію електрогенератор для вироблення електроенергії.

При цьому необхідно враховувати, що сонце є джерелом енергії високого потенціалу. Наприклад, за допомогою геліостатів температура у фокусі сонячних променів може досягати 3000 – 4000 К [51].

У зв'язку з цим для підвищення ефективності перетворення сонячної енергії необхідно знайти процеси, які за температурним потенціалом наближаються до потенціалу енергії, яку одержують за допомогою сонячних колекторів (геліостатів). Такими процесами є термохімічні процеси одержання синтетичних палив (синтез-газ, метанол) при каталітичній паровій або вуглекислотній конверсії природного газу чи газу підземної газифікації вугільних пластів, одержання водню як вторинного енергоносія на основі термохімічного розкладання води, тощо. Перетворюючи сонячну енергію у хімічно зв'язану енергію енергоносіїв чи хімічні сполуки, можна запасати її

практично на значний час, транспортувати енергоносії на різні відстані і при необхідності виробляти електроенергію, одержати також теплову енергію необхідного потенціалу для паросилових установок. Такого типу СТФЕС включають блок термохімічного перетворення енергії і називаються термохімічними сонячними електростанціями (ТХСЕС).

Робота такої енергосистеми можлива за двома варіантами: ізольовано від інших джерел енергії в енергосистемі, яка має теплові електростанції. У першому випадку створення ТХСЕС, безумовно, доцільно, ніж СТФЕС, оскільки це дозволяє одночасно з виробленням електроенергії запасати енергію у хімічно зв'язаному вигляді і використовувати її для вироблення електроенергії при повній відсутності чи низькому рівні інсоляції (радіації). Окрім цього, ТХСЕС дозволяє провести збагачення природного газу, наприклад, одержати відновлюваний газ, який використовується для неенергетичних цілей.

За другим варіантом СТФЕС дозволяє економити органічне паливо, яке спалюється на теплових електростанціях і використовувати його для вироблення пікової електроенергії в години найбільшого електронавантаження (наприклад, у вечірній час).

Системи сонячних електростанцій з термохімічним перетворенням теплової енергії відрізняються тим, що в зоні фокусування сонячних променів розміщується хімічний реактор, куди подається реагуюча суміш [52]. Створені три системи ТХСЕС: схема I виробляє електроенергію і синтетичне паливо (штучний газ, метанол), яке подається споживачам; схема II виробляє базову електричну і за рахунок запасеної енергії у хімічно зв'язаному вигляді, пікову електроенергію; схема III виробляє електроенергію і теплоту, що передається споживачу транспортом реагуючого газу.

Згідно із системою I (рис. 5.17) у геліореакторі відбувається пароводяна конверсія природного газу чи газу підземної газифікації вугілля. Продукти конверсії охолоджуються у парогенераторі, генеруючи водяну пару, потім подаються в апарат синтезу метанолу, після чого пари метанолу конденсуються у конденсаторі, а непрореаговані знекоксовані гази спалюються у вогневому парогенераторі. Теплота, що виділяється під час синтезу метанолу, застосовується для підігрівання живильної води.

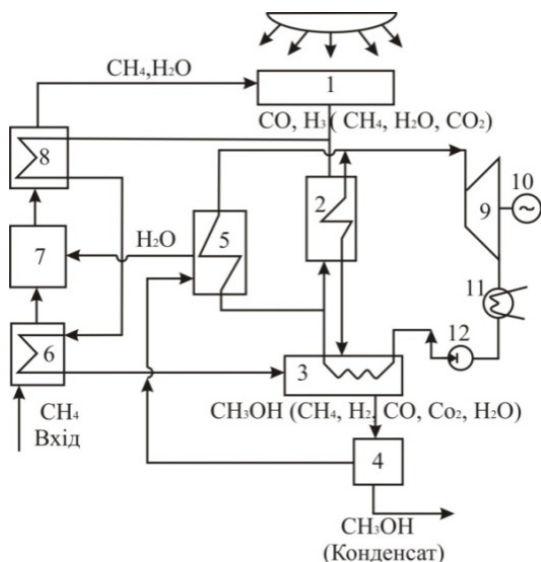


Рисунок 5.17 – Система I: 1 – геліоколектор; 2 – парогенератор на продуктах конверсії; 3 – апарат синтезу метанолу; 4 – конденсатор метанолу; 5 – вогневий парогенератор; 6 – регенеративний підігрівач; 7 – змішувач H_2O і CH_4 ; 8 – парометаноловий підігрівач; 9 – парова турбіна; 10 – електрогенератор; 11 – конденсатор турбіни; 12 – живильний насос

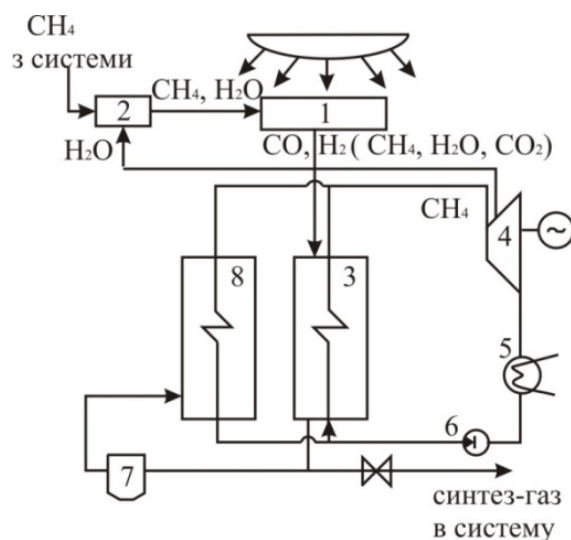


Рисунок 5.18 – Система II: 1 – геліоколектор; 2 – змішувач CH_4 і H_2O ; 3 – парогенератор на продуктах конверсії; 4 – парова турбіна; 5 – конденсатор турбіни; 6 – живильний насос; 7 – сховище конвертованого газу CH_4 ; 8 – вогневий парогенератор

Схема II (рис. 5.18) передбачає, що утворені концентровані охолоджені гази частково надходять у сховище. Залишок газу, який є еквівалентним за теплою згорання природному газу, що забирається з системи, повертається в цю ж систему. Запасений газ спалюється у вогневому парогенераторі під час піку електронавантаження. Для зменшення об'єму сховище в схемі цього типу можна із конвертованого газу синтезувати метанол і зберігати його в рідкому стані.

За енергосистемою III (рис. 5.19) охолоджений конвертований газ транспортується в район енергоспоживача, де у метані відбувається реакція метаноутворення. Тепло, що при цьому утворюється, використовується для вироблення електроенергії і тепlopостачання.

Розглянемо термодинамічні і техніко-економічні показники ТХСЕС.

Термодинамічний коефіцієнт корисної дії K_T визначається відношенням корисної ексергії (електроенергії чи суми електроенергії та ексергії теплоти) до підведеної енергії в установку. Цей ККД залежить від параметрів циклу і при максимальних параметрах пари, що допускають роботу без промислового перегрівання (наприклад, парова турбіна К-100-90), складає 39,5 %, тобто теплова потужність модуля 100 МВт складає 253 МВт. За даними [52], для такого модуля необхідно 6300 геліостатів розміром 10x10м. Повний коефіцієнт перетворення енергії енергоустановки включає ще витрати енергії на створення такої установки і визначається за формулою

$$\psi_n = \frac{3600 N_e t_d t_{cep} d}{N_e \sum_i \varphi_e \gamma_e (d+1) + \frac{3600 N_e t_d t_{cep} d}{k_m}}, \quad (5.13)$$

де N_e – електрична потужність СТФЕС;

t_d і t_{cep} – тривалість роботи установки за добу на потужності N_e (год) і середньорічна (діб);

d – кількість років роботи установки;

φ_{ei} – питомі витрати первинної енергії на одержання 1 кг i -го матеріалу;

γ_{ei} – питомі витрати i -го матеріалу на створення установки, кг/кВт;

α – сумарний коефіцієнт, що враховує витрати енергії, які пов'язані з поточними і капітальними ремонтами обладнання;

K_m – термодинамічний ККД СТФЕС.

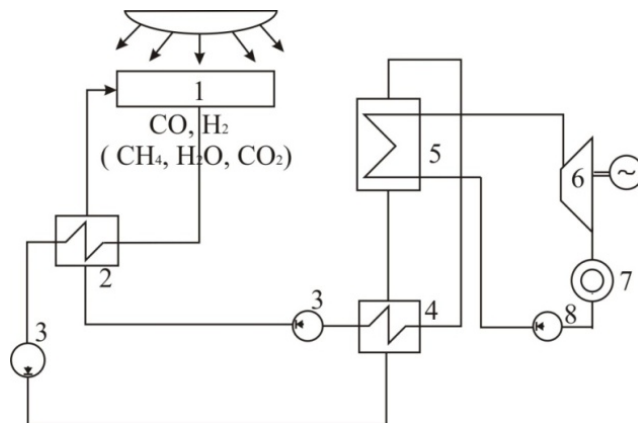


Рисунок 5.19 – Система III: 1 – геоліколектор; 2,4 – теплообмінники; 3 – газодувка; 5 – метанатор-пароперегрівач; 6 – парова турбіна; 7 – тепловий споживач; 8 – живильний насос

Термодинамічна ефективність систем ТХСЕС також може бути розрахована з виразу (5.12), при цьому до чисельника необхідно додати складові, які враховують енергію енергоресурсів, що відпускаються споживачам

$$\begin{aligned} \psi_n &= [(3600N_e + Q_1\lambda Q_2)t_{cep}d + \dots \\ &\rightarrow \dots 3600N_{\Pi}t_{cep}d\beta] / [N_e \sum_i \varphi_e \gamma_e (\alpha + 1) + \dots \\ &\rightarrow \dots + 3600P_r + B_o \rho_H^p t_{cep}d] \end{aligned}$$

де ψ_n – кількість годин роботи установки на піковому навантаженні за добу;

N_e, N_n – електрична потужність ТХСЕС протягом сонячної доби і у піковий період;

Q_1, λ – кількість і ексергія відпущеного енергоресурса споживачу (газу чи метанолу);

Q_2 – енергія відпущеної споживачу теплоти;

β – коефіцієнт, що враховує зростаючу цінність пікової електроенергії;

P_r – теплова потужність геліоконвертора;

B_o – витрати органічного палива;

ρ_H^p – нижча робоча теплотворна спроможність органічного палива.

Якщо ТХСЕС споживає органічне паливо (див. рис. 5.17), у знаменнику виразу (5.13) з'являється доданок, який враховує паливну складову ($B_o, \rho_H^p, td, t_{cep}, d$).

Таблиця 5.7 – Енергетичні показники для трьох систем термохімічної сонячної електростанції

Енергетичний показник	Система I		Система II		Система III	
	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 1	Варіант 2
$\Psi_{птхсес}$	$\frac{0,578}{0,578}$	$\frac{0,603}{0,603}$	$\frac{0,629}{0,325}$	$\frac{0,733}{0,379}$	$\frac{0,376}{0,376}$	$\frac{0,441}{0,441}$
$\Psi'_{птхсес}$	$\frac{0,758}{0,758}$	$\frac{0,801}{0,801}$	$\frac{3,856}{1,684}$	$\frac{12270}{5,348}$	$\frac{2,310}{2,310}$	$\frac{24,0}{24,0}$
$\Psi_{птеу}$	$\frac{0,605}{0,605}$	$\frac{0,605}{0,605}$	$\frac{0,766}{0,396}$	$\frac{0,766}{0,396}$	$\frac{0,446}{0,446}$	$\frac{0,446}{0,446}$
$\Psi_{птхсес} / \Psi_{птеу}$	$\frac{1,250}{1,250}$	$\frac{1,325}{1,325}$	$\frac{5,036}{4,252}$	$\frac{16,018}{13,504}$	$\frac{4,956}{4,956}$	$\frac{53,810}{53,810}$
Виробництво метанолу (накопичення синтез-газу), кмоль/добу	21108,2	21108,2	22596,3	22596,3	-	-
Пікова потужність, МВт	-	-	166,9	166,9	-	-
Теплова потужність, відпущеної споживачу, МВт	-	-	-	-	185,1	185,1
Базова потужність, МВт	200,1	200,1	37,8	37,8	53,4	53,4
Примітка. У чисельнику – при $\beta = 2,45$, у знаменнику – при $\beta=1,0$						

У табл. 5.7 наведені результати розрахунку показників енергетичної ефективності (5.13), де $\Psi_{птхсес}$ враховує сонячну складову (3600 P_r) – другий доданок у знаменнику, а $\Psi_{птхсес}$ не враховує. Показник ефективності $\Psi_{птеу}$ розрахований для енергетичних і технологічних установок, що розробляють таку ж продукцію, що і розглянуті ТХСУС (електроенергію, теплоту, метанол), але споживають традиційні види енергії. Теплова потужність геліоконвертора прийнята для всіх випадків $B_0 = 250$ МВт. У розрахунках враховані витрати металу на створення сховища конвертованого газу.

У системі 1 для виробництва метанолу необхідний природний газ, що знижує величину $\Psi_{птхсес}$.

Високі значення $\Psi_{птхсес}$ для системи III пов'язані з низьким значенням складової витрат первинної енергії на створення установки у разі більш дешевших геліостатів. У цій системі порівняно із системою I відсутні витрати на обладнання для синтезу метанолу, а у порівнянні з системою II для

вироблення базової і пікової електроенергії відсутні витрати первинної енергії на створення сховищ конвертованого газу.

Таким чином, енергетична доцільність термохімічних сонячних електростанцій перевищує енергетичну доцільність нині діючих теплових електростанцій незважаючи на великі енерговитрати на створення станції, особливо при використанні зекономленого палива для вироблення пікової електроенергії. Однак собівартість електроенергії на ТХСЕС перевищує собівартість електроенергії на ТЕС, що пов'язано, насамперед, з високою вартістю геліостатів, які не відповідають дійсним енерговитратам на їх створення.

ТХСЕС значно доцільніше ТЕС з енергетичної точки зору. Особливо високі енергетичні показники має схема ТХСЕС, яка виробляє поряд з електроенергією синтетичне паливо, що видається споживачу, а також система ТХСЕС з далеким транспортуванням енергії.

5.6 Переваги і недоліки сонячної енергетики

На поверхню Землі від Сонця надходить біля $2 \cdot 10^{21}$ кДж/рік енергії, що в 10 000 разів перевищує сучасний рівень світової енергетики, який забезпечується видобуванням викопного палива. Навіть якщо врахувати середньорічну кількість сонячної енергії, що падає на вільні, необроблені землі, то і ці величини приблизно в 1 000 разів перевищують потреби людства в енергії [50].

Як вже підкреслювалось, сонячна енергія є “чистим” видом енергії, і в цьому є її переваги перед іншими джерелами енергії. Використання лише 1,5 % сумарної інсоляції Сонця еквівалентно потужності потоку енергії $1,85 \cdot 10^{12}$ кВт і кількості умовного палива $2 \cdot 10^{12}$ т [53].

При переведенні 10 % індивідуальних споживачів на сонячне теплопостачання в регіонах України можна зекономити 0,17 млн т у.п./рік. При ефективному використанні сонячного випромінювання потужністю 4 300 МДж/м² на рік можна забезпечити потреби споживачів в опаленні до 25 %, у гарячому водопостачанні – до 50 %, у кондиціонуванні – до 75 %. Заміна традиційних котелень сонячними установками дає можливість замінити і зекономити органічне паливо, знизити об'єм теплових викидів і викидів продуктів згоряння у довкілля, вирішити низку соціальних проблем у районах, де немає централізованого енергопостачання, і задіяти виробничий потенціал нерентабельних нині підприємств.

Однак під час експлуатації різних систем і пристроїв, які використовують сонячну енергію, виникає багато проблем, пов'язаних з охороною навколишнього середовища. Використання низькокиплячих рідин у сонячних енергетичних системах і неминучі витікання цих рідин під час тривалої експлуатації систем можуть призвести до значного забруднення питної води. Особливу небезпеку створюють рідини, що містять нітрати, хромати, які є високотоксичними речовинами.

Щоб зменшити корозію водяних сонячних систем, які застосовуються для обігрівання й охолодження приміщень, і запобігти їх замерзанню додають солі на основі хромітів, боритів, нітратів, сульфатів тощо, які створюють серйозну небезпеку для людського організму. Тому під час роботи сонячних, теплових і холодильних систем, які застосовують наведені речовини, необхідно періодично перевіряти, чи нема витікань робочих рідин.

Застосування двоконтурних схем теплообміну в сонячних системах дозволяє значною мірою зменшити небезпеку появи токсичних речовин у навколишньому середовищі. Оскільки такі робочі рідини втратили свої первинні властивості і повинні замінюватись, виникає проблема їх очищення. Застосування звичайних очисних систем часто є неможливими, тому що поява вищезгаданих елементів у великих кількостях у воді може призвести до стрімкого зростання синьо-зелених водоростей. Останні під час свого росту і розкладання споживають велику кількість кисню, що, в свою чергу, знищує вміст кисню у водоймах і викликає загибель живих організмів, і, насамперед, риби.

Друга, не менш важлива проблема – небезпека перегрівання і займання систем, які використовують сонячні концентратори. У теплообмінних пристроях таких систем, звичайно, застосовують різноманітні ізоляційні матеріали. В процесі перегріву і займання вони виділяють токсичні гази, як пари соляної кислоти, фторної кислоти, амонію й ін. Тому рівень температур в теплообмінних системах має суворо контролюватись, високі вимоги також повинні пред'являтися до хімічних і теплових властивостей ізоляції.

Затемнення сонячними концентраторами великих територій Землі може призвести до її деградації. Необхідно також відзначити екологічні наслідки у районі розташування станції нагрівання повітря при проходженні через нього сонячного випромінювання, яке концентровано дзеркальними відбивачами. Це – зміна теплового балансу, вологості, напрямку вітрів тощо. Необхідно враховувати і те, що будівництво сонячних електростанцій вимагає великих територій: наприклад, станція потужністю 100 МВт займе площу майже 5 км².

Деякі екологічні проблеми виникають в процесі експлуатації фото- і термоємісійних сонячних електричних систем. Під час виготовлення кремнієвих, кадмієвих і арсенідо-гелієвих фотоелектричних елементів у повітрі виробничих приміщень з'являються кремнієвий пил, кадмієві та арсенідові сполуки. Попадаючи в дихальні органи людини, вони викликають важкі захворювання. Технологічні процеси, пов'язані з очищенням кремнію і гелію, можуть призвести до забруднень води кислотами і лужними сполуками.

У підсумку необхідно відзначити, що небажані наслідки, які викликані використанням сонячних електричних систем, мають місцевий характер і їх можна уникнути при точному дотримуванні правил техніки безпеки.

РОЗДІЛ 6

КОМПЛЕКСНА АЛЬТЕРНАТИВНА ГЕЛІОПОРОДНА СИСТЕМА ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

6.1 Енергозберігаюча технологія на базі теплонасосного циклу

На сьогоднішній день особливий інтерес має запровадження можливостей декількох альтернативних екологічно чистих джерел енергії, серед яких найбільш перспективними є енергія Сонця і породи в комплексній альтернативній системі енергопостачання (КАСЕ), реалізованій на основі теплонасосного циклу.

У порівнянні з традиційними геліосистемами теплопостачання, про конструктивні особливості й ефективність роботи яких на деяких географічних широтах існують теоретичні й експериментальні дані [41, 54 – 55], породні геліосистеми теплопостачання вивчені явно недостатньо. Це відноситься до процесів теплообміну в низькотемпературних ґрунтових теплообмінниках, вибору їх конструктивного виконання, глибини розташування під землею, розподілення температурного поля в породі до, в процесі і після тривалої експлуатації системи.

Енергозберігаюча технологія КАСЕ з породною системою в комплексі з тепловим насосом і геліосистемою енергопостачання наведена на рис. 6.1. Вона базується на плоскому сонячному колекторі і бакові-акумуляторі тепла, що дозволяє одночасно ефективно застосовувати два відновлюваних джерела енергії для теплопостачання. У разі нестачі альтернативної енергії при несприятливих погодних умовах до роботи підключається резервне джерело традиційної енергії.

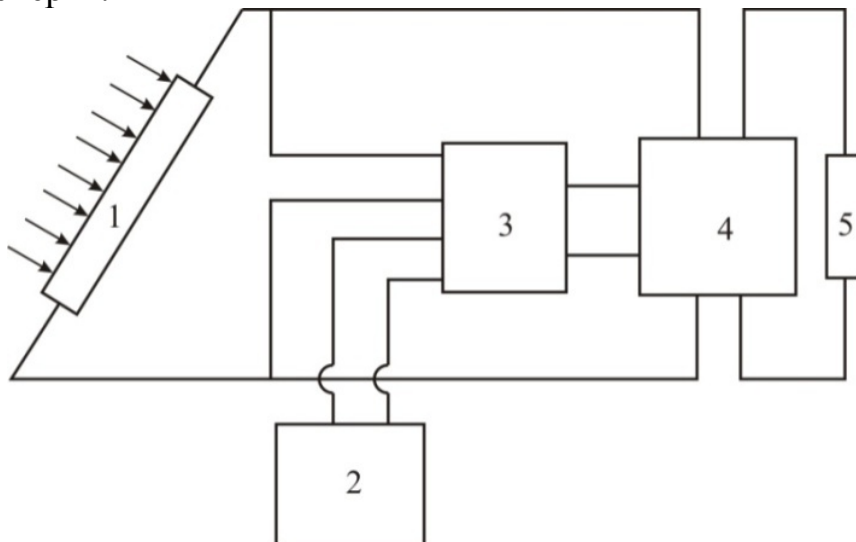


Рисунок 6.1 – Узагальнююча схема комплексної альтернативної системи енергопостачання (КАСЕ): 1 – сонячна система; 2 – породна система; 3 – тепловий насос; 4 – система теплопостачання; 5 – дублер енергії

Теплонасосна установка (ТН-установка) використовується в цій схемі для опалення будівель зимою й охолодження їх у літній час. Ефективність роботи

теплового насоса при опаленні споруд характеризується тепловим коефіцієнтом перетворення енергії λ , який можна знайти із співвідношення

$$\lambda = \frac{G}{A}, \quad (6.1)$$

де G – кількість теплоти, яка підводиться до випарника теплового насоса, кДж/кг;

A – робота, яка витрачається на стиснення робочого тіла в компресорі теплового насоса, кДж/кг.

Використання енергії, що відводиться від породного масиву за допомогою породних теплообмінників і підведення її до випарника теплового насоса, дозволяє підвищити коефіцієнт перетворення енергії λ теплового насоса. Це збільшує ефективність і надійність роботи всієї системи комплексного альтернативного постачання.

Конструктивне оформлення геліопородного енергопостачання багатопверхової жилої будівлі наведено на рис. 6.2. На даху і приповерхових козирках (чи стінових панелях) розміщуються сонячні колектори. Надлишок теплоти літньої інсоляції акумулюється у ґрунті під будинком. В опалювальний сезон ця теплота повертається через породні теплообмінники і теплові насоси для теплопостачання будинку.

Таким чином, організація опалення поділяється на два підцикла – спочатку породне акумулювання теплоти під будинком протягом шести теплих місяців (квітень-вересень), а потім подача її в опалювальний сезон з підвищенням до необхідної температури тепловими насосами. За санітарно-гігієнічними умовами опалення приміщень, температура теплоносія повинна бути в межах 25 – 35°C. Для забезпечення кінцевої температури приблизно 30°C, достатньо на виході з теплового насоса мати температуру $t=35^\circ\text{C}$.

На першому підциклі – породне акумулювання теплоти – вихідна температура породного масиву $t_m=10^\circ\text{C}$. Кінцева температура основної зони акумулювання $t_k=40^\circ\text{C}$. Розрахунок процесу акумулювання і одержання теплоти показав, що температурний напір $(t_b - t_k)$ коливається в межах $\pm 7^\circ\text{C}$ (+ – при акумулюванні; – – під час розрядження) і характер зміни t_k близький до лінійного [56]. Тоді легко можуть бути вираховані середньомісячні значення температури води t_b :

$$t_k(T_{\text{сер.міс}}) = t_k(0) \frac{t_k(\tau_a) - t_k(0)}{\tau_a} - T_{\text{сер}},$$

$$t_b(T_{\text{сер.міс}}) = t_k(T_{\text{сер.міс}}) + 7,$$

де t_b – температура води в тепловому насосі, °C;

$T_{\text{сер.міс}}$ – середньомісячна температура, °C;

τ_a – тривалість акумуляції теплоти в породі, діб.

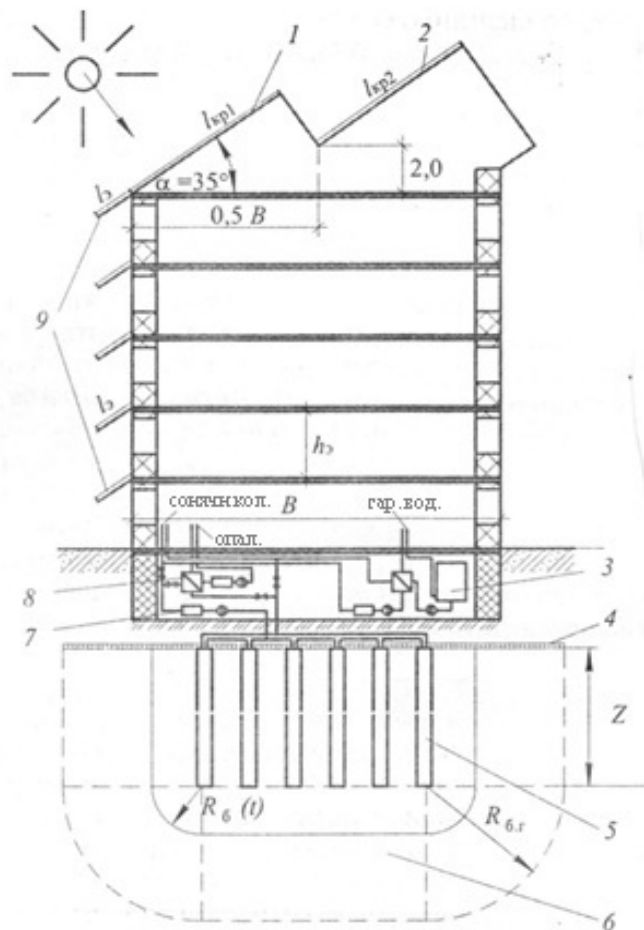


Рисунок 6.2 – Багатоповерховий жилий будинок з сонячно-породною системою теплопостачання: 1, 2, 9 – сонячні колектори; 3 – акумулювальна ємність системи гарячого водопостачання; 4 – тепло-ізоляційний покрив із пінобетону; 5 – породні теплообмінники (зонди); 6 – породний акумулятор теплоти; 7 – водяний насос системи породного опалення; 8 – тепла насосна установка (ТН-установка): h_b – висота поверху будинку; B – ширина будинку; $R_g(\tau)$ – розмір основної площадки породного акумулятора; τ – тривалість циклу роботи акумулятора; $R_{6,r}$ – розмір буферної гарячої зони акумулятора; Z – глибина свердловини породного акумулятора

КАСЕ являє собою інтегровану поліелементну структуру, яка має декілька автономних складових, які в свою чергу можуть працювати незалежно (в моно структурному режимі) при різних сполуках її основних елементів або сумісно (у біструктурному режимі).

У сонячній системі 1 (рис. 6.1) відбувається поглинання й акумулювання сонячного випромінювання. Сонячний контур, окрім геліоколектора, має акумулятор теплоти, насоси, регулювальні клапани, фільтри, теплообмінники і систему контрольно-виміральної апаратури.

В моноструктурному режимі роботи у замкнутій схемі геліосистема 1 використовується для опалення. Теплова енергія може передаватися споживачу безпосередньо від бака-акумулятора, а також шляхом використання трансформатора теплоти – тепловому насосу 3, який забезпечує підвищення

рівня температури теплоносія на вході до контуру теплового споживача 4. У моноструктурному режимі роботи породної системи 2 з використанням породних теплообмінників, які підключені до теплового насоса 3, відбувається відведення теплоти, яка акумульована в породі і передача її теплому споживачу 4 на більш високому температурному рівні.

Біструктурна система теплопостачання дозволяє застосовувати сумісно два різнорідних відновлюваних джерела енергії, які за природними властивостями спроможні у разі дефіциту до взаємної компенсації. У біструктурній конфігурації КАСЕ завдяки існуванню двох випарників теплового насоса створюються сприятливі умови для утилізації низькопотенціальної енергії, яка надходить від двох незалежних природних джерел – сонця і породи. В цьому випадку тепловий насос грає роль трансформатора теплоти одночасно для двох джерел відновлюваної енергії.

У разі дефіциту відновлюваної енергії та недостатньої потужності ТН-установки передбачається можливість підключення до роботи резервного джерела традиційної енергії (дублера) для забезпечення навантаження теплового споживача на необхідному рівні комфорту. Оскільки система теплопостачання на основі відновлюваних джерел енергії є низькопотенціальною (температурний рівень теплоносія 40 – 50°C), передбачено застосування опалювальних пристроїв зі збільшеною поверхнею обігрівання. Резервним джерелом енергії прийнятий електричний обігрівач, який підключається до роботи у разі дефіциту відновлюваної енергії, тобто коли неможливо підтримувати теплові вимоги споживача на необхідному рівні.

6.2 Системи теплопостачання на базі двохвідновлюваних джерел енергії

Енергетичні ресурси можна ефективно використовувати при комплексній альтернативній системі теплопостачання, яка передбачає використання сонячної та теплонасосної установок і акумулювання енергії в породі [57].

Сумарна інтенсивність сонячного випромінювання U , що падає на поверхню, яка встановлена під кутом нахилу до поверхні F , має вигляд [41] :

$$U = U_n K_n + U_p K_p + (U_n + U_p) q K_g,$$

де U_n , U_p – інтенсивність прямої і розсіяної інсоляції на горизонтальну поверхню, Вт/м²;

K_n , K_p , K_g – відповідно, безрозмірні поправочні коефіцієнти для прямої, розсіяної і відбитої від навколишніх поверхонь інсоляції;

q – безрозмірний коефіцієнт, що враховує відбивну спроможність Землі.

Сонячне випромінювання U сприймається об'єктом теплопостачання, що являє собою окремих промисловий або житий будинок, запроектований з дотриманням типових вимог до таких споруд.

Комплексна альтернативна система теплопостачання з використанням петротермальної енергії наведена на рис. 6.3.

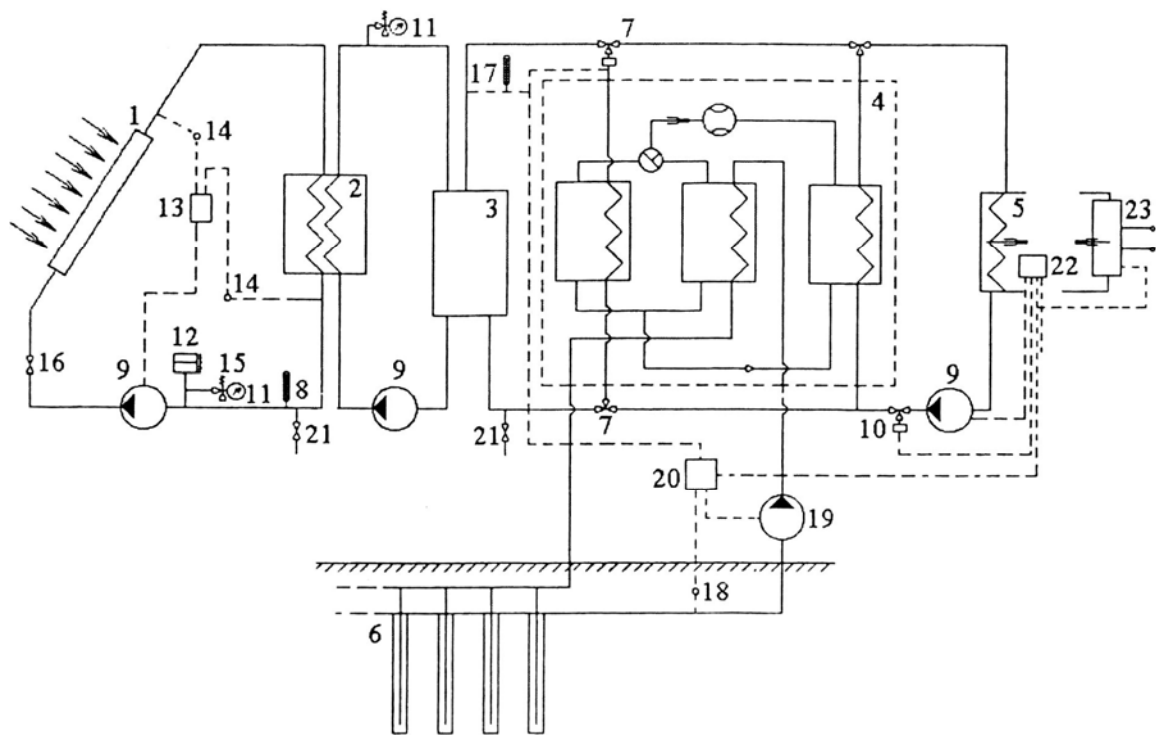


Рисунок 6.3 – Схема теплопостачання на основі двох відновлюваних джерел енергії із застосуванням теплового насоса: 1 – плоский сонячний колектор; 2 – теплообмінник; 3 – бак-акумулятор теплоти; 4 – теплонасосна установка; 5 – система опалення; 6 – породний теплообмінник; 7 – триходовий регулювальний клапан; 8 – термометр; 9 – насос; 10 – клапан для регулювання витрат у контурі споживача; 11 – запобіжний клапан; 12 – рівнемір; 13 – контрольно-вимірювальний пристрій і автоматика контура геліосистеми; 14 – датчик температури контуру геліоколектора; 15 – повітряний клапан; 16 – зворотний клапан; 17 – датчик температури акумулятора геліоконтур; 18 – датчик температури породної системи; 19 – насос породної системи; 20 – система регулювання контуру породної системи; 21 – вхідний клапан; 22 – система контролю і регулювання температури повітря у приміщенні при роботі системи теплопостачання відновлюваних температур або від резервного джерела енергії; 23 – резервне джерело енергії

Для даної схеми оптимальним є комплексне застосування сонячної і петротермальної енергії у сполученні з теплонасосоною установкою. Теплота ґрунтової породи може бути ефективно використана для систем теплопостачання чи довготривалого акумуляування енергії.

Тепловий баланс геліоколектора (ГК) включає втрати енергії ГК (рис. 6.4), які виникають при відбиванні склом Q_{01} і адсорбером Q_{02} і при поглинанні склом Q_c . Як відомо, більша частина сонячної радіації, що надходить на ГК, поглинається поверхнею адсорбера. Частина енергії, яка поглинається, передається циркулювальному в ГК теплоносію, а залишкова втрачається у навколишнє середовище. Тепло, що відводиться рідиною – корисне тепло, яке використовується для теплопостачання. Щільність потоку сонячної радіації, яка поглинається адсорбером ГК, дорівнює добутку

щільності потоку радіації U , пропускну здатності скла ξ і поглинальній здатності адсорбера ϕ .

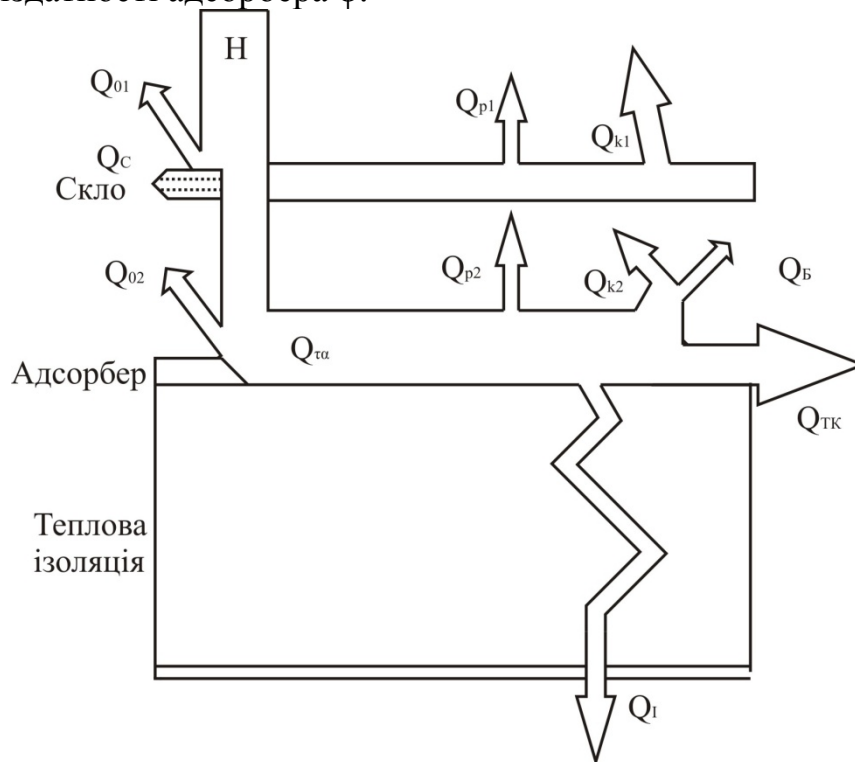


Рисунок 6.4 – Схема теплового балансу геліоколектора

Пряма, дифузна і відбивна складові сонячної радіації падають на поверхню колектора під різними кутами. Оптичні характеристики ξ і ϕ з урахуванням внеску кожної із компонент виражає зведений коефіцієнт $\xi\phi$ [41].

Втрати Q_{01} , Q_{02} і Q_c характеризують оптичну досконалість геліоколектора.

Сума втрат енергії ГК:

$$Q_{зк} = Q_{p2} + Q_{к2} + Q_n + Q_b,$$

де $Q_{зк}$ – загальні втрати енергії геліоколектора, Вт;

Q_{p2} – втрати випромінювань від поверхні адсорбера до скла, Вт;

$Q_{к2}$ – конвективні втрати між адсорбером і склом, Вт;

Q_n , Q_b – втрати теплопровідності від адсорбера через нижню і бокові стінки ГК.

Втрати тепла за рахунок випромінювання, конвекції і поглинання, Вт:

$$Q_{pкc} = Q_{p1} + Q_{к1} = Q_{p2} + Q_{к2} + Q_c,$$

де Q_{p1} – втрати випромінювань від скла до навколишнього середовища, Вт;

$Q_{к1}$ – конвективні втрати між склом і навколишнім середовищем, Вт;

Q_c – втрати поглинання скляним покриттям, Вт.

З урахуванням коефіцієнта $\xi\phi$ і повного коефіцієнта втрат тепла геліоколектора $\delta_{зк}$ можна визначити тепло, яке використовується корисно:

$$Q_{зк} = S_{зк} \Psi_R [\xi\phi U - \delta_{зк} (t_1 - T_u)], \quad (6.2)$$

де $Q_{гк}$ – теплопродуктивність ГК, Вт;

$S_{гк}$ – площа геліоколектора, м²;

ψ_R – ефективний коефіцієнт відведення тепла;

$\delta_{гк}$ – повний коефіцієнт втрат енергії, Вт/(м²·К);

t_1 – температура теплоносія на вході в геліоколектор, К;

T_u – температура навколишнього середовища, К.

Рівняння (6.2) виражає тепловий баланс ГК і зручне для розрахунку геліосистем, оскільки корисна енергія визначається за температурою рідини t_1 на вході в ГК.

У системі КАСЕ передбачено акумулювання (АК) теплової енергії (рис. 6.5). Акумулювання тепла є короткотривалим. В АК теплоносій постійно переміщується, незмінними також є об'єм бака-акумулятора W , коефіцієнт форми λ і втрат тепла β_{AK} . Об'єм акумулятора W повинен відповідати площі геліоколектора $F_{ГК}$. Встановлено, що для 1м² площі ГК оптимальний W дорівнює 0,04 – 0,11м³ [41].

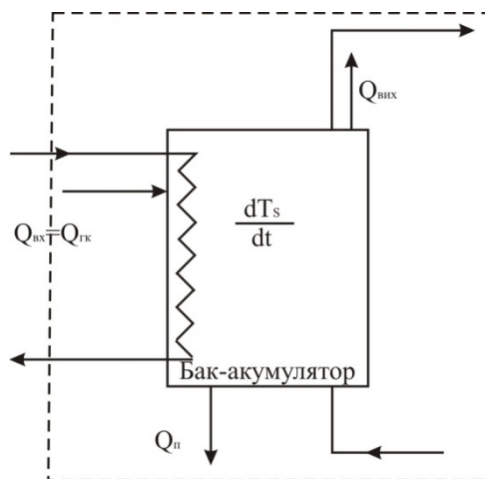


Рисунок 6.5 – Тепловий баланс акумулювання енергії

Для цих умов при довільному моменті часу τ у всьому об'ємі бака-акумулятора температура теплоносія t_s є постійною. Тоді рівняння балансу енергії АК з урахуванням складових буде:

$$(q\lambda V W) dt_s(\tau) / d\tau = Q_{вх}(\tau) - Q_{вих}(\tau) - Q_{в}(\tau),$$

де $Q_{вх}(\tau)$, $Q_{вих}(\tau)$, $Q_{в}(\tau)$ – теплова потужність на вході, виході АК і втрат у навколишнє середовище, Вт.

Величина теплових втрат АК, Вт:

$$Q_{в}(\tau) = \beta_{AK} W^{2/3} \lambda [t_s(\tau) - T_u].$$

6.3 Енергія ґрунтової породи в геліосистемах енергопостачання

Пік інтенсивності сонячної інсоляції в Україні відбувається у теплий час року – з квітня по жовтень. А опалювальний сезон, тривалість якого для середніх широт складає 180 днів, співпадає з найменшими надходженнями

сонячної радіації. Тому виникає необхідність акумулювання теплоти сонячної інсоляції в теплі місяці року й ефективного її використання у холодний час року. В зв'язку з цим, необхідно орієнтуватись на дешеві акумулятори теплової енергії на базі природних підземних масивів, які знаходяться під будівлями.

Досвід використання породних теплообмінників показав низьку ефективність роботи одиночних теплообмінних пристроїв. Це зумовлено високим тепловим опором ґрунту і малим вихідним потенціалом теплоносія. Тому температура акумулювання практично не відрізняється від вихідної температури породного масиву, який має температуру біля 10°C. При розрядженні ґрунтового акумулятора температура води, що подається в тепловий насос із породних теплообмінників, буде навіть менше температури породного масиву, що призведе до низького значення коефіцієнта перетворення теплового насоса.

Суттєво підвищити потенціал акумульованої енергії в породі можна тільки при створенні зустрічно направлених теплових потоків, розмістивши п теплообмінників за куцшовою схемою (рис. 6.6). Розміщення теплообмінників за такою схемою різко збільшує ефективність акумулювання.

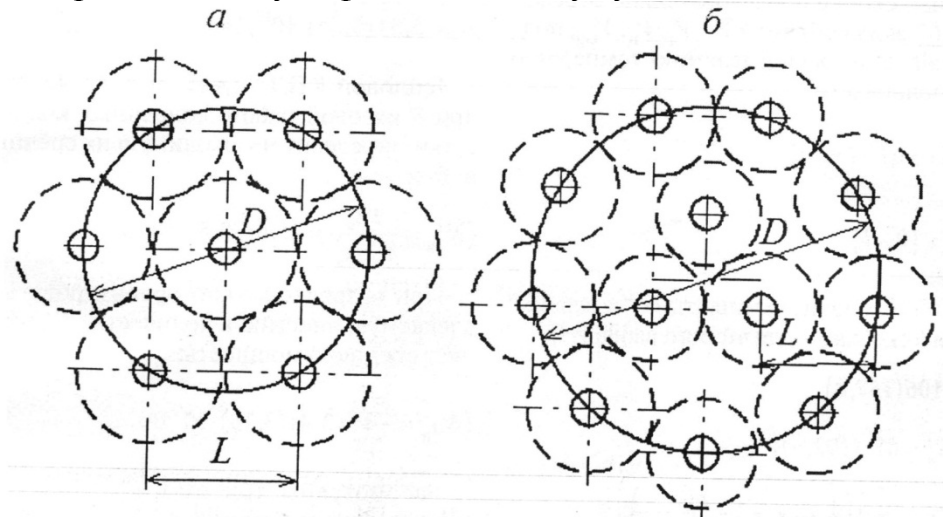


Рисунок 6.6 – Схема розташування породних теплообмінників куцшовим (груповим) методом

Інтенсивність потоку тепла в довільний момент часу τ_i , що відводиться від ґрунтової породи Q_{zp} теплоносієм, який циркулює у зовнішньому патрубку породного теплообмінника (ПТ) діаметром $D=2r_0$, змінюється упродовж її довжини $L=Z_H - Z_K$ (рис. 6.7):

$$Q_{zp.L} = \int_{Z_H}^{Z_K} 2\pi r_0 \varphi [t_{\theta,z}(Z) - t_f(Z)] dz,$$

де Z_K, Z_i – заглиблення верхнього і нижнього торця патрубку ПТ, м;

φ – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

$t_{\theta,z}$ – температура породи на межі з теплоносієм, К;

t_f – температура теплоносія, К.

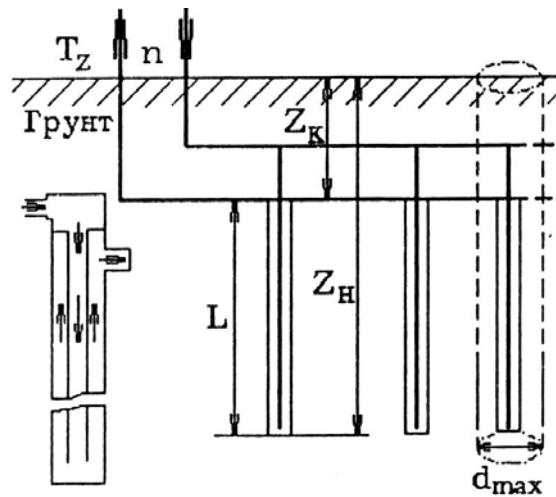


Рисунок 6.7 – Схема теплообмінника у ґрунтовій породі з вертикальними свердловинами

При малому діаметрі і великій довжині патрубків можна вважати, що розподіл температури t_f залежить тільки від змінної Z і часу τ .

Для розрахунку процесу теплообміну у патрубках ПТ скористаємося критеріальним рівнянням для випадку вимушеної конвекції у каналах [58]. Для ламінарної течії справедливо:

$$Nu = 1,86 \left(\eta_f / \eta_w \right)^{0,14} \left(Re Rr d_{\Gamma} / L \right)^{0,33},$$

де Nu – число Куссельта;

η_f , η_w – динамічна в'язкість при середній температурі рідини і стінки ПТ, кг/(м·с);

d_{Γ} – гідравлічний діаметр, м.

Кількість теплової енергії $Q_{f,L}$, яка приймається рідиною в одному патрубку ПТ в довільний момент часу, можна визначити із рівняння:

$$Q_{f,L} = \omega m c_p (t_{f,p} - t_{f,k}),$$

де ωm – масові витрати теплоносія, кг/с: $\omega m = \nu \rho \varphi_0$,

ν – швидкість теплоносія, м/с;

ρ – щільність теплоносія, кг/м³;

φ_0 – площа поперечного перерізу патрубку, м²;

c_p – теплоємність теплоносія, кДж/(кг·К);

$t_{f,p}$, $t_{f,k}$ – температура потоку на вході і виході патрубку, К.

Необхідну кількість теплової енергії для опалення, наприклад, двоповерхового будинку можна визначити за формулою:

$$V_{\delta} C_p \rho_{\delta} dt_{\delta} / d\tau = \sum Q_{ex.}(\tau) - \sum Q_{вих.}(\tau) + \sum Q_{вн.}(\tau),$$

де V_{δ} – об'єм жилих приміщень будинку, м³;

C_p – теплоємність повітря, кДж/(кг·К);

ρ_{δ} – щільність повітря у будинку, кг/м³;

t_6 – температура повітря, К;

$\Sigma Q_{вх.}, \Sigma Q_{вих.}, \Sigma Q_{вн.}$ – відповідно, сумарне підведене і відведене тепло жилих приміщень і енергії від внутрішніх джерел тепла, кВт.

Потреба в тепловій енергії для опалення Q_0 дорівнює підведеній енергії $\Sigma Q_{вх.} = Q_0$. Енергія, що відводиться, дорівнює втратам тепла через стінки $\Sigma Q_{ст.}$, вікна $\Sigma Q_{вік.}$ і вентиляцію $\Sigma Q_{вент.}$:

$$\Sigma Q_{вих.} = \Sigma Q_{ст.} + \Sigma Q_{вік.} + \Sigma Q_{вент.}$$

Потік енергії від електрообладнання і людей дуже малий, тому $\Sigma Q_{вн.} = 0$. Рівняння балансу енергії повітря всередині об'єкта теплопостачання:

$$V \rho C_p \rho \delta dt_6 / d\tau = Q_0(\tau) - \Sigma Q_{ст.}(\tau) - \Sigma Q_{вік.}(\tau) + Q_{вент.}$$

6.4 Ефективність теплонасосної системисонячного теплопостачання

Теплонасосна (ТН) система енергопостачання є перспективною альтернативою перетворення сонячної та породної енергії і дозволяє підвищити ефективність і об'єм вироблення теплоти в період корисної експлуатації геліосистем.

Тепловий насос (рис. 6.8) в своїй конструкції має послідовно з'єднаний компресор 1, повітряний конденсатор з примусовою вентиляцією 2, дросель 3 і випарник 4 у вигляді теплообмінника фреон-вода. Паралельно випарнику підключено додатковий теплообмінник 5 фреон-повітря. Така конструкція ТН дозволяє реалізувати різні схеми теплонасосного опалення і влітку застосовувати кондиціонування (охолодження повітря) з одночасною утилізацією конденсації холодоагенту. Робота ТН-установки відбувається наступним чином. Компресор 1 нагнітає пари фреону у повітряний конденсатор, де вони конденсуються при температурі біля 35°C. Теплота конденсації відводиться циркулюючим через конденсатор повітрям і використовується для повітряного опалення приміщень. Сконденсований рідкий фреон надходить через дросель 3 у випарник 4 і починає закипати, відбираючи теплоту від води, яка циркулює у контурі випарник-геліоприймач. Утворені у випарнику 4 пари холодоагенту відкачуються компресором 1 і нагнітаються у конденсатор 2, після чого цикл повторюється.

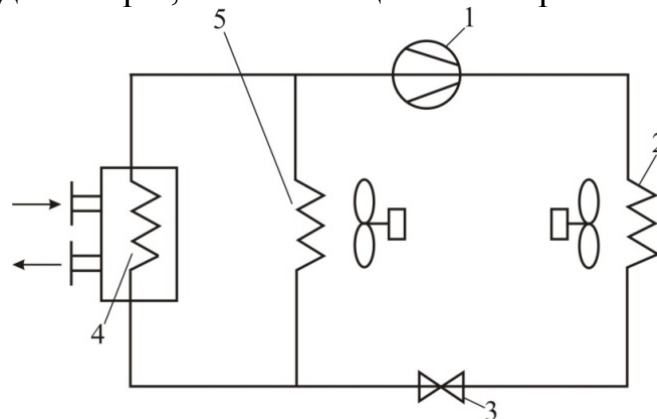


Рисунок 6.8 – Конструктивна схема теплонасосної установки:

1 – компресор для прокачування проміжного теплоносія (наприклад, фреону);
2 – повітряний конденсатор; 3 – дросель; 4 – випарник; 5 – теплообмінник

У період інтенсивного сонячного випромінювання ефективність геліосистеми суттєво залежить від ступеня невідповідності графіків вироблення і споживання енергії. При найбільшій інтенсивності сонячної інсоляції температура теплоносія після геліоприймача досягає максимального значення. Це призводить до перегрівання робочого тіла з порушенням номінального режиму паракомпресійного циклу у всіх структурних елементах ТН. Тому добова і сезонна нерівномірність трансформації теплоти у ТН-установці обмежує область використання сонячної енергії, особливо на півдні України.

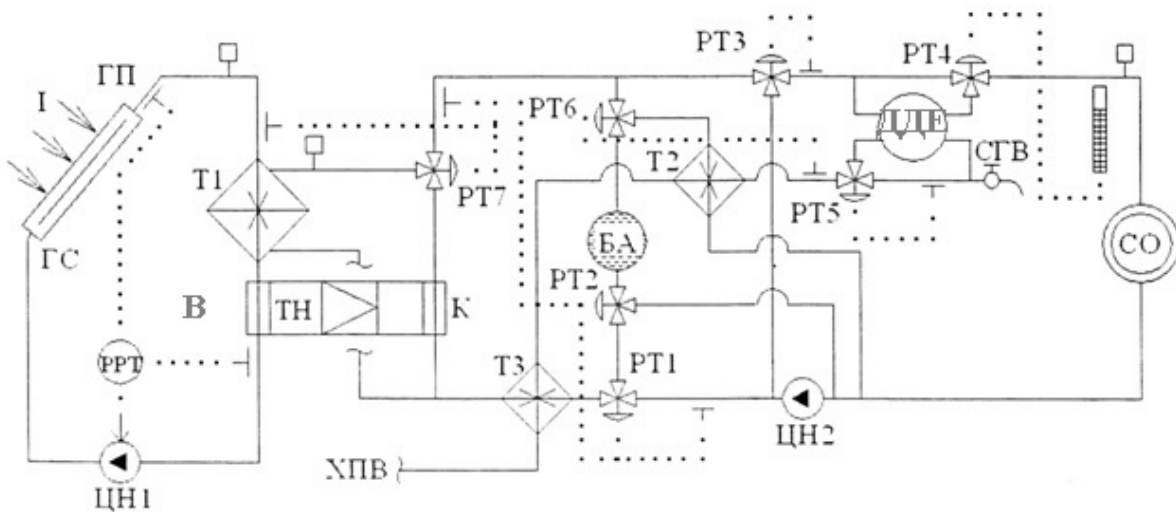


Рисунок 6.9 – Принципова схема теплонасосного сонячного теплопостачання підвищеної ефективності: ГС – геліоконтур системи; ГП – геліоприймач; ТН – тепловий насос; К – конденсатор; В – випарник; СО – система низькотемпературного опалення; СГВ – система гарячого водопостачання; БА – бак-акумулятор; ДДЕ – допоміжне джерело енергії; РРТ – регулятор різниці температур; ЦН – циркуляційні насоси; Т – теплообмінник; РТ – температурний регулятор витрат теплоносія; точкові лінії – імпульсні зв’язки

На рис. 6.9 наведена принципова схема геліо-і додаткової підсилювальної теплосистем, які функціонально взаємопов’язані між собою контуром паракомпресійного теплонасоса. У випарнику відбувається відбір теплоти сонячного нагрівання води з подальшою трансформацією і передачею її низькотемпературним системам опалення, вентиляції і гарячого водопостачання. Підвищена ефективність роботи цієї системи досягається за рахунок відбору частини теплового потоку розігрітої води для додаткового підсилювального індивідуального (абонентського) теплоспоживання за допомогою окремого теплообмінника Т1 в геліоконтурі, який встановлено до випарника і працює на паралельній ділянці магістрального трубопроводу системи теплоспоживання відносно теплонасосного контуру. Це дозволяє не тільки передати частину теплоти з підвищеним температурним потенціалом від теплоносія геліоконтуру до абонентського теплоносія більш простим методом рекуперативного теплообміну з незначними енерговитратами, але й знизити

теплове навантаження до номінального рівня в роботі ТН-установки. Таке рішення дає можливість за допомогою температурного регулятора витрат теплоносія РТ7 стабілізувати раціональний температурний режим ТН, насамперед в періоди максимальної інтенсивності сонячного випромінювання або при невідповідності графіків вироблення і споживання теплоти відповідними системами.

Теплоносій через систему патрубків породного теплообмінника підводиться до випарника ТН-установки. Потік тепла, підведеного до робочого тіла випарника ТН по N патрубках, складе:

$$Q_{TH} = W_m C_p^N (t_{f,0} - t_{f,1}),$$

де $t_{f,0}$, $t_{f,1}$ – температура рідини на вході у випарник ТН-установки і виході з неї, К.

Енергетичною характеристикою ефективності роботи ТН є коефіцієнт перетворення енергії, який визначається за формулою (6.1). При цьому робота стискання компресора дорівнює різниці між кількістю тепла, відведеного на високому рівні Q_1 (в конденсаторі) і кількістю тепла, підведеного на низькому рівні Q_2 (у випарнику), тобто $A = Q_1 - Q_2$.

При необоротному теплонасосному циклі коефіцієнт перетворення енергії можна визначити так:

$$\lambda_{TH} = \lambda_K \lambda_K' = \lambda_K t_K (t_K - t_H), \quad (6.3)$$

де λ_K – коефіцієнт корисної дії еквівалентного циклу Карно;

λ_K' – коефіцієнт перетворення енергії еквівалентного циклу Карно;

t_K, t_H – температури насичення в конденсаторі і випарнику ТН-установки, К.

Випарник слугує для відведення тепла з низькотемпературного рівня від «холодного» джерела (акумулятор теплової енергії геліосистеми, геліоколектор або система породного теплообмінника), подальшої передачі цього тепла робочому тілу ТН-установки з метою його випаровування і подальшого стискання у компресорі 1, для чого витрачається робота A (рис. 6.10). Конденсатор 2 відводить тепло Q_1 від робочого тіла ТН-установки, яка має більш високий температурний рівень і тиск у порівнянні з випарником 3. Після дроселя 4 параметри робочого тіла теплонасоса знижуються до величини параметрів випарника, частина робочого тіла випаровується без підведення тепла ззовні.

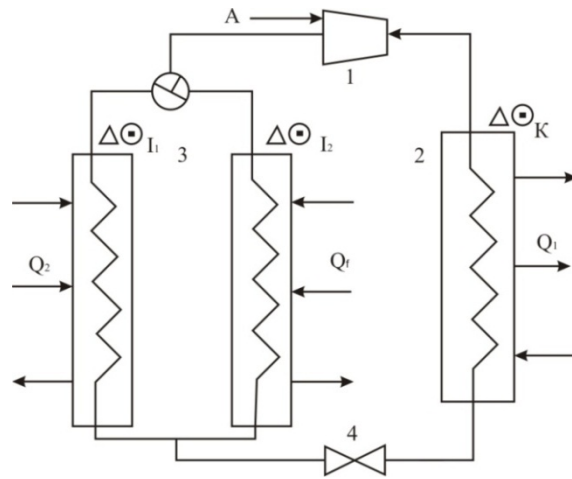


Рисунок 6.10 – Схема теплонасосної установки комплексної альтернативної системи енергопостачання

Для теплового розрахунку випарника і конденсатора ТН-установки необхідно визначити середню різницю температур у конденсаторі $\Delta\Theta_K$, тобто різницю між середньою температурою $t_{\text{в}}^{\text{cep}}$ рідини, яка надходить в конденсатор теплонасоса, і температурою робочого тіла в конденсаторі t_K та середню різницю температур у випарнику $\Delta\Theta_u$, тобто різницю між середньою температурою рідини t_f^{cep} , яка надходить у випарник ТН-установки, і температурою робочого тіла у випарнику t_u :

$$\Delta\Theta_K = t_K - t_{\text{в}}^{\text{cep}}; \quad (6.4)$$

$$\Delta\Theta_u = t_f^{\text{cep}} - t_u, \quad (6.5)$$

де $t_{\text{в}}^{\text{cep}}$ – середня температура рідкого теплоносія в процесі відведення теплоти від робочого тіла конденсатора, тобто середня температура «гарячого» теплоносія верхнього рівня, К;

$t_{\text{в}}^{\text{cep}} = (t_{\text{в}0} + t_{\text{в}1})/2$; t_f^{cep} – те ж в процесі підведення тепла до робочого тіла випарника, тобто середня температура «холодного» теплоносія нижнього рівня, К; $t_f^{\text{cep}} = (t_{f,0} + t_{f,1})/2$.

Якщо виразити показник ефективності роботи ТН-установки через приріст температури у конденсаторі $\Delta\Theta_K$ і випарнику $\Delta\Theta_u$, то з урахуванням (6.3) – (6.5) одержимо:

$$\lambda_{TH} = \lambda_K \Delta\Theta_K + t_{\text{в}}^{\text{cep}} / \left(\Delta\Theta_K + t_{\text{в}}^{\text{cep}} + \Delta\Theta_u - t_f \right). \quad (6.6)$$

При роботі ТН-установки з геліосистемою вираз (6.6) має вигляд:

$$\lambda_{TH} = \lambda_K \Delta\Theta_K + t_{\text{в}0}^{\text{cep}} / \left(\Delta\Theta_K + t_{\text{в}0}^{\text{cep}} + \Delta\Theta_u - t_s^{\text{cep}} \right),$$

де $t_{\text{BO}}^{\text{cep}}$, t_s^{cep} – середня температура рідини у контурі теплового споживача і в бакові-акумуляторі теплоти, К.

Для комбінованої теплонасосної КАСЕ, в якій паралельно з «сонячним» випарником застосовується ще «породний» випарник (рис. 6.10), справедливе співвідношення:

$$\lambda_{\text{ПТ}}^{\text{ПТ}} = \lambda_{\text{к}} \Delta \Theta_{\text{к}} + t_{\text{BO}}^{\text{cep}} / \left(\Delta \Theta_{\text{к}} + t_{\text{BO}}^{\text{cep}} + \Delta \Theta_{\text{u2}} - t_{\text{f, ПТ}}^{\text{cep}} \right),$$

де $t_{\text{f, ПТ}}^{\text{cep}}$ – середня температура теплоносія на вході у випарник із ПТ, К.

6.5. Конструктивні особливості породних теплообмінників

Горизонтальне розміщення труб теплообмінника.

Поверхневий породний масив Землі являє собою тепловий акумулятор безмежної ємності. Регулярне вилучення тепла з цієї зони може призвести до зниження температури ґрунту і місцевої зміни кліматичного режиму. Тому необхідно шукати додаткові нетрадиційні джерела теплової енергії. Таким джерелом є сонячна енергія, яка поглинається земною поверхнею і формує температурний режим шару ґрунту потужністю 10 – 20 м залежно від ґрунтово-кліматичних умов місцевості [32]. Тепло, яке накопичується в найбільш теплий літній період у земній поверхні, можна використати в холодну пору року. Ґрунтове акумулювання теплоти може забезпечити споживачів екологічно чистим джерелом енергії.

Для відбору теплоти в поверхневих шарах породи розміщують горизонтальний реєстр труб з циркульним в них теплоносієм, який відбирає тепло, акумульоване ґрунтовою породою, і відводить його споживачу.

У літній час акумулювальні властивості використовуються для систем холодопостачання будівель.

Така система теплохолодопостачання найбільш ефективна при застосуванні теплонасосних установок. Це дозволяє одержати 2 – 4 кВт корисної теплоти на 1 кВт витраченої енергії.

Система збирання низько потенціальної теплоти породи має такі елементи:

- породний масив ділянки відбору теплової енергії;
- реєстр труб породного теплообмінника (ПТ);
- насос для примусової циркуляції теплоносія ПТ;
- ділянку теплотраси, яка з'єднує систему теплосбору з випарником теплонасосної системи теплохолодопостачання.

Системи реєстра труб породного теплообмінника наведені на рис. 6.11.

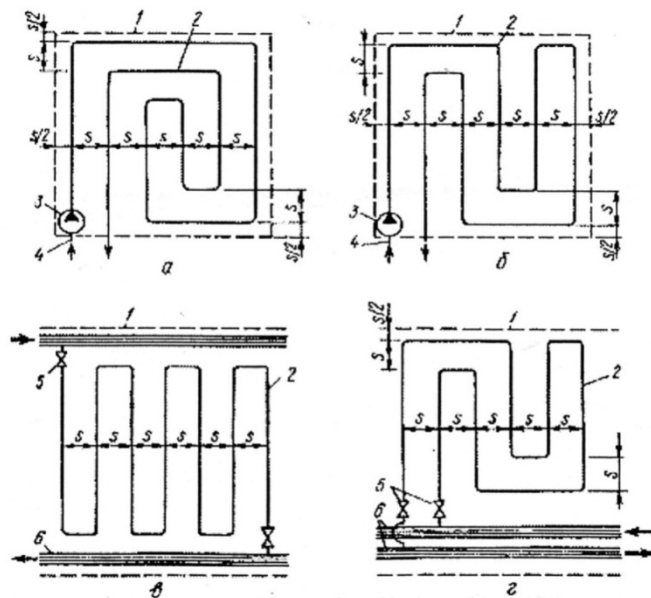


Рисунок 6.11 – Схема розташування реєстра труб породних теплообмінників на теплозбиральній дільниці: а, б – при невеликих потужностях системи теплохолодопостачання; в, г – при великих потужностях системи теплохолодопостачання: 1 – межі теплозбиральних дільниць; 2 – реєстри труб породних теплообмінників; 3 – циркуляційні насоси; 4 – з'єднувальні ділянки теплотраси; 5 – вимикальні вентиля; 6 – магістральні трубопроводи

Як теплоносій породних теплообмінників використовують нетоксичний антифриз або деаеровану воду. Регістр поліетиленових труб діаметром 35 – 40 мм розміщують в землі на глибині 0,8 – 1,2 м. Відстань між трубами складає 0,9 – 1,1 м. Для ґрунту невеликої теплопровідності приймають більші значення глибини закладення h і кроку S .

Поля температур в породі визначаються за методикою, викладеною в [59]. Вона враховує неоднорідність теплофізичних характеристик породи на глибині. Поле температур передбачається тривимірним і описується рівняннями Пуассона і Лапласа. Переходячи до полярних координат і використовуючи функцію Бесселя, знаходять рішення для пошукового потенціалу, тобто до температури. Таким шляхом одержують вираз для потенціалів всіх шарів багат шарового середовища в породі.

На рис. 6.12 наведена принципова петротермальна система теплопостачання житлових індивідуальних будинків.

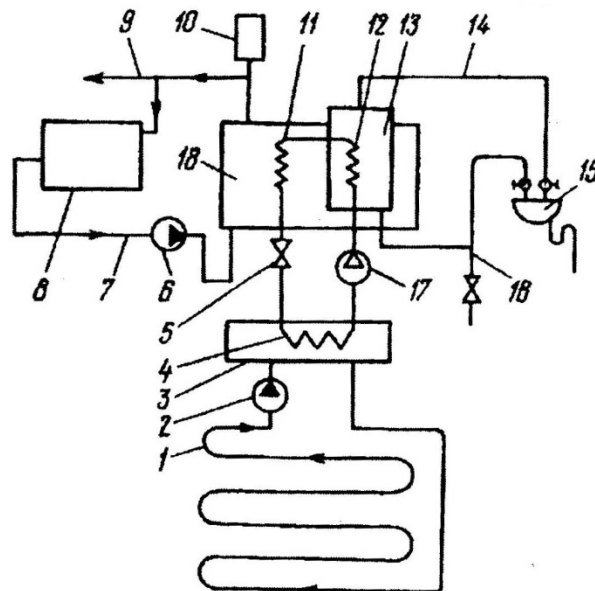


Рисунок 6.12 – Принципова схема петротермальної системи тепlopостачання індивідуального котеджу: 1 – породний теплообмінник; 2 – насос; 3 – ємність для антифризу; 4 – випарник теплонасосної установки; 5 – редукційний клапан; 6 – насос для циркуляції води в опалювальній системі; 7, 8 – теплообмінники конденсатора теплонасосної установки; 9 – трубопровід гарячої води системи опалення; 10 – розширювальний бак; 11, 12 – теплообмінники конденсатора теплонасосної установки; 13 – бак гарячої води; 14 – трубопровід системи гарячого водопостачання; 15 – споживач гарячої води; 16 – водопровід холодної води; 17 – компресор теплонасосної установки; 18 – бак гарячої води для опалювальної системи

Загальна необхідна довжина труб l_{mp} породного теплообмінника визначається за формулою:

$$l_{mp} = \frac{N}{\rho \cdot S},$$

де l_{mp} – необхідна довжина труб для окремого будинку, м;

N – необхідна потужність тепlopостачання будівлі, кВт;

ρ – питомий теплотійом з одиниці ділянки теплосбору, $\rho = 20 - 25 \text{ Вт/м}^2$;

S – крок між трубами, м.

Покрити все навантаження тепlopостачання для умов України тільки за рахунок сонячної енергії без дублера забезпечити неможливо. Ця система забезпечує до 80 – 85 % навантаження гарячого водопостачання впродовж опалювального сезону. Той факт, що при цьому немає сажі, копоті, золи і шлаку, вказує на екологічну чистоту в даному випадку системи тепlopостачання. Вона характеризується також пожежобезпекою через відсутність відкритих джерел вогню [60].

Вертикальне розміщення багатотрубного теплообмінника

Як наведено вище, вилучення теплової енергії з ґрунтової породи, базується на застосуванні теплонасосних технологій і реалізується за

допомогою горизонтально і неглибоко прокладених у землі теплообмінників (грунтових породних колекторів) або вертикально розміщених теплообмінників (породних зондів).

Інститутом технічної теплофізики (ІТТФ) НАН України розроблена організація ґрунтового акумулювання на базі групи («куща») породних теплообмінників вертикального типу [61].

Вертикальні труби породних теплообмінників з висотою Z розміщуються групами із N зондів на прямокутній площадці з кроком L у бурових свердловинах радіусом R_0 (рис. 6.13).

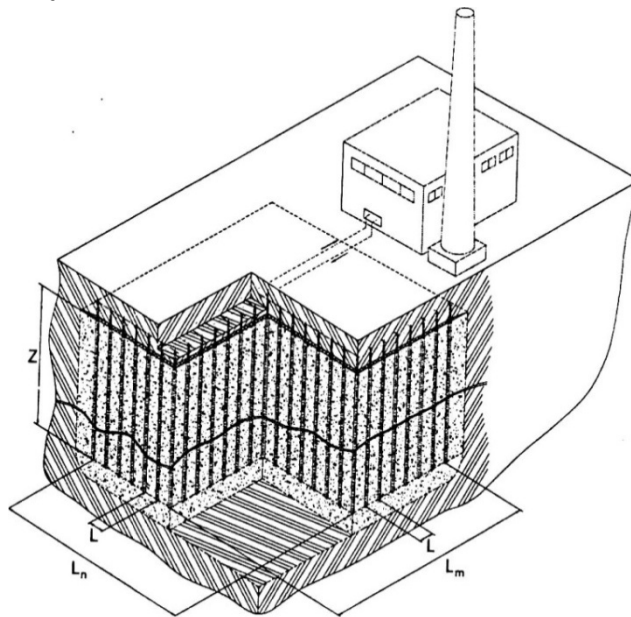


Рисунок 6.13 – Аксонометрична система породного акумулятора:

Z – висота (глибина) акумулятора; L_n – ширина площадки теплообмінників;
 L_m – довжина площадки теплообмінників; L – крок між теплообмінниками

В ІТТФ були проведені розрахунки параметрів породного акумулятора із вертикальних зондів (теплообмінників) для наступних умов. Порода поверхневого ґрунту – глина з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_m=0,8$ Вт/(м·К), щільність і питома теплоємність $\rho_m \cdot c_m=1,512 \cdot 10^6$ Дж/(м³·К). Теплова потужність системи тепlopостачання «породний акумулятор – тепловий насос» складає $Q=1,16 \cdot 10^6$ Вт, при температурі гарячого теплоносія $T_{\max}=96^\circ\text{C}$. Геометричні розміри теплообмінника – $Z=120$ м – $R_0=0,15$ м, крок між трубами $L=1,6$ м, загальна кількість теплообмінників у групі («кущі») $n=240$, кількість одночасно працюючих теплообмінників при акумулюванні $N_a=210$, при розрядженні $N_p=184$; розміри площі, яку займає «кущ» теплообмінників $L_m \times L_n=24 \times 22,4$ м²; об’єм основної зони акумулювання $V_0=0,645105$ м³; об’єм буферної (прилеглої до основної площадки) зони в кінці акумулювання (жовтень-листопад) $V_{б.а}=0,259 \cdot 10^6$ м³; об’єм теплоізоляційних плит у приповерхневому шарі землі $V_{із.}=497$ м³ (блоки із перлітного піску товщиною $\delta=0,3$ м, $\lambda=0,05$ Вт/(м·К). Щільність теплового потоку на зовнішній

поверхні теплообмінників при акумулюванні $\gamma_{0a}=48,8 \text{ Вт/м}^2$, при розрядженні $\gamma_{0p}=56,4 \text{ Вт/м}^2$.

Різницю температур між теплоносієм (вода) T_{ϵ} і основною зоною акумулювання T_0 визначаємо за формулою:

$$\Delta T_{\epsilon,0} = T_{\epsilon} - T_0 = \frac{\gamma_{0i}}{\lambda_m \left(\phi \rho_m c_m + \frac{\gamma_{0i} R_c}{(R_c - R_0) R_0} \right)},$$

де $\phi = \frac{dT_0}{d\tau}$; $R_c = \frac{L}{2}$; i – акумулювання або розрядження.

У процесі акумулювання зростає накопичена енергія до $Q_a = 0,18 \cdot 10^{14}$ Дж на 180 діб (листопад). При цьому температура ґрунтової породи в основній зоні акумулювання склала $T_0^{\max} = 88^\circ\text{C}$, температура теплоносія $T_{\epsilon i} = 95,4^\circ\text{C}$, лінійний розмір буферної зони склав $R_{\epsilon,a} = 14,1$ м. Під час розрядження T_0 і $T_{\epsilon i}$ змінюються на протилежне: тепер $T_{\epsilon i}$ стало меншим ніж T_0 . Якщо тепловий насос буде підтримувати температуру проточної води (теплоносія) $T_{\epsilon 2} = T_{TH} = 80^\circ\text{C}$, то кількість енергії Q_{TH} , підведеної до насоса від зовнішнього джерела, буде визначена за формулою:

$$Q_{TH} = 1,852 \frac{(T_2 - T_1) \cdot Q_1}{T_2 + 273},$$

де Q_1 – потужність, що відводиться від породного акумулятора, Вт.

При цьому необхідно відзначити, що температура $T_0(\tau)$ при акумулюванні зростатиме від початкової температури породного масиву T_m до максимального значення T_{\max} , а після розрядження $T_0(\tau)$ знижуватиметься до початкового значення T_m при повному вилученні закумуляованої енергії. Таким же чином змінюється температура проміжного теплоносія T_{ϵ} , яка в процесі розрядження знижується за функцією:

$$T_{\epsilon} = T_{\epsilon,p} \psi(\tau),$$

де $T_{\epsilon,p}$ – значення T_{ϵ} на початку розрядження, $^\circ\text{C}$.

Якщо буріння свердловин для вертикальних теплообмінників виконати неглибокими, наприклад, для $Z = 40$ м, $R_0 = 0,15$ м, $L = 1,7$ м, то при розрахунках параметрів породного акумулятора одержимо результати: $n = 990$, $N = 930$, $N_p = 870$, розмір площі акумулятора, яка буде зайнята зондами теплообмінника, $L_m \times L_n = 51 \times 52,7 \text{ м}^2$, об'єм основної зони акумулювання $V_0 = 0,108 \cdot 10^6 \text{ м}^3$, $V_{\epsilon,a} = 0,217 \cdot 10^6 \text{ м}^3$, об'єм теплоізоляційних плит $V_{iz.} = 1480 \text{ м}^3$; $\gamma_{0a} = 33,1 \text{ Вт/м}^2$, $\gamma_{0p} = 35,4 \text{ Вт/м}^2$. Якщо в першому прикладі термін окупності склав 8 років, то для другого варіанта – 11,5 років.

Для вилучення теплоти надр Землі або сезонного породного акумулювання енергії від відновлюваних джерел (наприклад, сонячної інсоляції) застосовуються багатотрубні теплообмінні пристрої, в яких прокачується проміжний рідкий (наприклад, вода, антифриз) теплоносій (рис. 6.14). Конструктивні особливості радіальних багатотрубних вертикальних теплообмінників наведені на рис. 6.15. Породні теплообмінники виготовляються із поліетиленових труб. Товщина стінки труби залежить від гідростатичного тиску і визначається за формулою:

$$\eta = \frac{\nu}{D} = \frac{P}{2\sigma},$$

де η – безрозмірний коефіцієнт;

ν – товщина стінки поліетиленової труби, мм;

D – діаметр труби, мм;

P – гідростатичний тиск в теплообміннику, Па;

σ – допустимі напруження матеріалу стінки труби, Н.

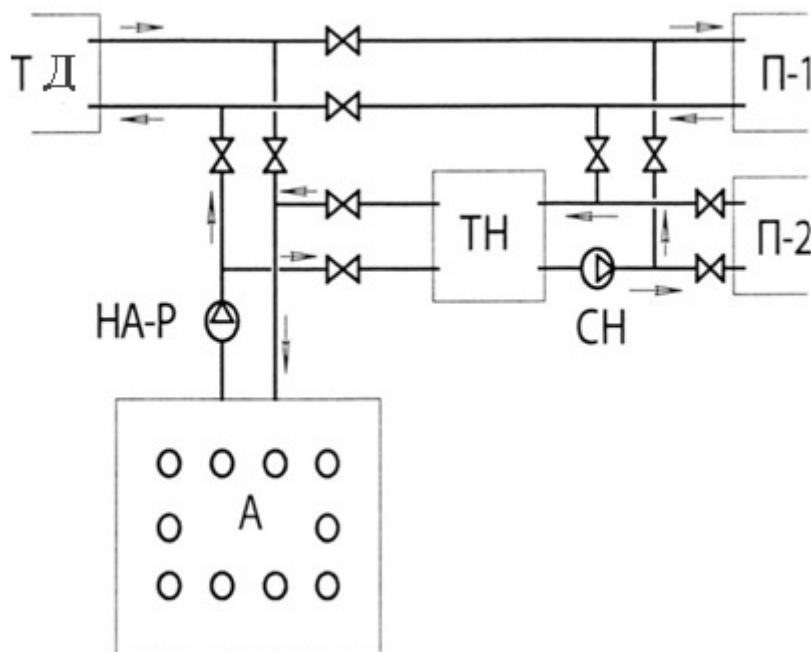


Рисунок 6.14 – Принципова технологічна схема тепlopостачання споживача: ТД – теплове джерело; П-1 і П-2 – споживачі теплової енергії; А – породний вертикальний акумулятор; ТН – теплонасосна установка; СН – сітковий насос; НА-Р – насос акумулювання-розрядження теплоти

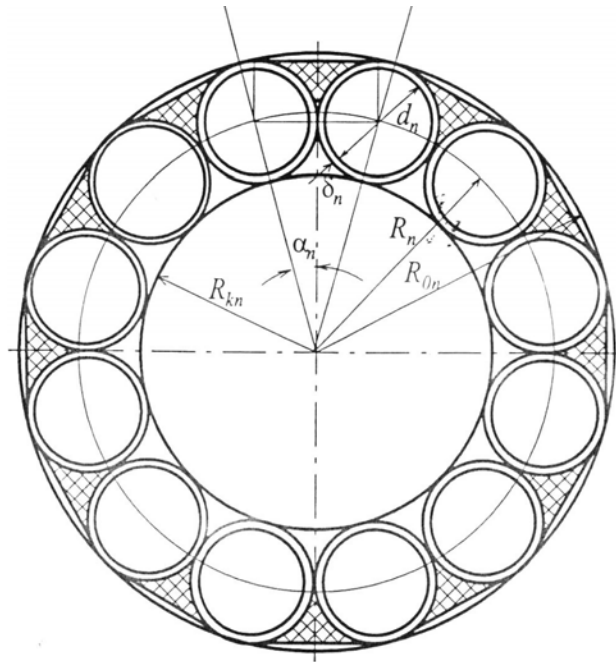


Рисунок 6.15 – Конструкція багатотрубного вертикального круглого теплообмінника

Вилучення накопиченої теплоти з теплообмінника залежить від щільності теплового потоку. Найкращі показники теплообміну можуть бути досягнуті при теплообмінному периметрі круглої форми $2\pi R_0$ багатотрубного теплообмінника.

Параметри багатотрубного теплообмінника, наведеного на рис. 6.15, можна визначити за формулами:

$$d_n = \sqrt{\frac{2R_{02}}{n}}; \quad \alpha_n = \frac{\pi}{n},$$

де d_n – діаметр труби при n -й кількості патрубків;

R_{02} – радіус свердловини R_0 при $n=2$;

α_n – кут відхилення при n -й кількості патрубків;

n – кількість патрубків у багатотрубній схемі теплообмінника;

$$R_{kn} = \frac{R_{02}}{\sqrt{2n}} \left(\frac{1}{\sin \alpha_n} - 1 \right),$$

де R_{kn} – радіус бурової свердловини для n -трубної схеми;

$$R_n = \frac{R_{02}}{\sin \alpha_n \cdot \sqrt{2n}},$$

де R_n – радіус осьової лінії для n -трубної схеми;

$$R_{on} = \frac{R_{02}}{\sqrt{2n}} \left(\frac{1}{\sin \alpha_n} + 1 \right)$$

$$P_n = \sqrt{\frac{2}{n}} \cdot (n + \pi) R_{02},$$

де P_n – теплообмінний периметр, м.

Конструкція вертикальних породних теплообмінників для індивідуальних будинків (котеджів) при сонячно-породному теплопостачанні наведена на рис. 6.16. Для підвищення температури відібраної теплоти в цій системі необхідно мати тепловий насос. Відбір теплоти із породного масиву в холодний час не повинен перевищувати компенсуючого притікання теплоти за рахунок сонячної інсоляції. При цьому розмір буферної зони R_{δ} може бути зменшений при створенні верхнього теплоізоляційного покриву товщиною δ . За рахунок цього зменшується глибина буріння свердловин Z і відпадає необхідність теплоізоляції підвідних і відвідних трубопроводів. Розміри покриву теплоізоляції не перевищують основної площадки на $R_{\delta}(\tau)$, де τ – тривалість циклу роботи акумулятора. Витрати на спорудження покриву з пінобетону товщиною $\delta = 0,1 - 0,3$ м набагато менші вартості бурових робіт. Розрахунки показали, що тепловитрати через покривну ізоляцію впродовж року не перевищать 1 %.

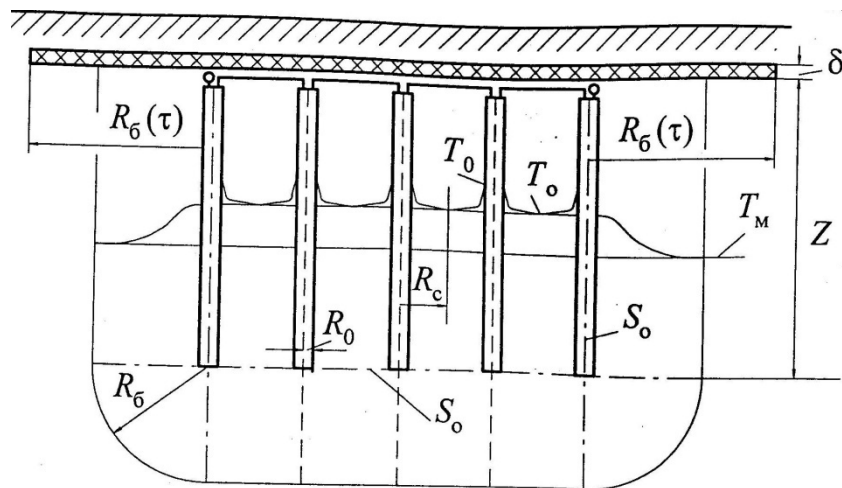


Рисунок 6.16 – Вертикальний розріз породного акумулятора з теплоізоляційним покривом (щитом)

Накопичення теплоти в породному акумуляторі відбувається в основній зоні, обмеженій зовнішнім контуром групи зондів, об'ємом $W_{\hat{i}} = ABZ$ і температурою $T_{\hat{i}}$; де A – ширина; B – довжина і Z – висота (глибина) основної зони акумулятора.

Частина теплоти також накопичується і в буферній зоні об'ємом W_{δ} , яка розташована навколо основної зони і є результатом теплової взаємодії W_0 з навколишнім породним масивом, що має температуру $T_M \cong const$ (рис. 6.16):

$$W_a = W_0 + W_{\delta} = ABZ + 2(AB + BZ + ZA)R_{\delta} + (A + B + Z)\pi R_{\delta}^2 + \frac{\psi}{3} R_{\delta}^3 \pi; \quad (6.7)$$

$$R_{\delta} = \sqrt{24K_M t}; \quad \frac{T - T_M}{T_0 - T_M} = (1 - \psi)^3 \cdot (3\psi + 1);$$

$$\psi = \frac{V}{R_{\delta}}, \quad (V = a, b, z) - \text{декартові координати,}$$

де V відраховується по зовнішній нормалі від межі і ребер основної зони.

При піврічному інтервалі накопичення теплоти $t = \tau = 180$ діб $= 1,555 \cdot 10^7$ с і згідно (6.7) тепловміст акумулятора складе:

$$\tilde{W} = \tilde{W}_o + \tilde{W}_b = ABZ + 0,8(AB + BZ + ZA)R_b + 0,2\pi(A + B + Z)R_b^2 + 0,1525\pi R_b^3, \quad (6.8)$$

$$\tilde{W}_i = \frac{q_i}{\rho_m c_m (T_o - T_m)} \quad (i = \kappa, o, b),$$

де q_i – накопичена енергія акумулятора, Дж;

κ – коефіцієнт температуропровідності;

o – основна зона;

b – буферна зона.

В (6.8) враховано, що в основній зоні $\tilde{W}_0 = W_0$.

Співвідношення геометричних розмірів A, B площадки для розміщення свердловин залежить від місцевих умов і може бути різним. Тому необхідно прийняти

$$B = \lambda A, \quad (6.9)$$

де λ – співвідношення сторін акумулятора.

Глибина буріння n свердловин основної зони акумулявання

$$Z = \frac{W_o}{n_o A^2}. \quad (6.10)$$

Температура у буферній зоні завжди є меншою, ніж в основній зоні. В цій зоні необхідно виконувати умову

$$\frac{\tilde{W}_b}{\tilde{W}_o} = \frac{\tilde{W}_b}{\tilde{W}_o + W_b} = \frac{U}{U + 1} \rightarrow \min, \quad (6.11)$$

де $U = \frac{\tilde{W}_b}{\tilde{W}_o}$.

Підставивши значення (6.9) і (6.10) в (6.7) і (6.8), одержимо:

$$U = \frac{\tilde{W}_b}{\tilde{W}_o} = 0,8 \left(\frac{\lambda A^2}{W_o} + \frac{1}{\lambda A} + \frac{1}{A} \right) R_b + 0,2\pi \left(\frac{1}{\lambda A^2} + \frac{\lambda A}{W_o} + \frac{A}{W_o} \right) R_b^2 + \pi R_b^3 \frac{0,1524}{W_o}$$

Потужність акумулявання можна визначити за формулою

$$Q = 2\pi \lambda_a Z R_o n_o.$$

Потужність Q пов'язана зі щільністю теплового потоку λ_a на зовнішній поверхні теплообмінника R_o і кількістю активно працюючих теплообмінників n_o .

Тоді акумуляована енергія q_a має форму:

$$q_a = Q \tau_a,$$

де τ_a – інтервал роботи акумулятора.

Вартість створення породного акумулятора при сонячно-породному тепlopостачанні індивідуальних котеджей залежить в основному від витрат на бурові роботи O_a і вартості будівництва теплообмінників C_{to}

$$C_b = \lambda Z C,$$

де C – питомі витрати на 1 п.м. буріння свердловин.

Вартість будівництва теплообмінника C_{TO} буде

$$C_{TO} = n\pi d\delta\lambda_a C_T Z,$$

де n – кількість свердловин в конструкції акумулятора;

d – діаметр полімерних труб, які вставляються у свердловину;

δ – товщина стінки полімерної труби, м;

C_T – питома вартість 1 м^3 матеріалу труби, Євро.

Основні витрати на створення породного теплообмінника складуть

$$C = C_{\delta} + C_{TO}.$$

Виконані розрахунки витрат на створення економічно обгрунтованого породного теплообмінника склали наступні цифри:

$$C_{\delta} = 432564 \text{ Євро}; C_{TO} = 379128 \text{ Євро};$$

$$C = 811692 \text{ Євро}.$$

Таким чином, вищенаведена комплексна альтернативна геліопородна система теплопостачання підтверджує перспективність використання сонячної енергії. Зайва теплота літньої інсоляції акумулюється у породі під спорудами. В опалювальний сезон ця теплота вилучається і за допомогою породних теплообмінників і теплових насосів використовується для енергопостачання комунальних споруд і будівель.

Наведені дослідження показали перевагу групового вилучення породної теплоти у порівнянні з розрізненими тепловими методами теплопостачання, що забезпечують мінімальні витрати на створення породних акумуляторів.

РОЗДІЛ 7

НЕТРАДИЦІЙНА ЕНЕРГЕТИКА І ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ

7.1 Напрями розвитку енергетики

Виділяють чотири напрями енергетики: традиційна енергетика на органічному паливі (вугілля, газ, нафта, нафтопродукти), гідроенергетика, атомна енергетика і відновлювані джерела енергії (ВДЕ). Під нетрадиційною енергетикою розуміються чотири основні напрями: відновлювані джерела енергії (сонячна енергія, геотермальна, вітрова, біомаса, низькопотенціальне тепло Землі, води, повітря, гідравлічна, включаючи міні – ГЕС, хвилі, припливи, відливи морської води); вторинні відновлювані джерела енергії (тепло промислових і побутових стікань, тепло і газ векляції, тверді побутові відходи (ТПВ)); нетрадиційні технології використання невідновлюваних і відновлюваних джерел енергії (воднева енергетика, газифікація і піроліз, каталітичні методи спалювання і переробки органічного палива, синтетичного палива); енергетичні установки (або перетворювачі), наприклад, теплові насоси, гідропарові турбіни, установки прямого перетворення енергії – паливні елементи, фотоелектричні перетворювачі, термоелектричні генератори, термоемісійні генератори, МГД – генератори.

У різних країнах світу величина енергоспоживання на душу населення постійно зростає. Збільшувати виробництво енергії можна двома шляхами. Перший – за рахунок величезного збільшення енергії (це дуже довгий шлях) і другий – використати принципи енергоресурсозбереження, майже не збільшуючи виробництво енергії. У цьому є досить тісна взаємодія між виробництвом, споживанням енергії й енергоресурсозбереженням.

Для України потенціал енергозбереження просто величезний. Він складає понад 40 % від загального енергоспоживання. Це означає, що майже половина виробленої енергії витрачається даремно, обігриваючи зовнішнє середовище. Але для реалізації такого потенціалу енергозбереження необхідні значні цільові інвестиції, яких в Україні просто немає. Потенціал відновлюваних джерел енергії в Україні є ще більшим. Якщо говорити про технічний потенціал, який може бути реалізований на сучасному рівні розвитку техніки і технології, то для нашої держави він складає 1,5 – 2 млрд т у.п. А це у 5 разів більше загального енергоспоживання. У цілому, вклад ВДЕ, наприклад в Україні, знаходиться на початковій стадії, а у світовому виробництві електроенергії також досить незначний – всього 1,6 %. При цьому в Європейському Союзі плани впровадження ВДЕ великі – в найближчі роки виробляти до 30 % електроенергії за рахунок відновлюваних джерел. Це, в першу чергу, пов'язано з дефіцитом запасів органічного палива, а також з екологією. Найбільший вклад в забруднення довкілля вносить традиційна енергетика на органічному паливі.

Відомо, що найбільш важливим елементом нетрадиційної енергетики й енергоресурсозбереження є тепловий насос, хоча більш загальним поняттям є термотрансформатор, який може працювати у різноманітних режимах – теплового насоса, холодильної машини, машини для комбінованого виробництва тепла і холоду.

Особливість теплового насосу є в тому, що вироблене тепло завжди більше підведеної енергії від енергоджерела високого потенціалу. Сутність полягає у тому, що тепло виробляється не тільки за рахунок енергії джерела (вугілля, газу, електроенергії чи пари), але і за рахунок додаткової теплової енергії, що відбирається від низькопотенціального джерела, тобто джерела з більш низькою температурою (повітря, ґрунту, річної (озерної) води, рідких промислових чи побутових стоків, геотермальних джерел, тощо). В промислово виготовлених ТН – установках економія палива складає 25 – 75 %. Можливий діапазон температур низькопотенціального джерела, який використовує тепловий насос, дуже широкий – від -17 до $+80^{\circ}\text{C}$.

Незаслужено мало уваги приділяється двигуну Стерлінга. Він працює з максимально можливим коефіцієнтом корисної дії, як і машини на циклі Карно. Це двигун зовнішнього згоряння, він має просту конструкцію і може працювати практично від будь-якого джерела енергії. Робочим паливом є газу типу водню чи гелію, тобто це екологічно чистий двигун. Сьогодні він привертає багато уваги в зв'язку з його застосуванням в системах автономного енергозабезпечення, але поки що не одержав широкого розповсюдження. Як приклад його використання можна навести недавно введено в експлуатацію демонстраційну ТЕЦ на деревині в Австрії електричною потужністю 35 МВт і ККД 20 %. Це невеликий коефіцієнт корисної дії, але в цих же умовах ККД паросилового циклу у 2 рази менше.

Найбільший інтерес мають методи прямого перетворення енергії. До них відносять електрохімічні, фотоелектричні, термоелектричні, термоемісійні і магнітогідродинамічні (МГД) перетворювачі. Із електрохімічних перетворювачів сьогодні найбільший інтерес викликають паливні елементи. В них відбувається пряма трансформація хімічної енергії в електричну. На відміну від гальванічних елементів, тут маються витратні матеріали – паливо й окислювач. Найбільш популярна схема – це використання водню як паливо, а кисню як окислювача. При цьому єдиним продуктом електрохімічної реакції є вода, тобто паливний елемент є надзвичайно чистим, з екологічної точки зору, джерелом енергії. З енергетичної точки зору привабливість паливних елементів полягає у максимальному на сьогодні коефіцієнті корисної дії (тобто коефіцієнті трансформації хімічної енергії в електричну) – 55 – 65 %. Однак для того, щоб хімічна реакція відбулась з необхідною швидкістю, необхідно застосовувати каталізатори – метали платинової групи. Незважаючи на те, що паливні елементи були запропоновані більше півтора століття тому, поки що вони не одержали промислового застосування в зв'язку з дорожнечою пристроїв і вартістю згенерованої електроенергії, а також у зв'язку з технічними проблемами, вирішення яких можливі лише на новому рівні розвитку техніки.

Відзначимо, що паливні елементи на водневому паливі – це багатонадійний, але не єдиний тип паливних елементів. Проявляється інтерес до портативних паливних елементів на рідкому паливі (метанолі, сполуках бору), а також паливні елементи з застосуванням алюмінію як палива. На відміну від водню, алюміній і сполуки бору є досить безпечними й екологічно чистими.

7.2 Альтернативна енергетика із вторинних відновлювальних джерел енергії

Тверді побутові відходи

Із вторинних відновлюваних джерел енергії особливої уваги заслуговують горючі тверді побутові відходи (ТПВ). Побутові й інші відходи – це одна із великих екологічних проблем сучасного суспільства. Особливість ТПВ полягає у тому, що їх можна застосовувати для одержання теплової і електричної енергії. Найбільшу кількість ТПВ виробляють США – 250 млн т на рік. При цьому 10 % відходів спалюються і виробляється тепла й електрична енергія. Кількість сміттеспалювальних заводів США складає 125 одиниць (1993 р.) В Японії функціонують 1 800 сміттеспалювальних установок, на яких спалюється 72 % побутових відходів. У багатих країнах прийняті національні програми з переробки відходів і одержання з них значної кількості теплової й електричної енергії. Можливі різні методи одержання енергії з ТПВ; один з них – одержання біогазу, який є продуктом анаеробного зброджування у звалищах і являє собою суміш метану (60 – 70 %) і вуглекислого газу. В подальшому біогаз очищується і використовується для спалювання у різних установках.

Найбільш ефективним методом є переробка відходів в термічній плазмі, тобто при високих температурах, які дозволяють радикально переробити всю органіку і не створити утворення особливо шкідливих речовин типу діоксанів і фуранів. Сьогодні розроблені методи піролізу, газифікації і спалювання побутових і промислових відходів з одержанням синтез-газу і теплової енергії із застосуванням електродугового плазмотрона, а також плазмотрона з рідинно металевими електродами. Це досить дорогі і складні технології, але їх потрібно використовувати для знешкодження небезпечних відходів (рис. 7.1). Особливістю цих проектів є виробництво теплової й електричної енергії, а також будівельних матеріалів. Станція переробки ТПВ розрахована на переробку 40 тис т відходів на рік, що відповідає міському району з населенням у 100 тис. жителів, з одночасним виробленням теплової енергії у кількості 100 тис. Гкал.

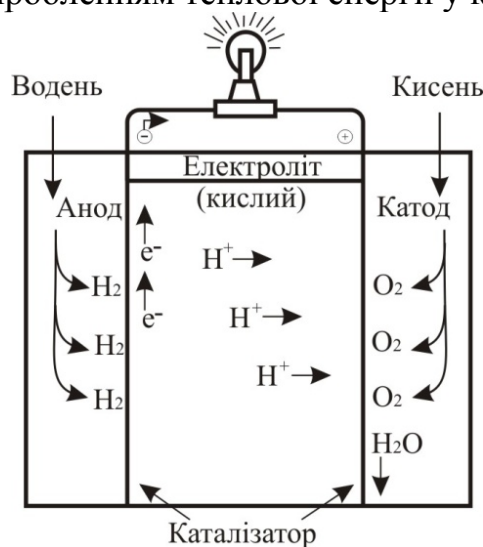


Рисунок 7.1 – Технологія плазово-парової газифікації вугілля

Потенціал використання біоетанолу

Автомобілі всього світу все більш активніше продовжують переходити на спирт і рослинне масло. За даними Міжнародного Енергетичного агентства, за чверть століття виробництво етанолу у світі виросло у 8 разів при переробці біологічної маси. Разом з тим, враховуючи екологічну чистоту такого виду палива, великі обсяги незайманих земельних ресурсів, що пустують, і факт здешевлення при налагодженні його виробництва в великих масштабах, можна очікувати досить високий як екологічний, так і економічний результат для України.

Так, для стимулювання поширення біоетанолу як палива, ще наприкінці 1970-х років у США прийнято низку законів, які встановлюють податкові пільги для виробників подібного палива. Світове виробництво біоетанолу в 2006 році склало: в США – 39 %, Бразилії – 33 %, Франції – 14 %, Індії – 4 %, Китаї – 8 %. В Америці заправлялися етаноловими сумішами 860 тис. автомобілів, 50,5 – використовували біодизельне паливо. Більшість цих машин використовувались державними і муніципальними структурами, наприклад, на біопаливі їздять автобуси і поштові машини.

Така практика прийнята для наслідування в нашій державі. Для успішного просування біоетанолу, як пального, в Україні первинними поштовхом може стати будівництво за державні кошти заводів та заправних станцій для автотранспорту бюджетної сфери. Питання промислового виробництва потребує законодавчого врегулювання і створення пільгових умов як для виробників, так і для реалізаторів такого виду палива.

Світовий досвід розвитку промисловості в умовах ринкової економіки свідчить, що ефективний розвиток промислового виробництва в Україні можливий за наступних умов:

- максимального підвищення надійності, технологічності й якості продукції;
- забезпечення швидкої зміни виробів, що випускаються, і різкого скорочення термінів підготовки виробництва;
- використання технологій, що ґрунтуються на застосуванні новітніх досягнень науки й техніки;
- переходу до ощадливого, ефективного використання матеріальних, енергетичних, трудових, фінансових і природних ресурсів.

Перспективи подальшого розвитку використання біоетанолу в Україні підпадає під суровий державний контроль, що значно ускладнює розвиток його випуску та реалізації. На відміну від етилового спирту – метиловий не підпадає під такий контроль. Метиловий спирт може використовуватись як моторне пальне або як добавка до пального. У суміші з бензином, де спирту до 20 %, він може використовуватись як моторне пальне, при цьому не потрібно додаткової модернізації двигунів.

В Україні в промислових масштабах метиловий спирт випускає ЗАТ “Азот”, м. Северодонецьк. У 2007 році в Україні вироблено близько 274,1 тис. т метанолу.

За прогнозами Міжнародного Енергетичного агентства до 2020 року світове виробництво біопалива зросте, як мінімум, в чотири рази й досягне 120 млрд літрів на рік. У 2010 – 2015рр. світові автовиробники випустять біля 2 млн одиниць автомобілів, здатних працювати на спирті й біодизельному паливі.

Технічні аспекти використання торфу в Україні

Торф – органічна гірська порода, що утворилася внаслідок відмирання і неповного біохімічного розкладання болотних рослин в умовах надлишкового зволоження при нестачі кисню, який може містити до 50 % мінеральних компонентів на суху речовину.

Зовнішньо торф – це волокниста (при малому ступені розкладання рослинних залишків) або пластична (при високому ступені розкладання) маса. Забарвлення торфу залежить від вмісту в ньому гумусу і змінюється від світло-жовтого у малорозкладеному стані до темно-коричневого чи майже чорного у сильно розкладеному стані.

Зольність торфу – це відношення маси мінеральної частини торфу, яка залишається після його згоряння, до маси сухого торфу. У практиці торфового виробництва торф за зольністю поділяється на малозольний ($A_c < 5\%$), середньо-зольний ($A_c = 6 - 10\%$) та високозольний ($A_c > 10\%$).

Для палива використовують торф із зольністю до 35 % і як добриво у сільському господарстві. Нижча теплота згоряння кускового торфу – 10 700, фрезерного торфу – 8 500 кДж/кг.

Торфові родовища зустрічаються майже по всій території України: Рівненській, Волинській, Чернігівській, Житомирській, Київській, Львівській областях і інших. Майже немає родовищ торфу в Миколаївській, Запорізькій, Дніпропетровській, Закарпатській, Івано – Франківській областях, де ступінь заторфованості не перевищує 0,1 %.

Промисловий видобуток торфу на сьогодні ведеться в 12 областях України. За даними Держкомгеології, на території держави виявлено і розвідано 3118 торфових родовищ з геологічними запасами біля 2,2 млрд т, загальна площа цих родовищ становить біля 1 млн га, в промислових межах – біля 600 тис га, балансові запаси торфу становлять біля 735 млн т.

За 1990 – 2004 роки в торф'яній галузі мало місце значне падіння обсягів виробництва промислової продукції та погіршення фінансового стану більшості підприємств. Основними причинами такого стану є:

- практично повне припинення закупівлі торфу для добрив сільськогосподарськимиспоживачами (колгоспами, радгоспами) через їх ліквідацію та призупинення виділення бюджетних коштів на закупівлю та вивезення торф'яних добрив новоствореними сільгоспорганізаціями;
- різке скорочення споживання торф'яного палива через низьку купівельну спроможність сільських споживачів;
- закриття окремих підприємств та виробничих ділянок через радіаційне забруднення торфовидобувних площ після Чорнобильської катастрофи;

- кризові явища в економіці, які постійно викликають погіршення фінансового стану підприємств через відсутність у них необхідних обігових коштів для нормальної фінансово-господарської діяльності;
- високі податки, особливо непомірна плата за торф'яні землі, які відведені для промислового видобування торфу.

Підвищення ціни на природний газ до середнього рівня європейських цін може призвести до спаду конкурентоспроможності виробництва України, тому використання в енергетичних установках твердого палива, зокрема – торфу, вартість якого у декілька разів менша за природний газ, є економічно доцільним. Сьогодні рівень ціни на природний газ для бюджетної сфери сягає 1 050 грн за 1 тис. кубічних метрів, у той же час вартість фрезерного торфу становить 50 – 80 грн/т, а торфобрикетів – 140 – 180 грн/т.

За даними Інституту промислової екології, порівняльна характеристика основних показників торфу та вугілля свідчить про конкурентоспроможність торфу порівняно з вугіллям щодо його використання у котлоагрегатах (табл. 7.1).

Таблиця 7.1 – Порівняльна характеристика основних показників торфу і вугілля

Вид палива	Зольність, %	Вологість, %	Наявність сірки, %	Теплотворність, кКал/кг
Торфобрикет Іванівського торфобрикетного заводу	13,9	18,3	0,15	4 200
Торфобрикет	18,2	13,9	0,16	4 200
Кусковий торф	> 23	< 45	0,5	3 100
Фрезерний торф	< 20	< 50	0,5	2 650
Вугілля АРШ-200	30,8	6,3	1,7	4 492
Вугілля ДГ-200	31,0	11,7	2,5	4 791
Вугілля ГР-200	32,4	8,7	2,1	4 445
Вугілля ДГ-100	19,6	11,2	1,7	4 493
Вугілля ДГР-200	30,8	8,7	2,0	4 326
Вугілля АС-6-13	11,7	5,7	1,7	6 228

В Україні виробляються вітчизняні твердопаливні водогрійні котли на ЗАТ “Житомирремхарчомаш” наступних марок: котли КВм(а)-0,3 продуктивністю 300 кВт, КВм(а)-0,5 – 500 кВт, КВм(а)-0,82 – 820 кВт. На них можна спалювати і підігрівати воду дровами, торфобрикетами, фрезерним торфом, щепю, тирсою, бурим та кам'яним вугіллям. Орієнтовна вартість котлоагрегату – 100 – 172 тис. грн.

Таким чином, використання торфу, деревної щепи є досить добрим доповненням до вугільної газової енергії.

До того ж, торф містить суттєво меншу кількість важких металів, а викиди в атмосферу парникового газу CO₂ не перевищують значень викидів від горіння вугілля, мазуту, дров (біля 110 г/МДж). Виходячи з цих факторів торф та інші регіональні види палива повинні стати об'єктом інвестування зі сторони українського бізнесу. Розвиток біоенергетичних технологій дозволить зменшити залежність від імпорту енергоносіїв, а виробництво теплової енергії з торфу є досить конкурентоспроможним і має добрі перспективи щодо його комерціалізації.

7.3 Породні гірничі відвали – джерело теплової енергії

На цей час на території України у гірничовидобувних регіонах знаходиться понад 2400 породних відвалів, які негативно впливають на екологію і ландшафт навколишнього середовища.

Проблему шахтних териконів можна вирішити шляхом використання їх в якості нетрадиційних джерел теплової й електричної енергії. Одним із варіантів вирішення цієї проблеми є газифікація відвалів. Вугільний терикон, як природний реактор, має необхідні умови для цього процесу: вміст органічного вуглецю і сірки 15 – 30 %, достатність вологи – 4 – 16 %, об'ємну повітропрониклість і теплопровідність порід.

Процес газифікації породних відвалів можливий при насиченні його вмісту горючими відходами нафтохімічного виробництва (відпрацьовані масла, мазут, бітуми, смоли, сира нафта тощо). Рівномірне насичення териконів рідкими відходами забезпечує повноту охоплення газифікацією практично всього відвального масиву за рахунок інтенсифікації горіння органічних і неорганічних матеріалів (рис. 7.2).

На стадії підготовчих робіт в покрівлі і по периметру терикона, який складений кусками вугілля 1 і породи 2, вибурюють свердловини глибиною 5 – 10 м: вертикальну 3 і горизонтальні 4 і 5. У свердловину 3 нагнітають нафтохімічні відходи з температурою 150 – 180°C із розрахунку 1 – 3 л на 1 м³ породи.

Після насичення відвалу на поверхню терикона наносять покривний матеріал, який створює достатню термоміцність і несучу спроможність. Для цього можна використовувати рідке скло Na₂O·nSiO₂ з добавкою 3 – 5 % гідросилікату кальцію, який прискорює процес тверднення і забезпечує термостійкість покриття. Таким чином верхній шар породи терикона перетворюється в міцний панцир 6 товщиною не менше 0,5м.

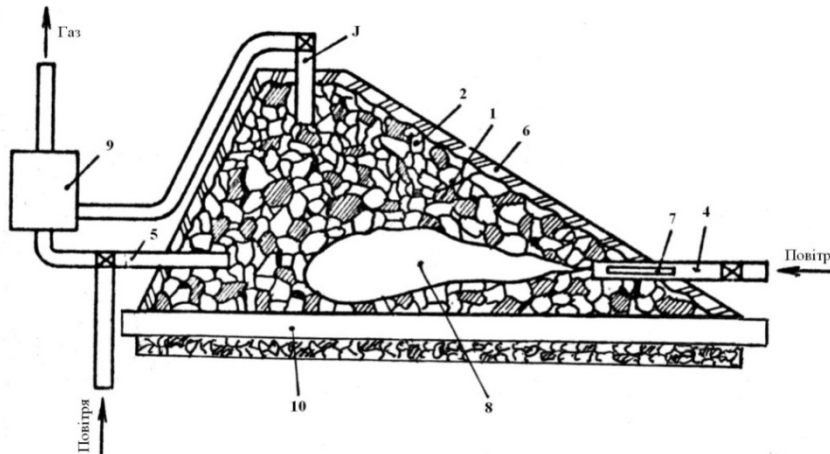


Рисунок 7.2 – Технологічна схема газифікації шахтних териконів: 1 – куски вугілля; 2 – куски шахтної породи; 3 – труба для насичення терикона рідкими продуктами і відведення утвореного газу; 4 – нагнітальна труба; 5 – відкачувальна труба; 6 – герметизуючий покрив; 7 – газоповітряний пальник; 8 – зона горіння терикона; 9 – газоочисна установка; 10 – теплогенеруюча обсадна труба

На стадії газифікації відвалу спочатку в свердловині 4 розміщують газоповітряний пальник 7, розпалюванням якого створюють зону горіння 8 з температурою 800 – 1 000°C.

Після цього пальник видаляють і нагнітають повітря, витрачаючи 300 – 600 м³/г по чергово в свердловини 4 і 5, змінюючи цим самим місцеположення вогневого вибою. Газову суміш, яку одержують внаслідок газифікації вугільних порід збагачених горючими нафтовими відходами, відводять через свердловину 3 на очищення в установку 9 і далі споживачу. Частина генераторного газу повертають через свердловину 5 в породний масив терикона для інтенсифікації процесу газифікації.

Під час газифікації і після її закінчення в териконі зберігається досить висока температура, тому для утилізації теплової енергії в трубу 10 подають проміжний теплоносій (повітря, воду, інертні гази), який у подальшому використовується для утворення електричної і теплової енергії.

Необхідно відзначити одну важливу особливість шахтних териконів щодо температурного режиму породного масиву. Відомо, що на деяких териконах температура порід починає підвищуватись вже через 2 – 3 місяці після початку їх складування. Зі збільшенням висоти відвалів підвищується інтенсивність їх нагрівання, що в підсумку призводить до самозаймання. Незалежно від форми і тривалості експлуатації породні відвали починають горіти при висоті 10м і більше, і процес горіння всередині терикона продовжується впродовж багатьох десятиліть. При цьому температура всередині відвалу досягає 1200 – 1 300°C. А це означає, що кожний терикон є джерелом теплової енергії значної потужності. Необхідно відзначити, що навіть в погашених чи повністю остиглих териконах температура всередині їх стабільна на рівні 35 – 45 °C.

Український інститут проблем машинобудування (м. Харків) розробив технологічну схему теплоенергетичної установки з використанням тепла

терикона при невеликому віддаленні (500 – 700 м) споживачів від терикона (рис. 7.3).

Температура у зоні теплогенеруючої труби 1 складає 130 – 150 °С. Такої температури досить, щоб циркулююча в цій трубі вода трансформувалась в пару і подавалась споживачу 4 трубопроводом високого тиску 2.

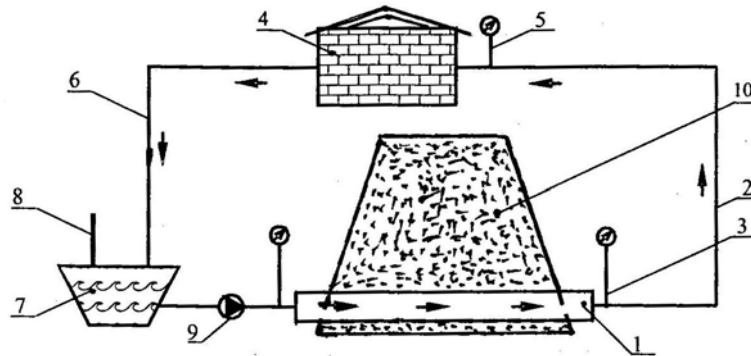


Рисунок 7.3 – Схема виробництва теплової енергії при газифікації шахтних породних відвалів: 1 – теплогенеруюча обсадна труба; 2 – трубопровід високого тиску; 3 – манометри для виміру тиску теплоносія; 4 – споживач теплової енергії; 5 – термометр; 6 – конденсатний трубопровід; 7 – конденсатна ємність; 8 – підживлювальний патрубок; 9 – відцентровий насос; 10 – шахтний терикон

Конденсат від споживачів пари по конденсатній лінії 6 повертається в конденсатну ємність 7, звідкіля насосом 9 перекачується знову в теплогенерувальну трубу 1. Для поповнення втраченої конденсатної води система поповнюється додатковою водою через лінію підживлювального патрубку 8. Контроль над тиском і температурою в системі відбувається за допомогою манометра 3 і термометра 5. Діаметр теплогенеруючої обсадної труби 1 визначається розрахунковим шляхом, а її довжина вибирається залежно від розмірів терикона 10.

Для погашених териконів з температурою всередині них 35 – 45°С і при розташуванні об'єктів споживання тепла понад 1 000 м використовується технологічна схема з застосуванням теплонасосної установки (ТН-установки) (рис. 7.4) і трьох замкнених контурів: I – низькопотенціального теплоносія, II – робочого тіла, III – теплопостачання. У першому контурі по теплогенеруючому патрубку 1, який прокладено в основі погашеного терикона 2 постійно прокачується технічна вода, яка нагріваючись, відбирає тепло із масиву порід відвалу. У контурі II за допомогою компресора 9 циркулює робочий агент зоннебезпечний фреон. Через контур III гаряча вода насосом 13 передається споживачу 12. Взаємозв'язок контурів відбувається за принципом роботи класичного теплового насоса через теплообмінник – випарник 8 і конденсатор 10. Безперервний відбір теплової енергії з відвалу з постійною температурою, незалежно від сезонних погодних умов забезпечує стабільну й ефективну роботу ТН-установки з високим коефіцієнтом корисної дії. В підсумку це

дозволяє одержати вигаш тепловій потужності в 3 – 6 разів, що перевищує енерговитрати на циркуляцію води в контурах I, II і компримування теплоносія у контурі III.

Використання тепла шахтних відвалів з застосуванням теплонасосних технологій з вироблення 1 Гкал комунального тепла може дати економію 55 м³ природного газу, або 84кг мазуту, або 269кг вугілля.

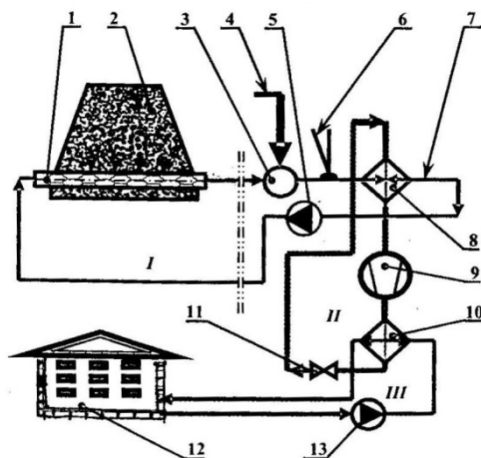


Рисунок 7.4 – Схема газифікації породного відвалу з використанням теплового насоса: 1 – теплогенеруюча труба; 2 – породний терикон; 3 – теплообмінник; 4 – трубопровід холодної води; 5 – нагнітальний насос; 6 – термометр; 7 – магістральний трубопровід; 8 – випарник; 9 – компресор; 10 – конденсатор; 11 – дросель; 12 – споживач; 13 – подавальний насос

7.4. Перспективи розвитку вітрової енергетики

Вітрова енергетика – це відновлюване джерело енергії (ВДЕ), яке швидко розвивається в Європейському Союзі. За останні п'ять років загальна продуктивність вітроенергетики в ЄС зросла в середньому на 32%. Уперспективі розглядається створення великих вітрових турбін і будівництво вітрових електричних станцій (ВЕС) до 1 000 МВт. Діаметр вітрових коліс досягне величин 115 – 140м. Такі електростанції планують будувати в гористій місцевості і в прибережній частині морської акваторії і поза берегових умов.

Планується забезпечити інвесторам доступ до даних про вітрові ресурси у всіх регіонах Європи для забезпечення реалізації високоякісних проектів в області вітрової енергетики. Ключовим фактором успіху вітроенергетики є розробка рентабельних і надійних віротурбін.

Вітрові парки будуть керуватись як традиційні електростанції. Концепції вітропарків будуть мати нові системи управління і захисту навколишнього середовища для нейтралізації шумових подразників і зіткнень з птахами.

Процес технологічного удосконалення буде підтримуватись безперервним розвитком сертифікації і стандартизації, створенням нових композиційних матеріалів підвищеної міцності.

Проблемою, пов'язаною з широким розповсюдженням наземних вітроелектричних установок (НВЕУ), є наявність вітру: електроенергія виробляється коли дує вітер, а не тоді, коли вона необхідна. НВЕУ працюють на відкритому просторі з низькою ефективністю внаслідок постійного і часто зміненого напрямку повітряного потоку, який є результатом випадкових некерованих природних процесів.

Головна особливість вітру обумовлена великою зміною його швидкості і напрямку. Це призводить до зміни кінетичної енергії повітряного потоку у великих межах навіть упродовж відносно малих проміжків часу: від нульової енергії приштильовій погоді і у багато разів у період буревіїв і ураганних зростань швидкості. Звідси змінність потужності, що створюється вітроелектричною установкою, коливання частоти електричного струму і напруги. Це вимагає додаткових витрат на виготовлення складного спеціального обладнання – стабілізатора частоти обертання і засобів автоматизації, тим самим зростання собівартості вітроагрегата. Такі НВЕУ мають значну матеріалоемність оскільки їх міцність повинна забезпечити пульсуючі удари потоку вітру.

Шкідливі впливи наземних вітроелектричних установок на навколишнє середовище виявляються у наступному: вони спотворюють пейзаж, створюють шум, викликають електромагнітні завади теле- і радіоканалам.

Великомасштабне застосування НВЕУ на якійсь обмеженій ділянці земної поверхні може викликати локальні кліматичні зміни у даному районі (зміна напрямку вітру, зникнення дощів тощо).

На думку авторів, перспективний розвиток вітрової енергетики може бути досягнутий на гірничовидобувних підприємствах [62]. Розміщення вітроелектричних установок (аероагрегатів) в гірничих виробках шахт пристовбурного двору, які тепер знаходяться в режимі водовідливу (закритих шахтах), докорінно покращать умови їх роботи. Шахтний повітряний потік несе з собою великий запас постійної кінетичної енергії і слугує потужним джерелом обертання вітрових коліс підземних вітроелектричних установок (ПВЕУ) з постійною швидкістю і напрямком. Тому аероколеса обертаються рівномірно без пульсацій і коливань частоти електричного струму і напруги. Тим самим створюється надійний вискоефективний і дешевий процес одержання електричної енергії в шахтах, які в цих умовах змінюють свої видобувні й інші виробничі функції на принципово нові і після їх закриття стають підприємствами з вироблення екологічно чистої вітроелектричної енергії.

У підтримуваних гірничих виробках закритих шахт, рудників чи інших підземних спорудах встановлюють каскад вітроелектричних установок (рис. 7.5). Аероагрегати безпосередньо трансформують енергію шахтного повітряного потоку у механічну (обертovu), яка в подальшому електрогенератором (ПВЕУ) перетворюється в електричну енергію. Джерелом вітрової енергії може бути шахтна депресія, яка створюється головною вентиляторною установкою, або природна тяга.

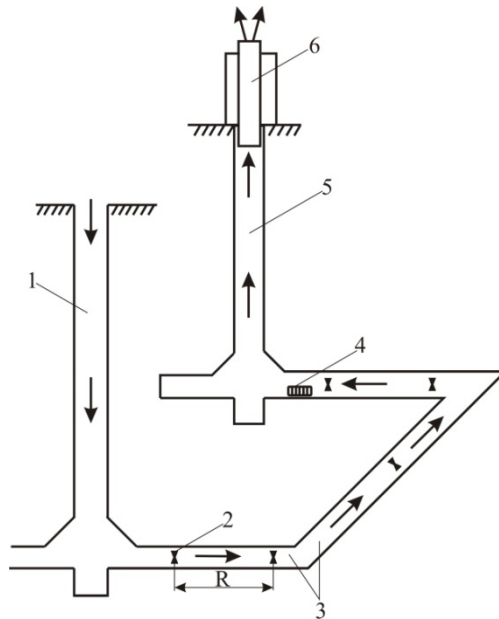


Рисунок 7.5 – Схема розміщення каскаду вітроенергетичних установок у підтримуваних виробках закритих шахт, що працюють в режимі водовідливу: 1 – вентиляційний стовбур; 2 – вітроелектричні установки; 3 – підтримувані виробки; 4 – електронагрівальний пристрій; 5 – витяжний стовбур; 6 – витяжна башта

Депресія природної тяги в гірничих виробках визначається за формулою

$$hn = RQ^2,$$

де R – опірність шахти, Hc^2/m^3 ;

Q – кількість повітря, що надходить в шахту під дією депресії природної тяги, m^3/c .

Природна тяга повітряного потоку виникає через різницю температур на земній поверхні і в підземних виробках глибоких шахт. Під час руху повітря у гірничих виробках відбувається його контактне нагрівання за рахунок тепла вміщуючих порід, внаслідок чого об'єм нагрітого повітря зростає, а щільність знижується. Як наслідок, створюється односторонній постійно направлений рух повітряного потоку у виробках через стовбури на поверхню землі.

За наявності двох шахтних стовбурів атмосферне повітря подається в шахту через повітроподавальний стовбур і далі рухається в мережі підтримуваних гірничих виробках, в яких встановлено аероагрегати і нагрівальний пристрій – теплообмінник, проходячи через який, повітряний потік виводять на земну поверхню через вентиляційний стовбур (рис. 7.6) або витяжну трубу, змонтовану для збільшення тяги на всій висоті копра. У цьому випадку шахтний повітряний потік нагрівається в теплообмінникові і стрімко рухається вгору у стовбурі з великою швидкістю, обертаючи вітроколесо аероагрегатів.

Найбільш ефективним повітроприймальним пристроєм в підземних вітроелектричних установках може слугувати аероколесо з вертикальною віссю, яка обертається в горизонтальній площині. На рис. 7.7 наведена схема

такого колеса. Воно має шість лопатей 1, жорстко закріплених на радіальних опорах 2 і обладнаних поворотними заслінками 3. У напрямку шахтного повітряного потоку заслінки щільно закривають лопать, вона створює опір повітряному потоку і змушує аероколесо обертатись навколо осі. В зустрічному напрямку заслінки відкриваються і повітряний потік вільно проходить через них і лопаті рухаються без опору. Таким чином, у роботі знаходиться ліва половина аероколеса, а права – пасивна. Така конструкція аероколеса забезпечує мінімальний місцевий аеродинамічний опір шахтному повітряному потоку. Якщо напрямок повітряного потоку змінюється в період реверсу на протилежний, то в роботі знаходиться права половина, а ліва буде пасивною, але аероколесо буде обертатись у тому ж напрямку – за годинниковою стрілкою.

Потужність такого аероколеса визначається крутним моментом на осі ($M_{кр}$), який залежить від сили тиску повітряного потоку на лопать (Q_l) і плеча цієї сили (r):

$$M_{кр} = Q_l r. (7.1)$$

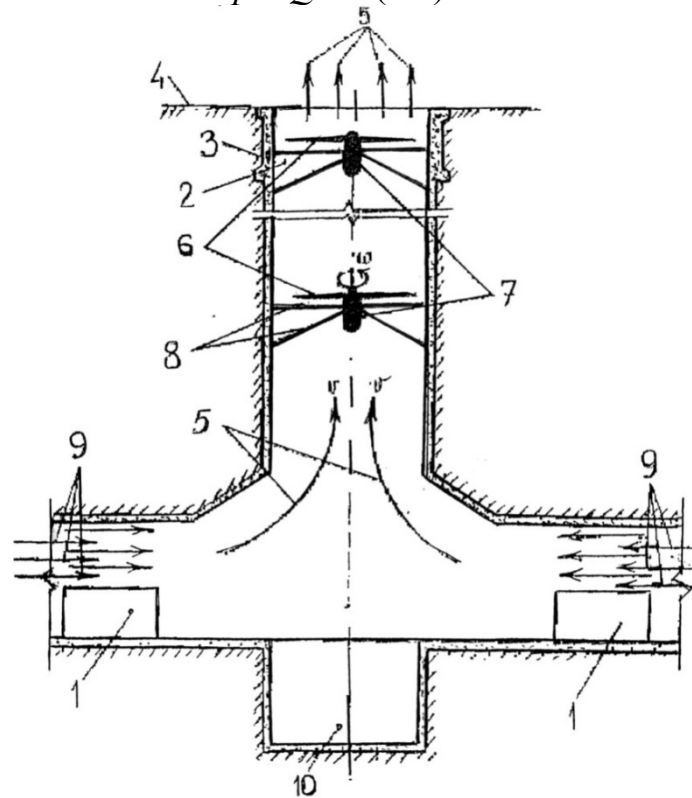


Рисунок 7.6 – Схема монтажу вітроелектричних установок у шахтному стовбурі: 1 – електронагрівальна установка; 2 – шахтний стовбур; 3 – кріплення стовбура; 4 – поверхня землі; 5 – вентиляційний потік із шахти; 6 – вітроколеса аероагрегатів; 7 – електрогенератори аероагрегатів; 8 – опори вітроустановок; 9 – повітряний потік із підтримуваних виробок шахти; 10 – шахтний зумпф

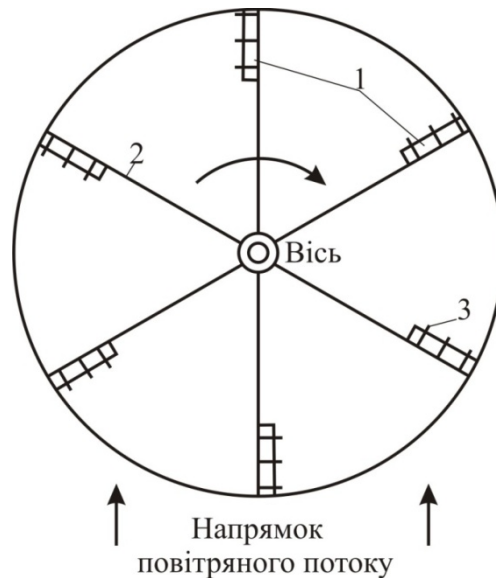


Рисунок 7.7 – Конструкція шахтного вітроколеса з вертикальною віссю: 1 – радіальні лопаті; 2 – двострижнева опора; 3 – відкидні заслінки

Із формули (7.1) бачимо, що чим більше плече r , тим більше зростає крутячий момент. Потужність же розраховується як добуток крутячого моменту на кутову швидкість аероколеса:

$$N = M_{кр} \cdot \omega$$

Потужність аероколеса можна збільшити за рахунок зміни швидкості повітряного потоку V , який створює тиск потоку на лопаті q (при $V = 15 \text{ м/с}$ $q = 0,01 \text{ кПа/см}^2$). Швидкість же повітряного потоку в гірничих виробках можна збільшити, як наведено вище, при штучному підігріванні шахтного повітря нагрівальним пристроєм (теплообмінником).

Сила тиску повітряного потоку на лопать визначається за формулою

$$Q_l = S_l q,$$

де S_l – площа лопаті, м^2 .

Чим більша площа S_l – тим більша сила тиску Q_l (лопать площею 1 м^2 і при тиску повітряного потоку $q = 0,01 \text{ кПа/см}^2$ може розвинути силу в 100 кПа).

Чим довші радіальні опори колеса (отже, більше діаметр аероколеса), тим більший r . Із цього випливає: чим більші розміри аероколеса, тим більша потужність. Із конструктивних міркувань збільшувати розміри аероколеса у шахтних виробках можна тільки до певних розмірів. Аероколесо діаметром 3 м з шістьма лопатями по $1,5 \text{ м}^2$ при швидкості повітряного потоку 15 м/с може забезпечити потужність до 20 кВт , а при збільшенні швидкості до 20 м/с і площі лопатей до 2 м^2 – потужність зростає до 30 кВт . Практично, на шахті можна встановити $50 - 80 \text{ ПВЕУ}$ з вертикальною віссю обертання.

Подальше збільшення потужності підземних ВЕУ доцільно при удосконаленій конструкції аероколеса. Якщо до нього прикріпити зубчасту кільцеву рейку і на вали генераторів насадити шестерні, то можна привести в дію одним аероколесом до $3 - 5$ електрогенераторів.

Частота обертання ротора електрогенератора підбирається по діаметру шестерні d_m на валу і проміжному редуктору з передаточним числом $I_p = 10$.

Передаточне відношення $I_k = D_k/d_m$, тоді $n_r = n_k \cdot I_{об}$. При $D_k = 4$ м і $d_m = 0,2$ м, $I_k = 20$. Загальне передаточне число $I_{об} = I_k \cdot I_p = 200$, а частота обертання ротора генератора при $n_k = 5$ об/хв складе $n_e = 1\ 000$ об/хв.

Ефективність перетворення механічної енергії в підземних аероагрегатах в електричну складає 90 %, а втрати електроенергії при передачі споживачам не перевищує 5 – 10 %.

Досконально очевидно, що розвиток аеротурбінної енергетики у гірничих виробках шахт, рудників і інших підземних споруд забезпечує одержання дешевої енергії. Є надія, що в недалекому майбутньому стане можливим створення більш цілісної системи аероагрегатів у шахтах, які зможуть конкурувати в цьому відношенні з тепловими електростанціями. Екологічна ж чистота таких станцій досить приємна.

Вітроенергетичні установки можна встановлювати у вентиляторах головного провітрювання шахт. Як відомо, для провітрювання підземних виробок використовуються потужні вентилятори, які створюють на виході з вентиляційного каналу повітряний потік з постійною швидкістю 15 – 20 м/с і більше, а це є робочою швидкістю вітрових коліс.

Конструктивна прив'язка до конкретного місця розташування ВЕУ визначається діаметром аероколеса [63], яке, в даному випадку, встановлюють на виході дифузора 5 вентилятора головного провітрювання (рис. 7.8). Електричний генератор 8 встановлюється за стінкою дифузора в окремому приміщенні на спеціальних опорах 7. Аероколесо 5 з'єднується з електрогенератором через проміжний вал 6 і шестерні різного діаметра. Конструкція такої вітроустановки дозволяє перетворити механічну енергію обертання аероколеса в електричну при обертанні ротора електрогенератора.

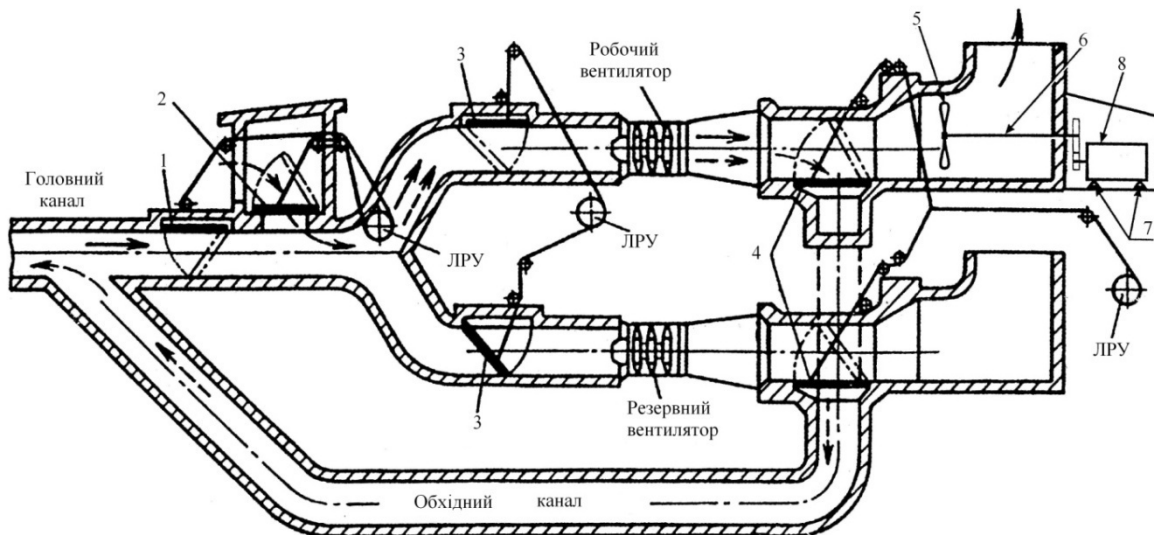


Рисунок 7.8 – Схема розташування вітроелектричної установки в дифузорі шахтного вентилятора головного провітрювання: 1 – 4 – кришки (ляди) для переключення шахтного повітряного потоку з працюючого вентилятора на резервний вентилятор і навпаки; 5 – вітроколесо установки; 6 – жорсткий вал для приведення в дію електрогенератора; 7 – опори електро-генератора; 8 – генератор змінного струму; ЛРУ – лебідка ручного управління лядами

Розміри дифузора дозволяють змонтувати аероколесо діаметром до 3 – 4 метрів.

Повітряний потік шахтного повітря, зустрічаючи на своєму шляху лопаті аероколеса, віддає енергію вітроколесу. Кінетична енергія повітряного потоку, як всякого рухомого тіла, дорівнює [64] :

$$E = \frac{mv^2}{2}.$$

Потужність вітряного потоку визначається як

$$N = \frac{E}{t} = \frac{\rho \cdot Sv^2}{2t},$$

де ρ – щільність повітря, $\rho=1,25$ кг/м³;

v – швидкість повітряного потоку, м/с;

S – площа, через яку протікає повітряний потік, м²;

t – температура повітря, °С.

Співвідношення швидкостей обертання ротора електрогенератора і аероколеса визначається відношенням діаметрів коліс передачі

$$n1/n2=d1/d2,$$

де $n1, d1$ – швидкість і діаметр проміжного валу;

$n2, d2$ – швидкість і діаметр вала електрогенератора.

В Україні в експлуатації знаходиться понад 200 шахт (разом з закритими шахтами, які ще працюють в режимі водовідливу). На кожній шахті дві і більше вентиляторних установок. Встановивши на кожному вентиляторі по одній вітроелектричній установці потужністю 10 – 20 кВт, одержимо загальну потужність 4 900 – 5 460 кВт, що складе 43 – 59 мк·кВт·год/рік або в грошовому виразі 16,9 – 18,1 млн грн, не говорячи про значне скорочення викидів в атмосферу від спалювання палива на теплових електростанціях і котельнях.

На шахтних породних відвалах (териконах) може бути використана технологічна схема нестандартної теплоповітряної електростанції з застосуванням вітроелектричної установки (рис. 7.9) [65].

У теплогенеруючій трубі 3, яка прокладена біля підніжжя терикона 4, холодне повітря нагрівається і з великою швидкістю рухається у дифузор 2, де встановлена вітроелектрична установка. Аероколесо 1 обертає електрогенератор 7, який виробляє електроенергію. За рахунок різниці між щільністю і температурою на вході і виході із теплогенеруючої труби 3 створюється повітряний потік постійного напрямку і швидкості. Перепад тиску ΔQ на вході і виході із труби визначається за формулою:

$$\Delta Q = H(\gamma_{ex} - \gamma_{вих}),$$

де H – відстань між осями теплогенеруючої труби і раструбом;

$\gamma_{ex} = f(t)$ – щільність повітря залежно від температури навколишнього повітря на вході в теплогенеруючу трубу;

$\gamma_{вих} = f(T)$ – щільність повітря в залежності від температури в зоні горіння терикона на виході із труби.

Швидкість нагрітого повітряного потоку на виході із раструба визначається за формулою

$$\Delta Q = \sqrt{\frac{2\Delta Q g}{\gamma_{\text{ex}}}} = \sqrt{\frac{2Hg(\gamma_{\text{ex}} - \gamma_{\text{вих}})}{\gamma_{\text{вих}}}}$$

Встановлена потужність вітродвигуна

$$P = 0,000481 \cdot d^2 \cdot v^3 \cdot \eta,$$

де d – діаметр лопатей вітродвигуна, м;

v – швидкість повітряного потоку, м/с;

η – коефіцієнт корисної дії вітродвигуна.

Таким чином, застосування вітроенергетичних установок для боротьби з породними відвалами шахт упродовж тривалого часу в кінцевому результаті призведе до їх погашення і повної ліквідації териконів, що значно покращить екологічну ситуацію у гірничодобувних регіонах.

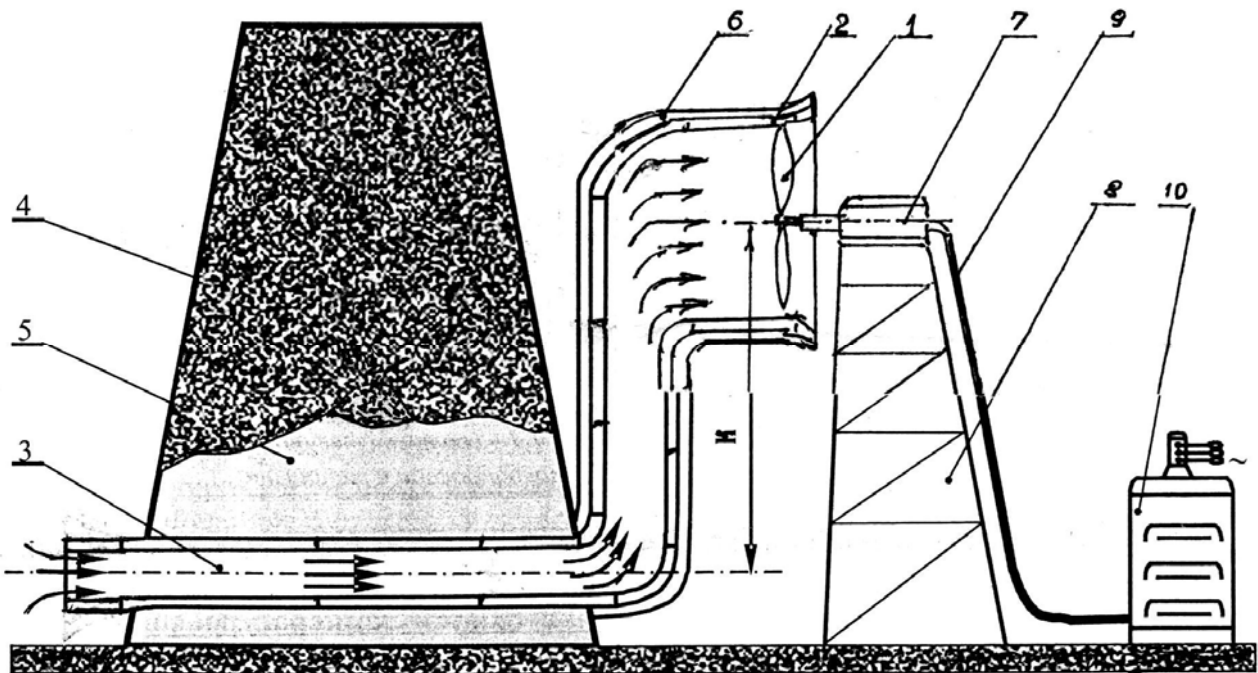


Рисунок 7.9 – Схема вітроелектричної установки з приводом від теплого повітря, утвореного при газифікації шахтного відвалу: 1 – вітроелектрична установка; 2 – спеціальний дифузор; 3 – теплогенеруюча труба; 4 – терикон, що підлягає газифікації; 5 – зона газифікації (горіння) вугільно-породної суміші терикона; 6 – теплоізоляція дифузора; 7 – електрогенератор вітрової установки; 8 – стрижньова опора вітроустановки; 9 – електричний кабель; 10 – шафа управління

7.5 Розвиток нетрадиційних технологій на основі біомаси

Біопаливо – це постійно відновлюване джерело енергії, яке може забезпечити використання енергії для тепло- і холодопостачання, виробництва електричної енергії, а також у транспортному секторі. Паливо, створене на основі біомаси, можна легко зберігати і використовувати для задоволення пікової і базової енергетичної потреби. Біологічне паливо, аналогічно традиційному, буває твердим, рідким чи газоподібним, тому може безпосередньо замінити викопне паливо повністю або частково, тобто змішуватися з традиційним в різних процентних відношеннях. В останньому випадку частіше всього навіть не потрібна модернізація обладнання.

За останні десятиліття досягнуто значного прогресу в процесах одержання й обробки біомаси, що дозволило збільшити кількість конкурентоспроможних, надійних і ефективних технологій, наприклад, спалювання міських твердих побутових відходів, одержання біологічного газу методом анаеробного зброджування тощо. В процесі розробки технологій знаходяться нові можливості з застосуванням більш складних процесів і методів перетворення енергії (газифікація, піроліз).

Розробляються технології теплопостачання з застосуванням біомаси. Паливні гранули (пілети), стружка й інші побічні продукти сільського і лісового господарства, відходи збагачувальних фабрик є сировиною для біотеплопостачання. Створення нових пічок на паливних гранулах у побутовому секторі, будівництво нових заводів з виробництва пілет і реконструкція існуючого обладнання (пічок, бойлерів, топок) для спалювання повинні призвести до значного розширення ринку паливних гранул.

Виробництво біологічного газу. Проблема підвищення якості й ефективності використання біогазу поступово виходить на передній план розвитку відповідної технології. Основними елементами біогазової установки є: камера зброджування (метантенк), прилад підтримки постійної температури в метантенку, пристрій, що забезпечує перемішування біомаси в камері, пристрій накопичення і зберігання біогазу (газгольдер).

На рис. 7.10 наведена принципова схема установки, яка призначена для виробництва біогазу. Така установка слугує ефективним засобом переробки сільськогосподарських і тваринних відходів за рахунок анаеробної ферментації (листя, бадилля, стебла рослин, бур'яни, солома, лушпиння соняшнику, кукурудзяні качани, гній скотарських ферм і послід птахофабрик), а також комунальні відходи очисних споруд тощо. Їх застосування дозволяє вирішити три завдання, важливих з енергетичної, сільськогосподарської й екологічної точки зору: отримати біогаз, перетворити відходи на доходи (високоєфективні добрива), знешкодити навколишнє середовище від різних збудників захворювань людини і тварин, оскільки такі збудники гинуть в процесі бродіння біомаси. Найбільша активна діяльність бактерій при температурі бродіння 35 – 45°C.

Внаслідок анаеробної ферментації утворюється біогаз, який вміщує газ метан CH_4 (65 – 80 %), вуглекислий газ CO_2 (15 – 25 %), окис вуглецю CO (2 –

3 %), невелику кількість азоту N_2 , кисню O_2 і сірководню H_2S , і залишок у вигляді шламу, що є високоефективним екологічно чистим незараженим добривом. Одна його тонна еквівалентна 3 – 4 т азотнофосфорних добрив, що випускаються промисловістю.

Метод отримання біогазу широко поширений у ряді країн з теплим кліматом, в яких необхідна для ефективного протікання біоконверсії достатньо висока температура, зумовлена природними умовами (Бразилія, Індія, Китайська республіка та ін.).

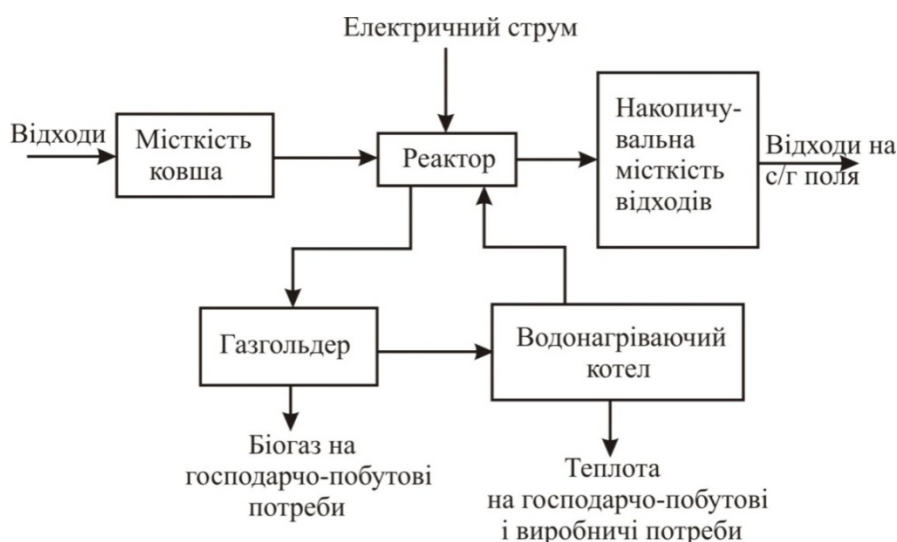


Рисунок 7.10 – Структурна схема біогазової установки

В умовах континентального клімату України (особливо в холодну пору року) безперервна експлуатація біоустановок упродовж року вимагає позитивної температури (35 – 45 °С) і економічно вигідна при підігріванні метантенків за рахунок утилізації теплоти гарячого температурного газу свердловинної підземної газифікації вугільних пластів (СПГВ). Суть даного технічного рішення полягає в наступному (рис. 7.11). Ділянку вугільного пласта 1 розкривають похилонаправленими нагнітальною 2 і газовідвідною 3 свердловинами, які в площині пласта з'єднують між собою гідророзривом або фільтраційним каналом, утворюючи тим самим зону для горіння (газифікації) вугілля, яка в подальшому після розпалювання пласта перетворюється у вогневий вибій 4. Через свердловину 2 до вибою 4 подають дуття (повітря, пара, кисень, діоксин вуглецю), яке реагує з вугіллям (а точніше) з вуглецем, утворюючи штучний генераторний газ, який видається на земну поверхню через свердловину 3.

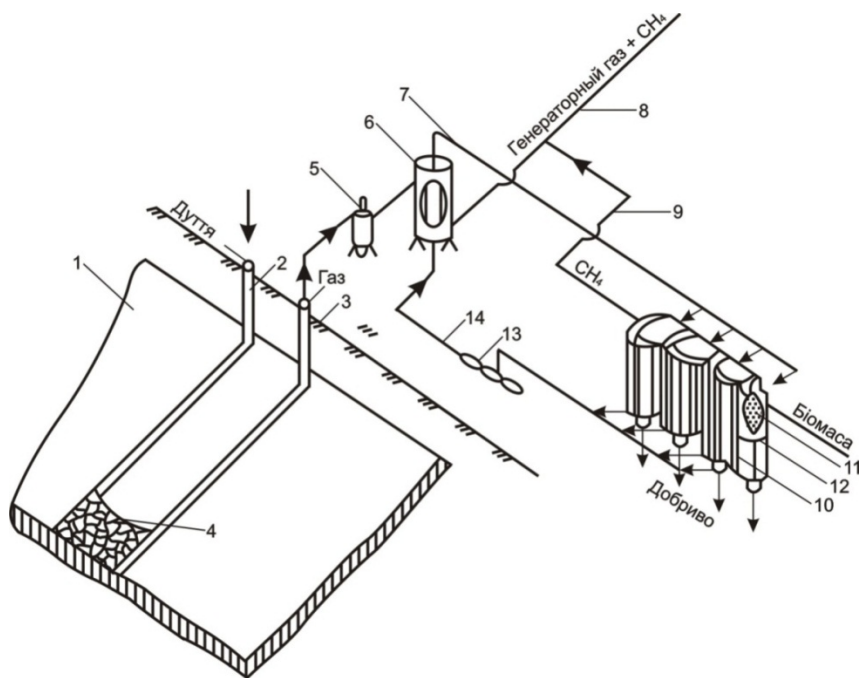


Рисунок 7.11 – Принципова схема виробництва генераторного газу методами газифікації вугільного пласта і анаеробного зброджування метану на біоустановці: 1 – вугільний пласт; 2 – нагнітальна похила свердловина; 3 – газовідвідна похила свердловина; 4 – зона газифікації вугільного пласта у вогневому вибої; 5 – газоочисна установка; 6 – теплообмінник; 7 – трубопровід проміжного теплоносія; 8 – магістральний трубопровід суміші генераторного газу і метану; 9 – трубопровід метану з біогазової установки; 10 – реактор зброджування (біоконверсії) біомаси; 11 – кожух для циркуляції теплоносія; 12 – зовнішній кожух метантенка; 13 – циркуляційний насос; 14 – трубопровід відпрацьованого теплоносія

На поверхні землі газ прямує до установки з очищення газу 5, де він звільняється від пилоподібних частинок, фенолів і рухається далі у теплообмінник 6. В останньому тепло генераторного газу нагріває проміжний теплоносій (воду, повітря, інертні гази). Застиглий у теплообміннику газ направляють до магістрального трубопроводу 8, а проміжний теплоносій по трубопроводу 7 подають до біологічних реакторів (метантенків) 10 у порожнину кожуху підігрівання 11, яка оточує реактор біоконверсії 12. Утворений в реакторі 10 біогаз збирається в його верхній частині, яка виконує роль накопичувача газу, звідкіль біогаз, а точніше метан CH_4 , трубопроводом 9 подається в магістральний трубопровід продуктивного газу 8, де змішується з генераторним газом підземної газифікації вугілля. Внаслідок такого змішування збільшується вміст метану в кінцевому продуктивному газі. Тим самим суттєво підвищується загальна теплота згоряння продуктивного газу до 10–15 МДж/м³.

Відпрацьований проміжний теплоносій з міжстінної порожнини 11 метантенків 10 насосом 13 (якщо теплоносій вода) або вентилятором (теплоносій – повітря) трубопроводом 14 спрямовуються в теплообмінник 6 і цикл кругообігу повторюється. Утворену внаслідок ферментації біологічну

масу з реактора вивантажують і направляють споживачам як цінне і екологічно чисте органічне добриво у вигляді пульпи, або ж, після сушки – у вигляді порошкоподібної зернистої маси, розфасованої у відповідну тару.

Таким чином, станція підземної газифікації вугільних пластів за рахунок утилізації теплоти генераторного газу, забезпечує підтримку в біологічному реакторі постійну температуру на протязі року, не дивлячись на її сезонні коливання. Тим самим створюються необхідні умови вискоелективного процесу зародження біомаси і отримання біогазу, що вміщує до 80 % газу метану. Додавання метану до газу свердловинної підземної газифікації вугілля істотно підвищує теплоту згоряння кінцевого продуктивного газу.

Низькотемпературне спалювання біомаси

Все більше розповсюдження в енергетиці знаходить термохімічне перетворення біомаси, зокрема – газифікація – спалювання біомаси при температурі 800 – 1 500°C у присутності повітря чи кисню і води з одержанням синтез-газу чи генераторного газу з теплотою згоряння 10,5 – 16,7 МДж/м³ (при нормальних умовах), який вміщує угарний газ СО (монооксид вуглецю), водень і суміш метану та інших вуглеводів. Генератори, які об'єднані в один енергетичний комплекс з водяними котлами або дизель-генераторами, використовуються для одержання теплової й електричної енергії. Сучасні паротурбінні електростанції, що використовують біомасу у вигляді деревини, рослинних відходів, торфу, паливних брикетів, мають ККД 20 – 25 %. У США потужність таких електростанцій складає 100, 200, 600, 3 000, 5 000, 8 000 МВт. Параметри подібних електростанцій на біомасі для фермерських господарств можуть складати від декількох десятків кіловат до 100 МВт для промислових цілей.

Великобританія, Франція, Німеччина й інші європейські держави створили плантації енергетичних лісів для спалювання деревини на електростанціях. Широко використовуються відходи лісопереробки і лісозаготовок, а також енергетичного торфу для виробництва теплової і електричної енергії (країни Скандинавії) як при прямому спалюванні біомаси, так і через її газифікацію з подальшим спалюванням одержаного генераторного газу. Підвищений інтерес до створення таких плантацій викликаний не тільки одержанням альтернативного джерела енергії, але і можливістю переорієнтації сільських господарств з вирощування збільшених обсягів сільськогосподарської продукції на ефективне використання земель в інших цілях. На цей час випробувано біля 20 різних видів рослин – деревних, кущових і трав'янистих, у тому числі кукурудза і цукровий очерет. Як енергетичну сировину в Росії рекомендовано вирощувати будяк і коров'як, які ростуть на пустирях і цінні в енергетичному плані, бо вміщують в своєму складі 7,6 – 9,6 % від ваги піролітичних масел [66]. В Україні є можливості для створення плантацій енергетичних лісів або часткового використання місцевих лісних ресурсів (відходи заготовки і переробки деревини) для спалювання у топках електростанцій або в спеціальних наземних газогенераторах.

Найближчі сусіди України – Білорусь і Молдова – рішуче взялися впроваджувати біоенергетичні технології. У Білорусі вже сьогодні 12 % загального обсягу енергії виробляється з місцевих видів палива (біомаса, торф та ін.). До 2012 року мають замінити 25 % котельно-підного палива місцевими видами палива. У Молдові розроблено державну програму впровадження котлів для спалювання соломи, стебел, качанів, лушпиння, деревних відходів, рідкого палива з біомаси і енергетичних культур [67]. До енергетичних культур належать: однолітні трави, швидкоростучі дерева, рапс, соняшник, кукурудза, цукровий буряк, сорго, верба, тополя, акація та ін.

При використанні біомаси для виробництва електричної і теплової енергії можна виділити дві групи технологій, які базуються на прямому спалюванні і газифікації.

Технологія виробництва електричної енергії з газифікацією біомаси забезпечують досягнення більш високих значень коефіцієнта корисної дії. Завдяки успішній реалізації цілої низки демонстраційних проектів, у першу чергу в Європі, особливо інтенсивно розвинулись установки великої і середньої потужності.

У 1980 – х роках сім реакторів з циркульним киплячим шаром (ЦКШ) потужністю 15 – 35 МВтт (“т” – теплові, “е” – електричні) було впроваджено для одержання газу, який використовувався для випалу вапна.

Однією із останніх успішно працюючих газифікаційних установок із спалюванням генераторного газу в двигунах є когенераційна установка в місті Гюссинг (Австрія) потужністю 2 МВт_{те}+4,5 МВт_т (рис. 7.12). Введена в експлуатацію в 2002 р., ця установка повністю забезпечує тепло- і електропостачання міста з населенням біля 4 тис. людей. Процес газифікації деревних відходів і гранул на установці м. Гюссинг реалізується у двох реакторах киплячого шару, між якими циркулює проміжний теплоносій – пісок. У першому реакторі (газифікаторі) із біомаси виробляється середньо-калорійний газ (12 – 18 МДж/м³) і вуглиста речовина. Газ очищується в циклоні, відокремлена вуглиста речовина і пісок прямують у другий реактор, де відбувається згоряння вуглистої речовини і нагрівання піску. Продукти згоряння проходять через циклон, де відбувається відокремлення гарячого піску, який повертається назад у газифікатор. Генераторний газ охолоджується з 850 – 900 °С до 160 – 180 °С і очищується у двоступінчатій системі очищення – тканиний фільтр і скруббер. Відділені від газу тверді частинки повертаються із фільтра у газифікатор. Вода після скрубера з насиченими смолами і конденсатом, випаровується і повертається в зону горіння газифікатора. Температура очищеного генераторного газу після скрубера має біля 40 °С, що і потрібно для його використання у газовому двигуні. Вихлопні гази двигуна піддаються каталітичному очищенню з метою зниження емісії окису вуглецю CO і далі проходять через теплообмінник і прямують у димову трубу. Якщо з деяких причин двигун не працює, весь генераторний газ можна спалювати у котлі з виробленням теплової енергії.

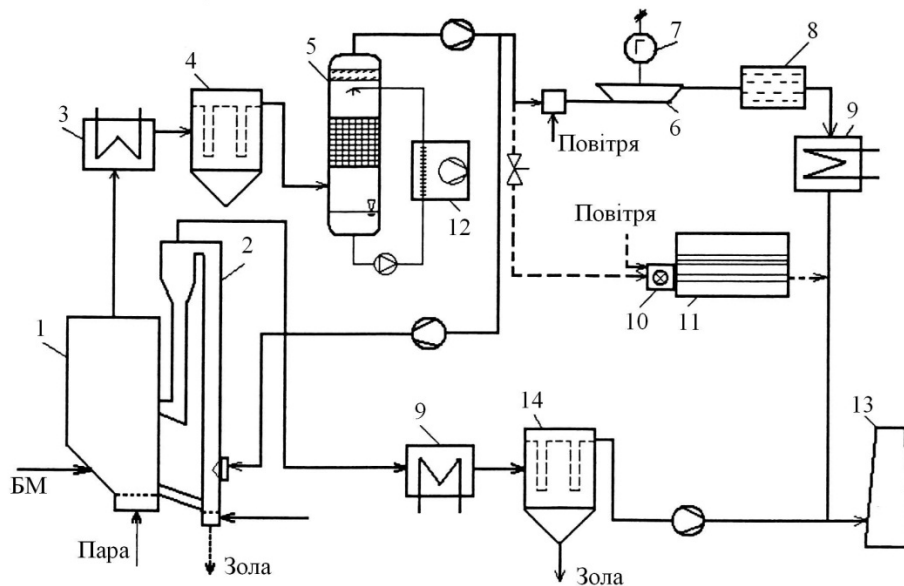


Рисунок 7.12 – Когенераційна схема газифікаційної установки в м. Гюссинг (Австрія): 1 – газифікатор біомаси (БМ) на киплячому шарі; 2 – камера згоряння киплячого шару; 3 – охолоджувальна установка генераторного газу; 4 – фільтр грубого очищення генераторного газу через тканину; 5 – скруббер для чистого очищення газу; 6 – газовий двигун; 7 – електричний генератор; 8 – каталічний реактор; 9 – охолоджувальна установка продуктів згоряння в двигуні; 10 – мазутний пальник; 11 – водонагрівальний котел; 12 – охолоджувач промивальної води із скрубера; 13 – димова труба; 14 – тканинний фільтр грубого очищення продуктів згоряння

Когераційна установка м. Гюссинг виробляє газ такого складу: водень (H_2) – 35 – 40 %, окис вуглецю (CO) – 20 – 30 %, діоксид вуглецю (CO_2) – 15 – 25 %, метан (CH_4) – 8 – 12 %, азот (N_2) – 3 – 5 %. Азот попадає в генераторний газ головним чином через використання продувного газу у поворотних клапанах і тканинному фільтрі.

Основними критеріями використання наземних газогенераторів у даний час є їх простота виготовлення й експлуатації, надійність, низька вартість. До таких газогенераторів належить конструкція, що розроблена в Інституті технічної теплофізики НАН України (рис. 7.13). Генератор має корпус 1 з внутрішнім діаметром 600 мм, дифузор 2 з колосниковою решіткою, трубу 3 з соплом 4 для подачі повітряного дуття. У верхній і нижній частинах розташовані дверці 5 і 6, які слугують для завантаження палива і видалення золи. Внутрішня поверхня робочої зони футерована жаростійкою керамікою завтовшки 15 мм. Як паливо використовують деревні відходи. Газогенератор виробляє газ наступного складу (об'ємні частки) CO – 21 %, H_2 – 17 %, CH_4 – 2 %, N_2 – 48 %, CO_2 – 12 %. Температура в зоні горіння (горловині корпусу) складає 1 000 – 10 000°C. Концентрація смол в генераторному газі – 2 – 3 г/м³.

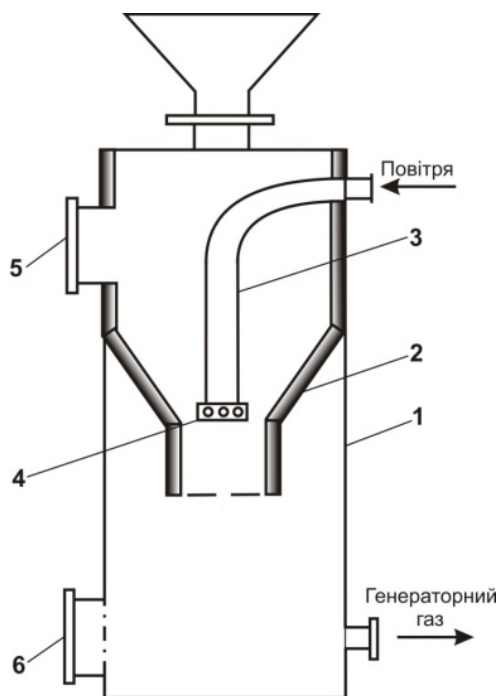


Рисунок 7.13 – Газогенератор з виробництва генераторного газу на базі спалювання біомаси (деревних відходів і ін.): 1 – корпус газогенератора, 2 – дифузор; 3 – криволінійна труба; 4 – сопло подачі повітря в зону горіння; 5,6 – герметичні дверці

У наземних газогенераторах широко використовується технологія утилізації відпрацьованого масла з дизельних і бензинових двигунів, коробок передач, гідравлічних систем, відпрацьоване трансмісійне масло і ін. Гаражі, станції технічного обслуговування, сервісні центри і транспортні компанії та будівельні організації часто викидають відпрацьоване масло, або платять великі гроші за його регенерацію або утилізацію. Теплогенератори, які працюють на відпрацьованому маслі, дозволяють його спалювати без додаткової регенерації й очищення. Таким чином економляться транспортні витрати при вивезенні на пункт регенерації, зменшується ризик забруднення навколишнього середовища.

Загальний вигляд газогенератора наведено на рис. 7.14. Основним елементом газогенератора є сталева циліндрична камера згоряння, в якій в нижній частині розміщена ємність для наповнення відпрацьованим маслом.

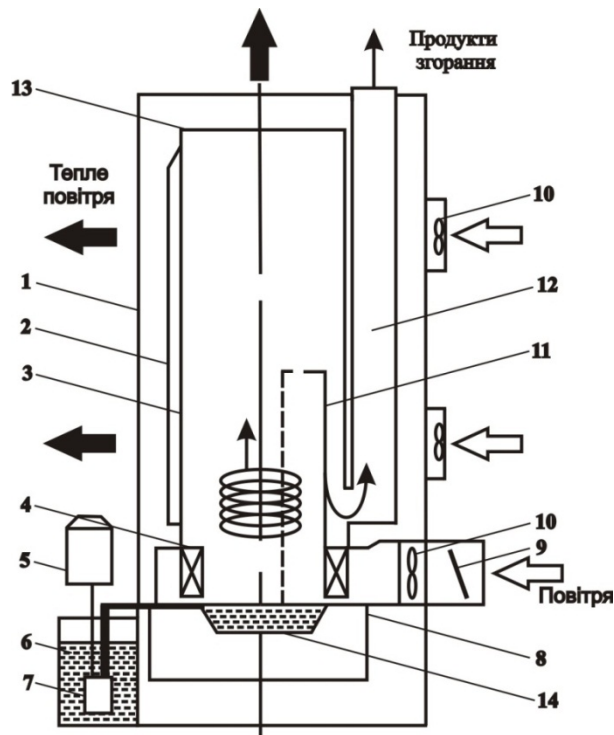


Рисунок 7.14 – Газогенератор, який працює на відпрацьованому маслі дизельних і бензинових двигунів: 1 – металевий корпус; 2 – вертикальні труби, 3 – циліндрична сталева камера згорання; 4 – завихрювач газового потоку; 5 – електродвигун приводу насоса; 6 – бак з маслом; 7 – насос; 8 – піддон камери згорання; 9 – заслінка для повітря; 10 – вентилятор для подавання повітря в камеру згорання; 12 – газохід продуктів згорання; 13 – кришка камери згорання); 14 – ємність для масла

Повітря в камеру згорання подається осьовим вентилятором тангенціально, щоб створити закручений газовий потік над поверхнею масла, для його інтенсивного випаровування.

Для захисту від втягування полум'я в газохід встановлено металевий екран – відбійник так, щоб продукти згорання спочатку підіймались закрученим потоком вгору, а потім опускались у щілинний канал між екраном і поверхнею камери згорання і далі знову підіймались у газоході вгору. Таким чином були збільшені траєкторія переміщення продуктів згорання і відповідно час перебування гарячих газів на поверхні теплообміну між ними і навколишнім середовищем. Окрім цього, на зовнішній стороні камери згорання пристосовані вертикальні труби діаметром 70 мм для збільшення поверхні теплообміну і тепловідбору. Чотири осьові вентилятори обдувають камеру згорання холодним повітрям.

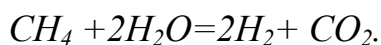
Не зважаючи на очевидні переваги і вигоди виробництва енергії з біомаси, біоенергетичні технології в Україні розвиваються дуже поволі. Однією з основних причин є відсутність чіткої державної політики в цій галузі і відсутність державної програми визначення найближчих і перспективних цілей і об'ємів використання біомаси для виробництва теплової і електричної енергії.

7.6 Сучасна воднева енергетика

До нетрадиційних технологій необхідно також віднести водневу енергетику. Вона цікава, насамперед, тому що застосовується водень (H_2), який має теплотворну здатність у 2,5 рази вищу, ніж природний газ, і запаси його необмежені, він є екологічним – єдиний продукт згоряння – вода. І ще досить важливо, що його можна використовувати у паливних елементах, де відбувається пряма трансформація хімічної енергії в електричну.

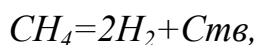
Воднева енергетика сформувалась як науково-технічний напрям біля 30 років назад. В США, Японії, Канаді і країнах Європейського Союзу реалізуються великі національні і міжнародні програми, спрямовані на швидкісну розробку ефективних методів виробництва, акумулювання, транспортування і практичного використання водню різними споживачами. Одним із пріоритетних напрямів розробок є створення комплексних систем і установок, які містять в собі всі основні компоненти водневої технології (від виробництва до споживання водню). Поряд з вирішенням перспективної проблеми переведення транспорту на водневе паливо особлива увага приділяється створенню екологічно чистих систем життєзабезпечення автономних споживачів, в яких як первинні використовуються відновлювані джерела енергій.

Основним процесом одержання водню для енергетичного застосування є конверсія природного газу:



Ця реакція слабоендотермічна, тобто для її проведення необхідно спалити додаткову кількість метану, що призведе до збільшення емісії діоксиду вуглецю (CO_2). Тому виробництво водню конверсією метану призведе до зростання парникового ефекту і для широкого запровадження у стаціонарній енергетиці не бажано.

При одержанні енергетичного водню з застосуванням процесів термічного розкладання природного газу можна значно зменшити утворення парникового газу CO_2 :

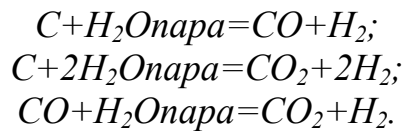


де $C_{тв}$ – твердий вуглець.

На даний час піроліз природного газу практично не розглядається як можливий процес виробництва водню для великої енергетики. Причин цьому дві: недосконалість існуючих методів термічного розкладання природного газу; обмежена сфера застосування вуглецевих матеріалів у вигляді дисперсного технічного вуглецю (сажі) – в основному для потреб гумотехнічної промисловості.

У зв'язку зі зростанням ролі вугілля в енергетиці й економіці постає питання про підвищення ефективності використання вугілля. Особливу увагу планується приділити глибокій переробці вугілля, коли генерується не тільки енергія, але ще і виробляються цінні хімічні продукти. Одним із головних напрямів переробки є газифікація вугільних пластів, в числі цілей якої – одержання синтез-газу чи водню для водневої енергетики.

При взаємодії вуглецю палива з дуттям (повітря, пара, кисень) відбуваються реакції:



Є низка перспективних розробок з газифікації вугілля, наприклад, плазмов-парова газифікація (див. рис. 7.1). Тут одержують чистий горючий синтез – газ ($H_2 + CO$) з високим вмістом водню до 50 %.

Серед методів біологічної конверсії біомаси мають інтерес проекти одержання водню методом біофотолізу за допомогою пурпурних фотосинтезуючих бактерій із органічних речовин чи відновлених неорганічних сполук сірки, а також за допомогою азотофіксуючих ціанобактерій безпосередньо з води. Однак практичне використання фотоводню – перспектива досить віддаленого майбутнього.

Сьогодні воднева енергетика розвивається на принципах побудови автономних енергоустановок на основі сонячних фотоелектричних, вітрових установок, а також на базі дизельних або бензинових двигунів внутрішнього згоряння й електрогенераторів, які дозволяють виробляти теплову і електричну енергію. Застосування водню в цих установках як акумулятора енергії і проміжного енергоносія суттєво покращує експлуатаційні показники.

Принципова схема роботи автономної енергоустановки спрощено полягає в наступному (рис. 7.15). Для забезпечення високої енергетичної ефективності системи автономного енергопостачання, енергія, що виробляється первинним її джерелом, спрямовується споживачу I. В періоди генерування енергії, яка є надлишковою для споживача, вона запасується системою акумулювання II. При дефіциті енергії, що виробляється первинним джерелом, акумульована енергія від вторинних джерел спрямовується споживачу, покриваючи цей дефіцит III.



Рисунок 7.15 – Основні компоненти системи автономного енергозбереження

Система акумулювання енергії може бути побудована на базі накопичувача водню (рис. 7.16). У цьому випадку надлишок електроенергії спрямовується на електроліз води для одержання водню і кисню, які накопичуються у ресиверах. Зберігання цих газів на відміну від акумулювання електроенергії у відповідних батареях може відбуватись практично без втрат і скільки завгодно. При дефіциті електроенергії, яка виробляється сонячною і (або) вітровою установкою, водень і кисень направляються в батарею паливних елементів, які виробляють недостатню для споживача електроенергію.

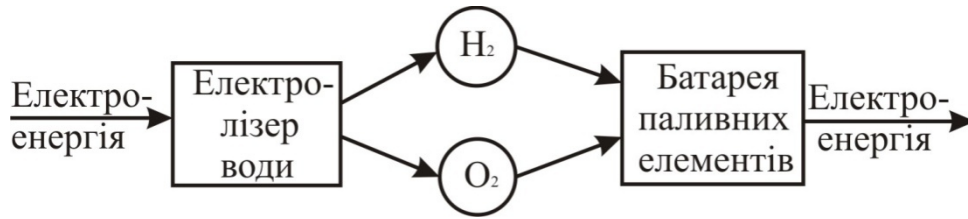


Рисунок 7.16 – Схема водневого накопичувача

В Україні побудовано комплексний стенд для експериментальних досліджень основних компонентів і випробувань автономних енергоустановок з відновлюваними первинними джерелами енергії і водневим акумулюванням (рис. 7.17).

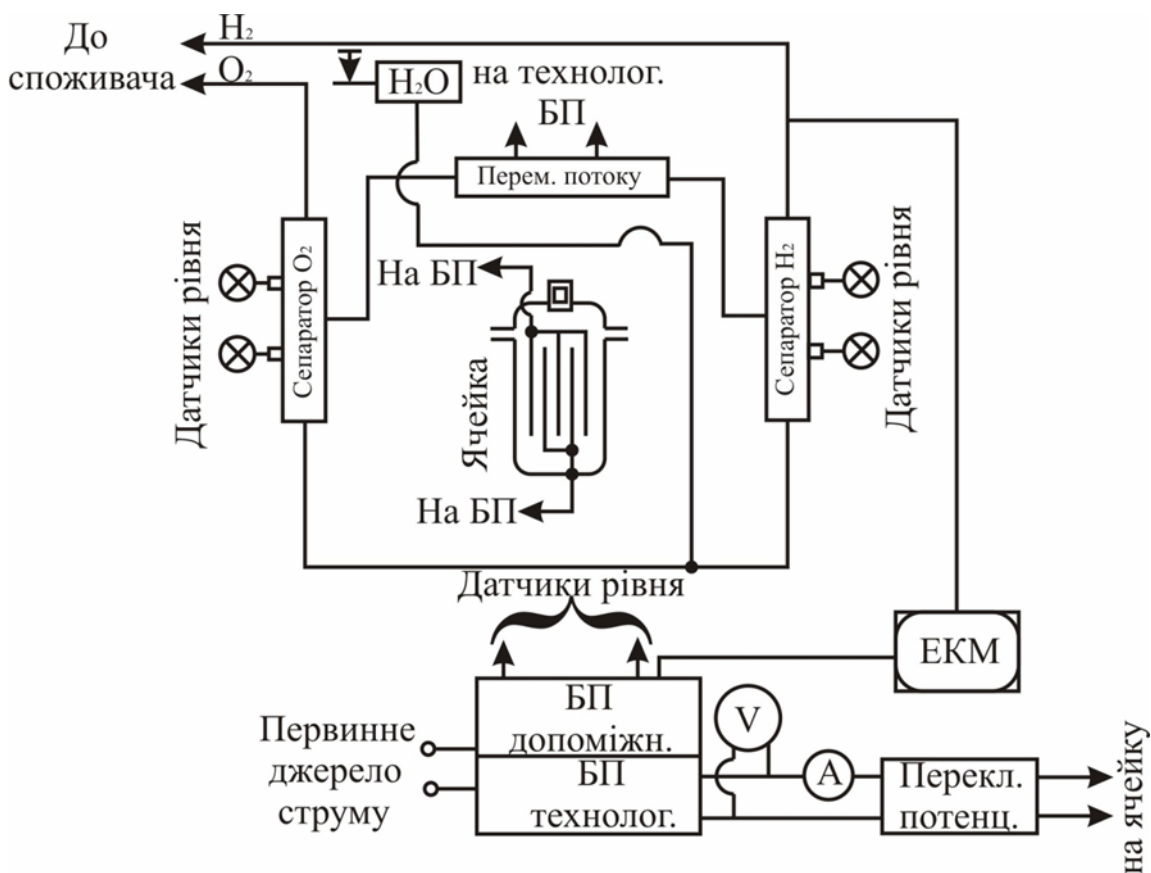


Рисунок 7.17 – Принципова схема стенда з електрохімічною коміркою: H_2 – водень; O_2 – вода (пара); БП – блок живлення; V – вольтметр; A – амперметр

Дослідження показали, що діапазон робочих температур процесу електрохімічної генерації водню знаходиться в межах від 280 до 425 К, інтервал тиску має величину від 0,1 до 70 МПа. Витрати електроенергії на генерацію 1 м^3 водню і $0,5\text{ м}^3$ кисню знаходяться в межах 3,7 – 4,0 кВт·год.

Під час електролізу використовується рідкий лужний електроліт. При цьому в процесі електролізу луг не витрачається, а використовується тільки

вода. Контроль рівня електроліту забезпечують датчики рівня, при досягненні мінімального значення відбувається доливання дистильованої води.

Процес генерації водню починається з подачі на пасивний електрод від'ємного потенціалу, активний електрод виступає як анода. Реакція розкладання води відбувається з одночасним виділенням водню і кисню, тому водень виділяється на пасивному електроді в газоподібному стані, а кисень хімічно зв'язується активним електродом (накопичується у вигляді хімічного сполуки).

Живлення електроенергією електролізної ячейки синхронізовано з електромагнітним перемикачем потоку, тому водень, що виділяється, заповнює тільки водневу магістраль.

Первинне очищення від парів електроліту відбувається в сепараторі, який також виконує функцію гідрозатвору, який перешкоджає проникненню атмосферного повітря в робочу зону реактора. Рівень рідини в системі електрохімічного генератора водню і кисню високого тиску, а також у сепараторах контролюється датчиками рівня. Сепаратори в нижній частині з'єднанні між собою і з електролізною коміркою.

У даний час Інститут проблем машинобудування НАН України і Окреме конструкторське бюро "Південне" (м. Дніпропетровськ) розробили енерготехнологічний комплекс з водневим накопичувачем. Вітроенергетична установка призначена для перетворення енергії вітру в екологічно чистий енергоносіє – водень, а також газоподібний кисень як комерційний продукт (рис. 7.18).

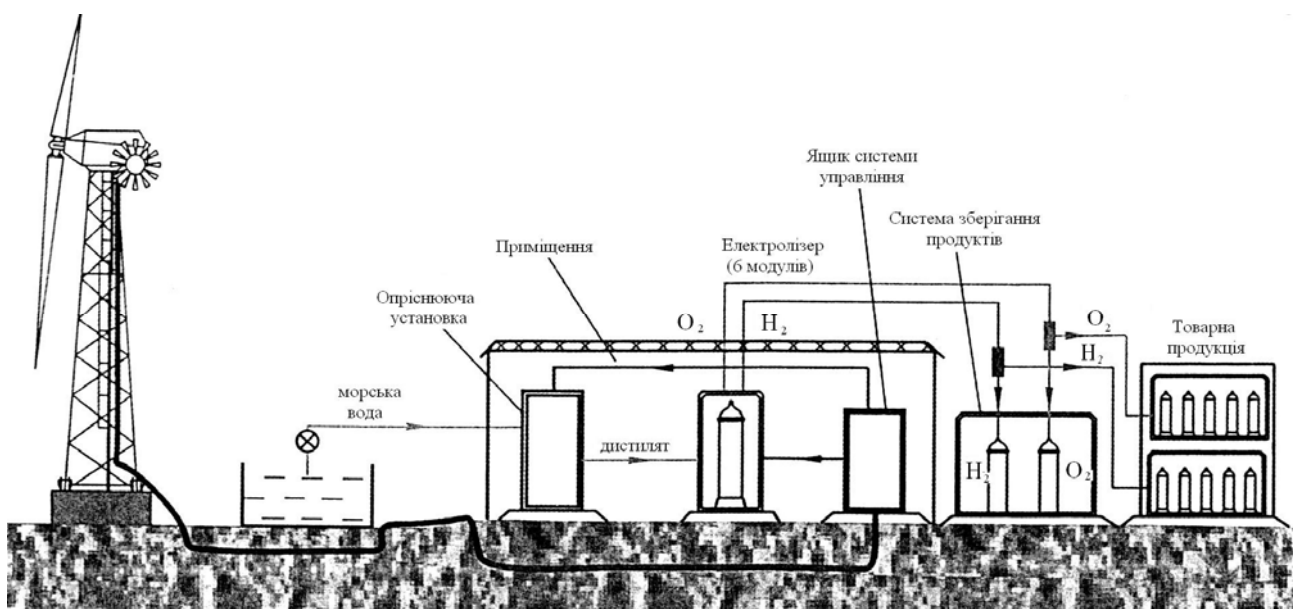


Рисунок 7.18 – Принципова схема автономного повітряно-водневого енерготехнологічного комплексу

Основна відміна технології електричного одержання водню і кисню високого тиску від існуючих, це розділення процесів виділення газів (водню і

кисню) у часі, тобто процес роботи електрохімічної системи стає циклічним – складеним із переміжних періодів виділення водню і кисню.

Таким чином, використання водню в енергетичному секторі як енергоносія і накопичування енергії пов'язано із наступними мотиваціями стратегічного характеру.

З часом водень, завдяки його енергетичним, фізико-хімічним, екологічним і іншим властивостям, може стати основним і універсальним енергоносієм.

Водню відведена важлива роль у зниженні рівня забрудненості навколишнього середовища.

Водень розглядається як основа стійкого розвитку енергетики майбутнього, оскільки він є енергоносієм, який можна не тільки безпосередньо використовувати як унікальне паливо, але короткотерміново і досить тривало зберігати, а також екологічно чисто перетворювати запасену в ньому енергію в електричну, теплову й інші види. При цьому передбачається, що для виробництва водню, насамперед, будуть застосовуватись відновлювані джерела енергії (енергія вітру, біомаси, сонячної, геотермальної, гідравлічної енергії тощо).

При розгляді перспектив застосування біомаси, яка грає все більш вагому роль у паливно-енергетичному балансі багатьох країн як першоджерела енергії, важливим аспектом є можливість застосування водню в процесі біомаси для виробництва традиційних рідких органічних біопалив.

Застосування сонячних і повітряних установок як первинних джерел енергії дає можливість створити повністю автономні енергоустановки, які забезпечать в різних кліматичних умовах гарантоване цілорічне покриття електричних і теплових навантажень.

7.7 Перспективний енергетичний потенціал газонасичених вод

З початком вичерпання традиційних родовищ природного газу все більше уваги у всьому світі приділяється некондиційним малим газовим родовищам газомістких вод, розміщуваних на території України. Об'єм газу у підземних водах до глибини 10 км оцінюється в $34 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ [68]. Ще одне джерело широко розповсюджене в літосфері – це газогідрати (кларати) – газ у твердому стані. Запаси такого газу в енергетичному еквіваленті у 2 рази перевищують всі розвідані на планеті запаси вугілля, нафти і газу разом взяті. Наведені цифри свідчать про те, що використання одного чи обох джерел забезпечує потреби в газі на багато десятиріч після відпрацювання традиційних газових родовищ.

У цей час використання вищенаведених нетрадиційних джерел суттєво відмінні. Технологія видобування газогідратів не вийшла з експериментальної стадії, а видобуток водорозчинних газів відбувається з 20-х років ХХ століття в Японії. В розробці знаходяться три дільниці: Ніагата, Південний Кокто і Мубара. Глибина залягання газонасичених горизонтів від 200 до 2 000 м. Мінералізація підземних вод не перевищує 30 г/л. Газовий фактор – 1 – 2 $\text{м}^3/\text{м}^3$. Склад газів майже чисто метановий з домішками діоксиду вуглецю CO_2 і азоту N_2 , добові дебіти однієї свердловини по газу досягають $6 000 \text{ м}^3$, річний видобуток – до 36 млн м^3 .

Видобуток ведеться вилученням газонасиченої води на поверхню з виділенням газу в дегазаторах. Відпрацьовану воду спочатку скидали в море, але екологічні наслідки змусили повертати її назад в пласт. У 60-х роках ХХ століття видобуток водорозчинного газу забезпечував біля 30 % потреби Японії. Попутно видобувався йод (до 80 % потреби). Нині активно ведеться видобуток рідких елементів (бром, літій, рубідій, цезій, калій, магній тощо).

Запаси водорозчинних газів у пластових водах розповсюджені і в Україні: у Харківській, Дніпропетровській, Донецькій, Сумській, Луганській, Полтавській, Чернігівській, Черновецькій, Івано-Франківській, Львівській та Закарпатській областях і АР Крим. Загальні балансові запаси цих родовищ в Україні складають 35 887 млн м³ або 41 965 тис. тонн умовного палива [69].

Перспективними є три добре відомих родовища, на яких є свердловини безпосередньо біля споживачів. До таких родовищ відносяться Русько-Комарівське газо-геотермальне родовище (Закарпатська обл.), Північне – Сивашське геотермальне родовище (АР Крим), Гадячське газоконденсатне родовище (Полтавська обл.).

Русько-Комарівське родовище розташоване у північно-західній частині Закарпатської області на території Ужгородського району. Основне значення мають два артезіанських басейна: Верхньобаденське і Нижньосарматське. Всього на родовищі пробурено 8 свердловин. Дебіт газу складає 180 – 220 тис. м³/добу. Температура термальної води 93 – 96°C. Запаси газу цього родовища визначені в об'ємі 2 145 млн м³, енергетичний потенціал двох свердловин складає 140 МВт електричної потужності і 1,0 МВт теплової.

Північне-Сивашське родовище складає 13 МВт електричної і 20 МВт теплової енергії.

На родовищі пробурено 28 свердловин. У селищі Медведівка створена перша в Україні когенераційна геотермальна установка на базі двох свердловин. Вона виробляє 770 кВт теплової потужності і 60 кВт електричної енергії.

Гадячське газоконденсатне родовище розкрито двома свердловинами. Термальні води цього родовища мають температуру 110 – 130°C на глибині 4 500 – 5 200 м. Газонасиченість термальних вод досягає 5 500 м³, загальні запаси складають 310·10⁶ м³. Вміст газу метану – 90 %. Дебіт газу складає 1 300 – 1 600 м³/добу. Створення на родовищі когенераційної установки дозволить одержати 6 МВт електричної і 10 МВт теплової потужності.

Електроенергетичний потенціал когенераційних установок можна визначити за формулою (МВт·год/рік)

$$Ne = 0,28 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi_e \cdot W_p \cdot Q_n^p,$$

де φ_e – електричний коефіцієнт корисної дії установок;

Q_n – нижня теплотворна здатність газу;

W_p – річні витрати газу, м³/рік,

$$W = \frac{B}{T}$$

де B – балансові запаси газу, м³;

T – термін розробки родовища, роки.

Теплоенергетичний потенціал (Гкал/рік):

$$Nm=0,24 \cdot 10^{-6} \cdot Wp \cdot \psi_m \cdot QH^P \cdot (1-\varphi_e),$$

де ψ_t – коефіцієнт використання складної теплоти.

Об'єм умовного палива, потрібного для вироблення розрахункових величин електро- і теплоенергетичного потенціалу визначається за формулою:

$$P_3=Pe+Pm=(\gamma_e \cdot Ne \cdot 10^{-3} + \gamma_m \cdot Nm) \cdot 10^{-3}$$

де P_3 – загальний потенціал, еквівалентний кількості умовного палива, т у.п./рік;

γ_e – питомі витрати умовного палива на вироблення електроенергії, $\gamma_e=0,365$ кг/кВт·год;

γ_m – питомі витрати умовного палива на вироблення теплової енергії, $\gamma_m=173$ кг/Гкал.

Визначення методу видобування водорозчинних газів залежить чи є вони комплексним гідромінеральним джерелом, від глибини залягання, температури, наявності в районі видобутку промислової інфраструктури.

Видобування газоміщуючої води на земну поверхню виправдано тільки у разі попутного використання теплової енергії і вилучення рідких металів (йоду, бром, стронцію, рубідію, літію, цинку, кальцію, оксидів магнію тощо).

При вилученні із газонасичених вод тільки газів підйом їх на поверхню і закачування назад на горизонт дегазованої води у глибинні горизонти економічно тільки при дуже великих значеннях газового фактора і при термічній і вибуховій дії на пласт.

В інституті “Укргазпроект” розроблено технологію використання ефекту висолювання газонасиченої води. Збільшення засоленості пластової води викликає її дегазацію (рис. 7.19). Виконується буріння свердловини через пласт кам'яної солі і до підшови водогазозносного пласта. Свердловина закріплюється обсадною колоною, яка перфорована (пробиті отвори у стінці) в інтервалі пласта кам'яної солі. В обсадну колону свердловини спускається ліфтова (водовидавальна) колона труб. У міжтрубному просторі над покрівлею водоносного пласта монтується циркуляційний клапан. Устя свердловини обладнується превентором, оголовком і монтується водовід і газовід до найближчої установки газу (УКПГ).

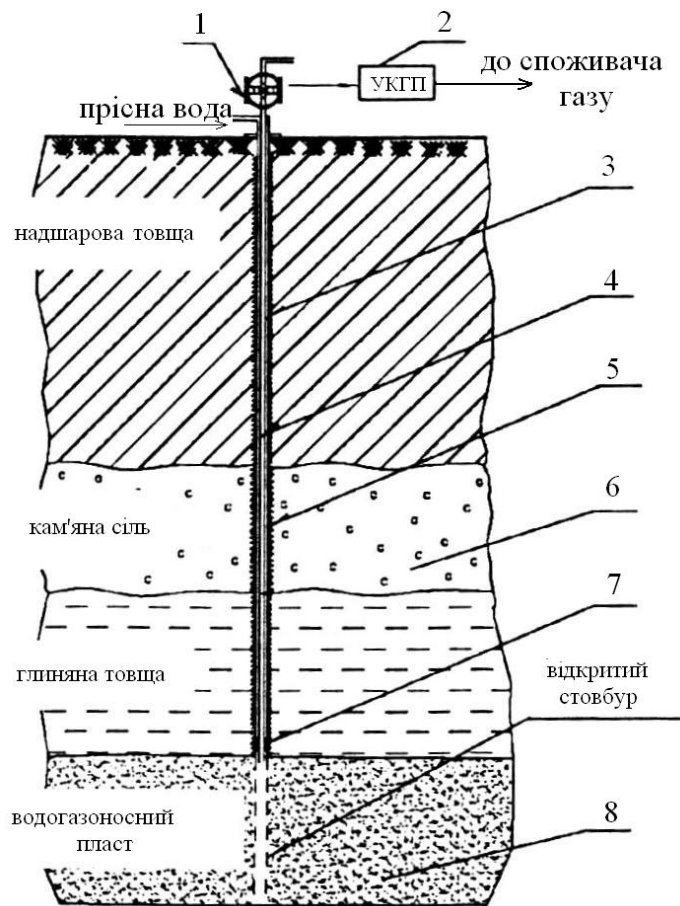


Рисунок 7.19 – Схема використання ефекту висолювання для видобування горючих газів із газонасичених підземних вод: 1 – оголовок свердловини з превентором; 2 – установка комплексної підготовки газу (УКПГ); 3 – обсадна колона з затрубною цементацією; 4 – ліфтова (відкачка) сосно розташована колона труб; 5 – інтервал перфорації обсадної колони; 6 – пласт кам'яної солі $NaCl$; 7 – циркуляційний клапан; 8 – водонасичений газонасичений пласт

Працює установка наступним чином. У міжтрубну порожнину надходить прісна вода, яка в інтервалі перфорації насичується кам'яною сіллю $NaCl$ і далі рухається у водонасичений пласт у вигляді розсолу. Підвищена мінералізація води збільшує ефект виділення газу у вільну фазу. Газ через ліфтову колону труб поступає до устя свердловини і далі на УКПГ, де він буде очищуватись від домішок і транспортуватись до споживачів. Відділена вода від газу повертається в пласт по міжтрубному простору. Під час інтенсивного виходу газу подача розсолу може бути скорочена чи повністю зупинена до падіння тиску в пласті, що також сприятиме виділенню газу у вільну фазу.

Використання такого джерела, як водорозчинний газ, запаси якого у нафтогазових покладах України досягають 30 трлн m^3 , може значною мірою зменшити енергозалежність держави і збільшити видобуток гідромінеральної сировини. Такий газ доцільно застосувати для вироблення електро- і теплоенергії в газотурбінних установках з утилізацією теплоти відхідних газів у котлах – утилізаторах, або в установках, що працюють у парогазовому циклі.

Перспективний енергетичний потенціал газо-геотермальних родовищ оцінюється величинами: електричний – 4,5 млн МВт·год на рік, тепловий – 20 млн МВт·год на рік [70].

Після закінчення відпрацювання газонасичених родовищ рекомендується використовувати геотермальне тепло надр Землі із глибоких експлуатаційних свердловин. При видобуванні нафті і газу також можна використати тепло Землі через свердловини, які відпрацювали свій ресурс. На рис. 7.20 наведена принципова технологічна схема використання теплової енергії, де як проміжний теплоносіє застосовується повітря, вода чи інертні гази.

Температура надр Землі на глибинах 3 – 5 км складає 120 - 180°C і більше і розподіляється у стовбурі свердловини згідно з температурним градієнтом для місцевого регіону. В деяких аномальних районах (Карпати, Донбас, Крим і ін.) вона досягає 300 – 400°C на глибинах понад 6 – 7 км. Для виключення забрудненості проміжних теплоносіїв мінералізованими підземними водами передбачається перфорировану зону свердловини на колишньому експлуатаційному пласті перекривати цементною заглишкою.

Використання тепла, акумульованого в надрах Землі, забезпечує теплопостачання населених пунктів, прилеглих до газонасичених родовищ.

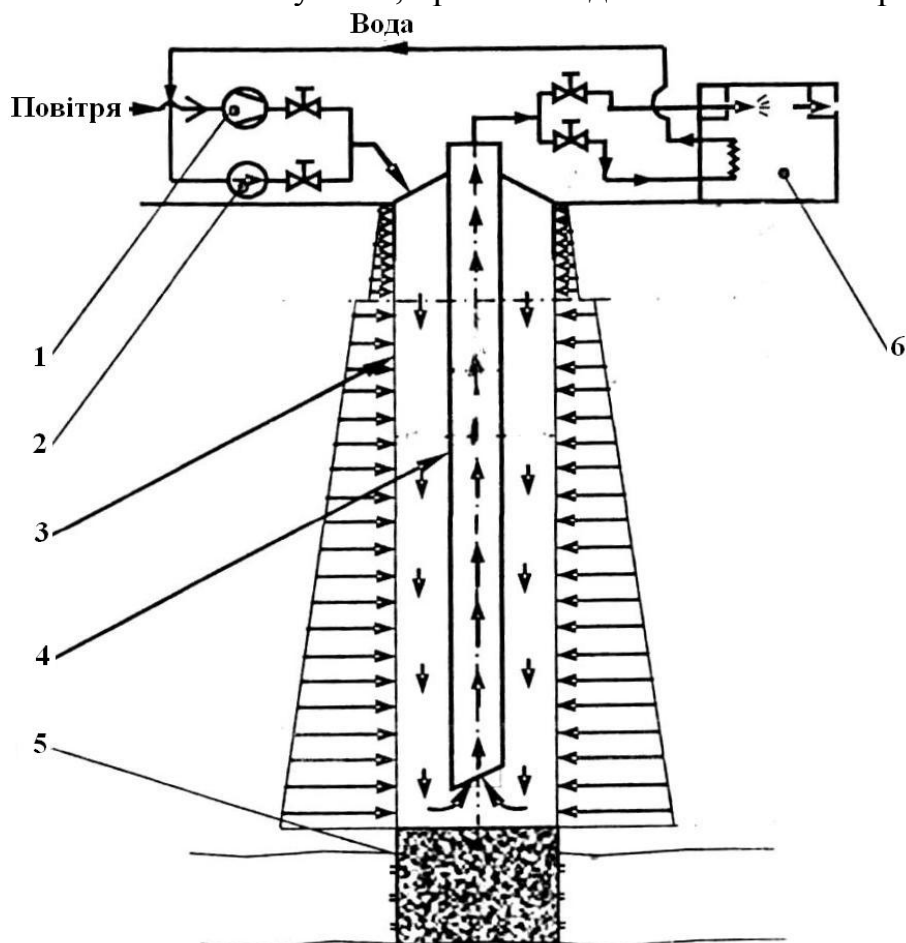


Рисунок 7.20 – Технологічна схема утилізації геотермальної енергії на відпрацьованих свердловинах: 1 – компресорна установка; 2 – циркуляційний насос; 3 – геотермальна свердловина; 4 – ліфтова колона труб; 5 – цементний заглишник; 6 – споживач теплової енергії

ВИСНОВКИ

За часів Радянського Союзу енергетика України була зорієнтована на застосування первинних енергоносіїв (природного газу, нафти, вугілля), запаси яких обмежені і ціни на які невинно зростають. У цих умовах особливу актуальність набувають пошуки шляхів вироблення енергії із відновлюваних джерел. В останні роки цей напрямок приваблює велику увагу в більшості розвинутих країн. Кожна тисяча кіловат-годин електроенергії, яка вироблена із відновлюваних джерел, у середньому запобігає викидам в атмосферу 4,2 кг твердих частинок, 5,65 кг оксидів сірки, 1,76 кг оксидів азоту, а кожна вироблена гікалорія тепла – 0,2 кг твердих частинок, понад 3 кг оксидів сірки і біля 1 кг оксидів азоту.

Економічна криза, яка спіткала Україну, велика залежність народного господарства від імпорту первинних паливно-енергетичних ресурсів гостро ставить питання про їх економічне раціональне використання. Енергоресурсозбереження стає одним із основних факторів виходу держави із створеної ситуації.

Державна політика України з енергоресурсозбереження передбачає суттєве розширення об'єктів використання нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії. Вже в найближчі роки повинна бути забезпечена економія традиційних паливно-енергетичних ресурсів на рівні 8 – 10 % від їх загального споживання [71]. Завдяки цьому можуть бути зекономлені значні об'єми традиційних енергоносіїв і коштів із державного бюджету на їх одержання по імпорту.

Відповідно до Стратегії розвитку нетрадиційної енергетики в країнах Європейського Союзу «WhitePaper» до 2015 р. біомаса бути покривати біля 74 % загального внеску відновлюваних джерел енергії, що складатиме біля 9 % загального споживання первинних енергоносіїв [72].

Тому, мабуть, біомаса буде забезпечувати найбільш потужний сектор використання відновлюваних джерел енергії. В результаті виконаних досліджень розроблено технічні рішення з використання викидного тепла вихідного вентиляційного струменя та компресорних установок гірничих підприємств на основі теплонасосних і когенераційних технологій та визначено показники їх ефективності.

Відповідно до розроблених схем складено математичні моделі формування режимів роботи теплоутилізаційних установок, які реалізовано у вигляді комп'ютерних програм.

Відмінність запропонованого схемного рішення з утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя для нагрівання свіжого повітря, що прямує в шахту, полягає в тому, що передача тепла здійснюється за допомогою проміжного теплоносія (води) та ефективних контактних теплообмінників – форсунок камер, які забезпечують передачу великих теплових потоків при малих температурних напорах. На основі математичного комп'ютерного моделювання отримано залежності теплової потужності, що відбирається від вихідного вентиляційного струменя, та кінцевої температури свіжого повітря,

що подається в шахту, від його початкової температури; встановлено, що при постійній витраті проміжного теплоносія ці залежності є практично лінійними.

Показано, що за рахунок тепла, що відбирається від вихідного струменя, можна забезпечити потрібний нагрів свіжого повітря до $+2^{\circ}\text{C}$ при початковій температурі останнього до мінус $16-18^{\circ}\text{C}$. В умовах, типових для шахт Донбасу, утилізована теплова потужність сягатиме $8000-1200$ кВт. Це технічне рішення є вельми ефективним. Його реалізація дозволить отримати економічний ефект понад 3900 тис. грн при терміні окупності капітальних затрат $1,2$ року.

Утилізація тепла вихідного вентиляційного струменя з метою отримання гарячої води за допомогою теплонасосної технології є також ефективним засобом. Встановлено, що енергетична ефективність установки залежить від температури охолодженої у випарнику теплового насоса води і досягає максимуму при охолодженні води приблизно до 12°C . При цьому можливо утилізувати теплову потужність понад 5000 кВт і забезпечити теплопродуктивність теплонасосної установки понад 6500 кВт. Очікуваний термін окупності капітальних затрат у цьому випадку – 4 роки.

Розроблено математичні моделі, комп'ютерні програми та проведено моделювання режимів роботи турбокомпресорних установок, що працюють за різними схемами утилізації тепла, що відводиться від стиснутого повітря. Розглядалися схеми прямого нагріву холодного теплоносія води в високотемпературних секціях повітроохолоджувачів, теплонасосної та когенераційної технологій утилізації тепла.

Аналіз результатів моделювання показує, що:

- при застосуванні схеми прямого нагріву в умовах турбокомпресора К-250 може бути утилізовано 1250 кВт теплової потужності, що відводиться від стиснутого повітря, та отримано до $10,5-12,5$ кг/с гарячої води з температурою $42-45^{\circ}\text{C}$ при її початковій температурі 18°C ;

- при застосуванні теплонасосної системи охолодження компресорів теплова потужність, що відводиться від стиснутого повітря, може бути утилізована повністю і в умовах турбокомпресора К-250 складатиме до $1400-1500$ кВт, а теплопродуктивність теплового насоса при цьому буде $1700-2000$ кВт. При температурі одержуваної гарячої води 50°C зміна температури води системи охолодження турбокомпресора від 5 до 30°C призводить до збільшення коефіцієнта трансформації тепла теплового насоса від $3,7$ до $7,0$. При цьому вартість вироблення стиснутого повітря знижується майже в 2 рази. Очікуваний економічний ефект від впровадження цієї технології складає близько 3100 тис. грн на рік;

- при застосуванні когенераційної технології утилізації тепла стиснутого повітря в умовах турбокомпресора К-250 при роботі теплоутилізаційної теплосилової установки за конденсаційним циклом може бути отримано до 195 кВт електричної потужності, а при роботі за теплофікаційним циклом – до 28 кВт електричної і 960 кВт теплової потужності потенціалу ГВП. Кількість виробленої електроенергії залежить від глибини

охолодження стиснутого повітря в утилізаційних секціях повітроохолодників і набуває максимуму при температурі повітря на виході з цих секцій 66 – 68°C.

Сьогодні можна стверджувати, що широкий розвиток теплових насосів є не хвилею кон'юнктури, а наслідком планових зусиль з раціоналізації споживання енергії й охорони довкілля.

Джерелами теплоти для теплового насоса можуть бути:

- повітря (зовнішнє, вентиляційне);
- відхідні гази, тобто вторинні енергоресурси;
- вода (підземна, приповерхова, наземна (озера, моря та ін.),
- ґрунт, порода;
- сонячна радіація.

Принципові схеми теплопостачання на основі теплових насосів, які використовують низькопотенціальне тепло довкілля, наведені на рис. 1. Вибір оптимальної системи теплозабезпечення при застосуванні ТН-установок може здійснюватись за критерієм оптимальності Морона [73] :

$$M\varepsilon = \frac{\sum n \cdot C_n \cdot Q_n + 3n}{\sum E_i},$$

де C_n , Q_n – вартість і річне споживання ексергії із зовнішніх джерел;

3_n – річні капітальні витрати в n-му елементі;

E_i – річні витрати ексергії для одержання i-го продукту.

Таким чином, задача оптимізації зводиться до пошуку екстремуму функції

$$M^{opt} = \min M\varepsilon.$$

Вартісна функція має вигляд

$$D = \sum \varphi_m + \sum \varphi_m \cdot M - \sum \varphi_p \cdot M + R$$

де D – дохід;

φ_m і φ_m – тариф (в грошових одиницях) на одиницю палива T і продукту

P , що сформувалися на ринку;

φ_m – дисконтовані капітальні витрати від M ;

R – постійна вартість залишку як функція від досконалості проекту.

Оптимальна система постачання гарячої води на базі використання теплоти каналізаційних стоків і теплових насосів наведена на рис. 2.

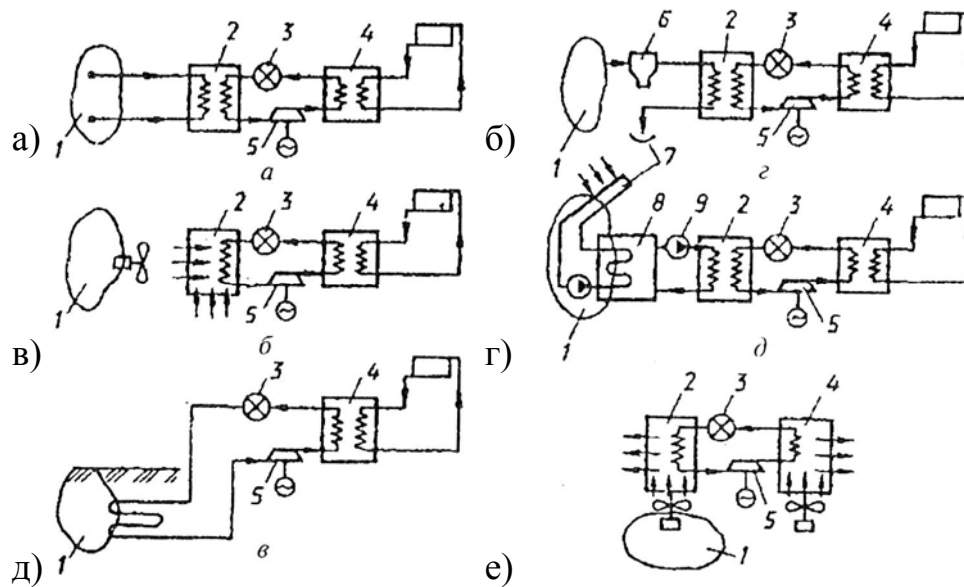


Рисунок 1 – Схеми теплонасосного теплопостачання, які використовують джерела низькопотенціальної теплоти навколишнього середовища: а – вода водоймів (морів, озер, річок); б – повітря, яке видаляється із споруд (для теплопостачання); в – підземні води; г – стічні господарські води; д – сонячна радіація; е – повітря, яке видаляється із споруд (для повітряного опалення): 1 – низькопотенціальне джерело теплоти; 2 – випарник; 3 – регулювальний вентиль; 4 – конденсатор; 5 – компресор; 6 – відстійник; 7 – геліоприймач; 8 – акумулятор; 9 – насос.

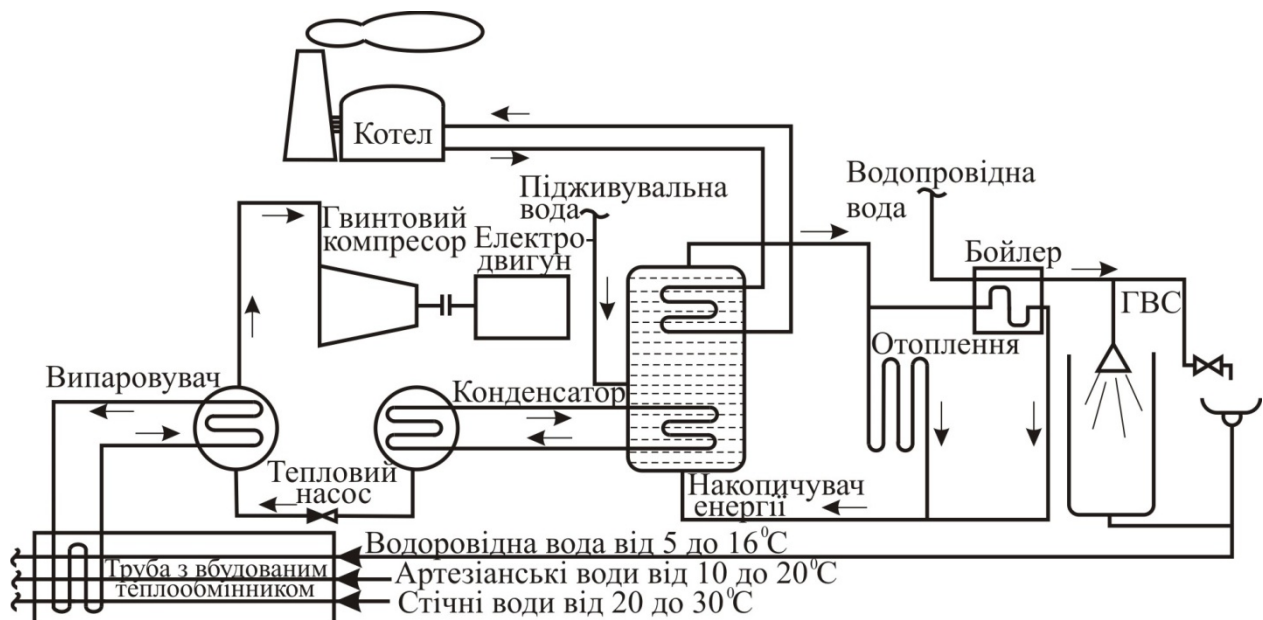


Рисунок 2 – Схема опалення і гарячого водопостачання з використанням каналізаційних стоків, артезіанської води, теплового насоса і котельні; ГВС – гаряче водопостачання

Основними стримувачами розширення практичного застосування ТН-установок в Україні є відносно високі капіталовкладення на створення систем і відсутність в діючих нормативних актах пільгових умов для їх створювачів і споживачів (винагороди за енергозбереження і відповідне зменшення небезпечних викидів, пільгові тарифи, податкові канікули на термін окупності тощо).

У більшості випадків за наявності джерел низькопотенціальної теплоти є ключовим фактором, що визначає експлуатаційні характеристики ТН-систем. Джерело повинно мати високу температуру упродовж опалювального сезону, бути досить потужним, мати необхідні теплофізичні характеристики, не вимагаючи суттєвих інвестицій і витрат на обслуговування. Побічним вимогам найбільш відповідають теплота Землі, підземна вода, комунальні стоки, вентиляційні потоки підземних споруд тощо.

Одним із найбільш ефективних, а навіть і єдиним засобом утилізації теплоти вторинних і відновлюваних енергетичних ресурсів, є теплові насоси, які дають можливість значно зменшити використання первинного палива для виробництва низько потенціальної теплоти і тим самим зменшити забруднення довкілля.

Тепловий насос, як і холодильна машина, реалізує зворотний термодинамічний цикл, переносячи теплоту від менш нагрітого тіла до більш нагрітого за рахунок витрачання первинної електричної або теплової енергії відповідно до другого закону термодинаміки. Так виникає теплогенеруюча система «породний («грунтовий») масив – тепловий насос». Найбільш раціонально цю систему застосовувати для об'єктів з невисоким термодинамічним потенціалом – для опалення і гарячого теплопостачання. Очевидним інженерним рішенням є використання для цього вертикальних породних і горизонтальних ґрунтових теплообмінників. Створюється основна і незмінна у часі зона добутку підземної теплоти, яка визначається ромбовидним розташуванням свердловин і різновидами горизонтальних трубних теплообмінних споруд.

Відомо, що когенераційні технології дають можливість реалізувати ефект енергозбереження – збільшення ефективності використання первинного палива при сукупному виробництві електричної, механічної і теплової енергії. Це реалізується шляхом корисного використання теплоти, яка скидається у навколишнє середовище. Тому когенераційні установки в порівнянні з установками, які виробляють тільки електроенергію, мають більший коефіцієнт використання енергії палива та низьку переваг. Однак при поширенні їх на комунальну сферу виникають проблеми з використанням теплоти в літній час, коли її потреби суттєво зменшуються. Одним із шляхів використання такої теплоти для подальшого тепло забезпечення є сезонне (протягом 180 діб влітку) акумулювання теплоти з метою подальшого її використання в опалювальний сезон за допомогою теплонасосних технологій. Таким чином можна реалізувати технологічний ланцюг: «когенераційна установка – породний чи ґрунтовий акумулятор – система вилучення на основі теплового насосу».

Була вирішена інженерна задача з реалізації літнього акумулювання за допомогою теплообмінників вертикального типу «труба в трубі». Зовнішня сталева труба має діаметр 220 мм з товщиною стінки 5 мм і довжиною 30 м та внутрішня – діаметром 150 мм з товщиною стінки 5 мм з поліуретану, довжиною 29,7 м. Матеріал внутрішньої труби необхідно брати з малою теплопровідністю для того, щоб зменшити теплопередачу між вхідним (вниз вертикального трубного теплообмінника) і вихідним (вгору) потоками води, а матеріал зовнішньої труби навпаки, щоб збільшити тепловіддачу з породного масиву.

Таким чином, основною перевагою ТН-установок у порівнянні з виробництвом теплоти в традиційних енергокотлах є те, що за допомогою теплоносіїв можна виробити аналогічну кількість теплоти, використавши 2/3 залишкової теплоти низькотемпературного потенціалу і 1/3 електроенергії, що витрачається на роботу компресора ТН-установки.

У Російській Федерації були виконані розрахунки переваг ТН-установок у порівнянні з традиційними системами тепlopостачання житлово-комунальних підприємств. При вартості природного газу 2 крб.20коп. за 1 м³ і використанні ТН-установок експлуатаційні витрати в 3,71 рази менші, ніж при електропідігріванні, в 1,95 рази менше, ніж для вугільної котельні, в 1,42 рази менше, ніж для газової котельні і в 2,35 рази менше, ніж для мазутної котельні [74]. На рис. 3 наведено порівняння систем тепlopостачання при використанні теплових насосів з існуючими джерелами теплової енергії. Як бачимо, тепло насосні системи з відновлюваними джерелами енергії найбільш ефективні. З урахуванням світових тенденцій на зростання ціни на нафту і газове паливо ефективність цим систем постійно зростатиме. Тому однією з актуальних завдань є організація в Україні виготовлення теплових насосів необхідних потужностей і відповідних енергетичних характеристик.

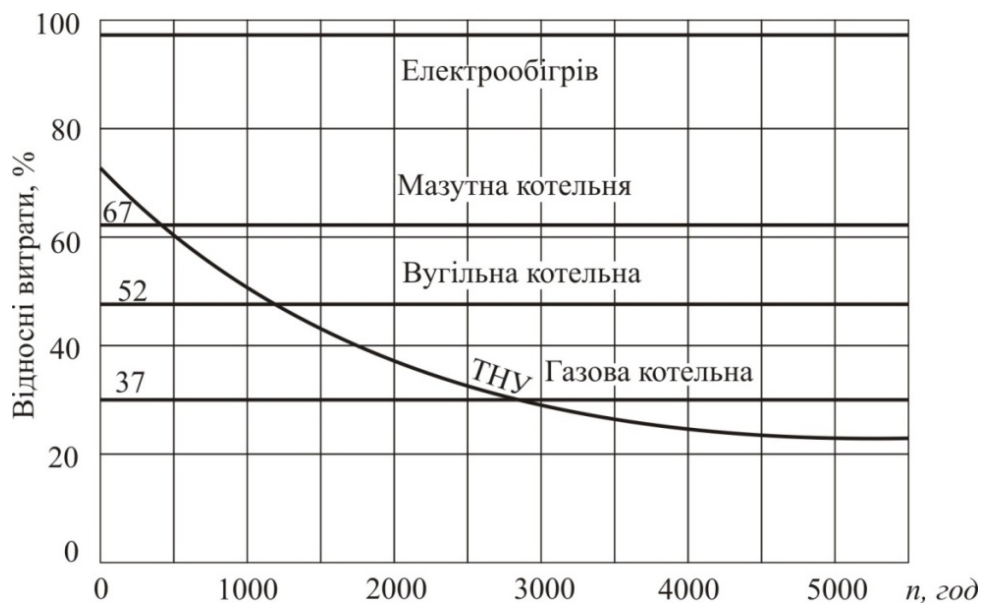


Рисунок 3 – Графіки порівняння систем тепlopостачання при заміні тепловою насосною установкою (ТНУ) існуючих джерел теплової енергії

Інститутом технічної теплофізики НАН України і ТОВ «Сантехнік ЛТД і Ко» виконані розрахунки економічного ефекту впровадження ТН-установок у порівнянні з підігріванням систем опалення електричним котлом готельного комплексу з використанням методів дисконтованих грошових потоків [75]. Оцінка економічної ефективності системи теплопостачання з допомогою теплових насосів із застосуванням методів чистої дисконтованої вартості, дисконтованого терміну окупності та внутрішньої рентабельності показала, що теплонасосна система теплопостачання дійсно є реальною альтернативою електроопаленню.

При однаковому виробленні теплоти витрати електроенергії в 3,5 рази менші, ніж для електропаливної установки.

Додаткові капітальні витрати на створення теплонасосної системи теплопостачання окупляться за рахунок економії електричної енергії в термін 4 – 8 років. Економія витрат на електроенергію при застосуванні теплових насосів складе 84,123 тис. грн на рік.

Аналіз сучасних нетрадиційних технологій показав, що найбільш перспективною областю теплопостачання є системи з використанням сонячної енергії невичерпним і екологічно чистим джерелом енергії. Температурний потенціал сучасних колекторів невеликий і складає приблизно 50 – 70⁰ С. Енергію з таким потенціалом раціонально використовувати для комунального теплопостачання. Нерівномірність сонячного випромінювання не дає можливості повноцінного використання цього джерела цілорічно. Пік інтенсивності сонячної радіації настає на теплий період року з квітня до вересня. А опалювальний сезон (180 діб) співпадає з найменшим надходженням сонячної енергії. Тому виникає необхідність використання сонячної радіації в комплексі з теплою породного (грунтового) масиву і геотермальної енергії.

Математичне моделювання породного акумулювання розрядження теплоти за допомогою трубних систем, в яких циркулює проміжний теплоносій (наприклад, вода), встановило низьку ефективність роботи одиночних теплообмінних пристроїв. Суттєво підвищити потенціал теплоти породного чи грунтового масиву можна тільки при створенні зустрічно направлених теплових потоків, розмістивши в породі групу свердловин-теплообмінників. Тому створення комбінованих установок для теплопостачання в комунальній сфері (особливо у віддалених регіонах країни) надасть можливість зекономити органічне паливо і знизити об'єми викидів небезпечних і парникових газів (окислів сірки, азоту, вуглекислого газу тощо). Найбільш ефективно застосування установок з використанням породних і грунтових теплообмінників для опалення і гарячого теплопостачання і кондиціонування гірничих підприємств, котеджів чи невеликих поселень.

Тепло Землі і сьогодні залишається енергією майбутнього. З урахуванням подальшого вивчення природи і ресурсів геотермальної енергії буде створена ефективна технологія її видобування із надр, яка забезпечить дійсно широке використання глибинного тепла.

У 1963 р. в Парижі була створена перша циркуляційна система видобутку тепла порід природних пористих шарів для опалення і кондиціонування повітря у

приміщеннях. У 1982 році у Франції працювало вже 25 і проектувалось ще 30 таких геотермальних систем [76]. В Росії побудована Мутковська ГеоТЕС на природній парі Камчатки, в Ханкальській долині біля м. Грозний побудована ГЦС. У Краснодарському краї експлуатується 12 геотермальних родовищ, де пробурено 79 свердловин з температурою теплоносія на усті 75 – 110°C і теплової потужності до 5 МВт. Зараз в цьому краї реалізується проект створення геотермального теплопостачання селища Розовий в комплексі з геліоустановками і тепловими насосами.

До структурної схеми системи геотермального теплопостачання входять (рис. 4):

- дві геотермальні свердловини (3Е, 4Е) з загальним дебітом 1718 м³/добу з підвищувачами тиску насосами і баками;
- магістральні теплові мережі від свердловин до центрального теплового пункту (ЦТП) загальною протяжністю 1,6 км;
- центральний тепловий пункт потужністю 5,28 МВт з теплообмінним і насосним обладнанням;
- геліотеплонасосна установка продуктивністю 10 – 20 м³/добу при температурі гарячого теплопостачання 55° С;
- розподільчі теплові мережі діаметром 32 – 150 мм загальною протяжністю 12 км;
- зливний трубопровід відпрацьованої геотермальної води діаметром Ду=200мм;
- насосна станція аварійного витрачання;
- трансформаторна підстанція 150 КВТ;
- мережі електропостачання 10 – 0,4 кВ;
- автоматизована система управління системою геотермального теплопостачання.

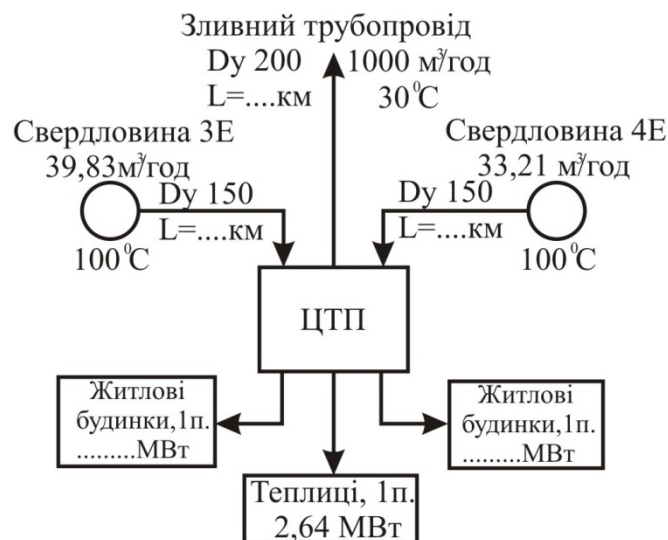


Рисунок 4 – Принципова схема геотермального теплопостачання

Залишкове тепло геотермальної води після нагрівання проміжного теплоносія системи тепlopостачання селища подається в теплообмінники теплиць, які працюють з температурним графіком $60 - 30^{\circ} \text{C}$. Охолоджена геотермальна вода скидається в існуючий ставок, а в подальшому передбачено її повернення через свердловини в продуктивний горизонт надр Землі.

Для відновлення внутрішньопластового тиску геотермального родовища в літній час передбачено включення в експлуатацію геліоустановки для гарячого водопостачання з тепловими насосами «повітря-вода» для підігрівання в похмуру погоду. На рис. 5 наведена схема даної геліотеплонасосної установки з фотоелектричним приводом насосів. Сонячні колектори розташовані на навісі на висоті 3,5 – 4,2 м над землею. Для електропостачання циркуляційних насосів геліоустановки передбачені фотоелектричні перетворювачі потужністю 1 кВт.

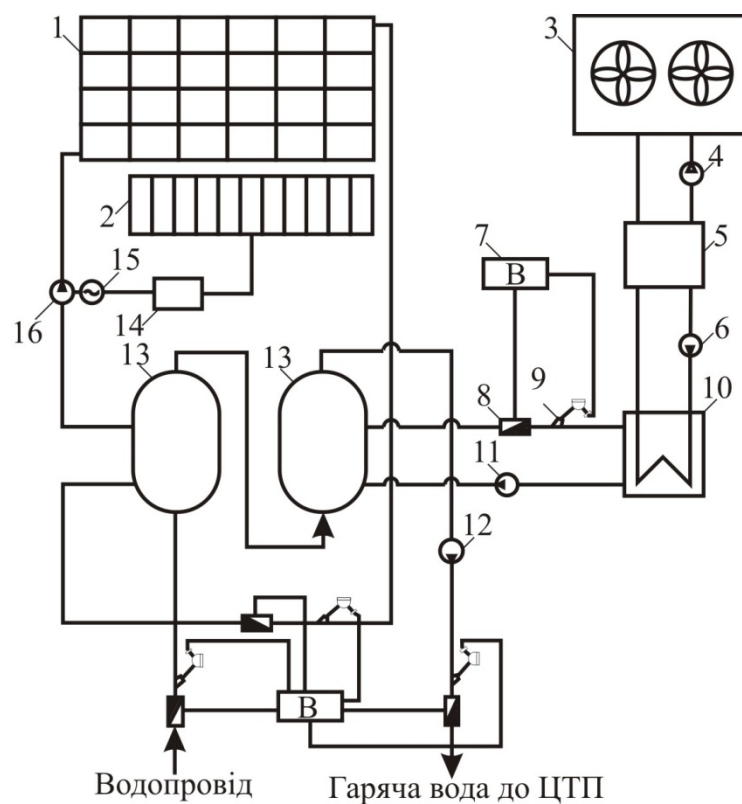


Рисунок 5 – Структурна схема геліотеплонасосної системи тепlopостачання: 1 – сонячні колектори; 2 – фотоелектричні перетворювачі енергії; 3 – вентилятори; 4 – насос контуру ТН-установки; 5 – ТН-установка; 6 – насос теплообмінника; 7 – термометр; 8 – витратомір; 9 – термодатчик; 10 – термообмінник; 11 – насос контуру теплообмінника; 12 – насос гарячого водопостачання; 13 – бак-акумулятор; 14 – інвентор фотоелектричного перетворювача; 15 – електродвигун; 16 – насос геліоконтру

Таким чином, для створення енергозберігаючих технологій необхідно використовувати комплексні можливості декількох альтернативних екологічно чистих джерел енергії, серед яких сонце, порода (грунт) і геотермальна енергія на базі тепло насосного циклу.

Технологічні схеми комплексного використання альтернативних джерел дозволяють значно підвищити енергетичну ефективність установок і економічні показники.

Вихідний із шахт, рудників, метрополітенів і інших підземних споруд вентиляційний потік має немалу кількість надлишкової по відношенню до навколишнього середовища теплової енергії. Для великих шахт Донбасу такий потенціал оцінюється значенням $9,1 \cdot 10^4$ МВт·год/рік. Ця енергія безповоротно втрачається при викидах шахтного вентиляційного струменя в атмосферу.

Одним із найбільш перспективних видів енергозберігаючого й екологічно чистого автономного теплопостачання є широке використання теплонасосних установок для утилізації теплоти викидів місцевої вентиляції шахт. Застосування ТН-установок для теплопостачання від утилізації тепла вентиляційних потоків буде супроводжуватись відчутним енергозберігаючим, екологічним і природоохоронним ефектами.

Такі системи зменшать споживання енергії шахтами із міської мережі на цілі опалення та кондиціонування майже в 3 рази.

Серед відновлюваних джерел енергії провідну роль займає біомаса (дрова і відходи деревини, сільськогосподарські відходи і ін.), тому головні країни світу розширюють використання цієї нетрадиційної продукції. Після першої енергетичної кризи (1973 – 1975 рр.) в Європі виник інтерес до вирощування енергетичних культур – рослин, які спеціально використовуються як біомаса як палива.

Біомаса з плантаціями енергетичних культур (солома, лузга соняшника, відходи деревини і ін.) використовується для одержання електричної і теплової енергії (пряме спалювання, сумісне спалювання з викопним паливом, газифікація), виробництва біогазу, гранул, брикетів. Найбільш перспективним сьогодні є сумісне спалювання з вугіллям, виробництво гранул, біогазу тощо).

Україна має великий потенціал вирощування і використання енергетичних культур. Економічні показники проектів з вирощування енергетичних культур можуть бути покращені за рахунок впровадження відповідних державних субсидій, які рекомендовані Кіотським протоколом для всіх країн.

Сучасна світова практика державного будівництва орієнтується виключно на сталий розвиток енергетики [78]. Всесвітній форум – 92 в Ріо-де-Жанейро прийняв Рамочну конвенцію про зміни клімату, яка передбачає обмеження негативного впливу на природне середовище і, на разі, викидів парникових газів сучасними теплоенергетичними установками.

Перспективи розвитку енергетики у світових масштабах були розроблені International Institute for Applied Systems Analysis (IASA) разом з World Energy Council (WEK). На основі результатів цих досліджень визначені тенденції, які будуть мати місце в енергетиці 21-го століття [79] :

- переваги будуть віддані високоякісним видам палива і ефективному використанню розгалуженої інфраструктури (нафто- і газогонам, потужним і локальним енергосистемам);

- інфраструктура буде залишатись основою енергетичної системи, а потреби в її розширенні зростатимуть;
- буде відбуватись відхід від використання нафти і газу за рахунок кам'яного вугілля, зростання частки якого на світовому ринку енергоносіїв передбачається до 40 %;
- виробництво штучних палив, газу і в перспективі водню із природного газу, вугілля і біомаси буде найважливішим на ринку нових технологій;
- зростатиме роль децентралізованих технологій одержання енергії місцевого призначення, особливо в розвинутих регіонах із розгалуженим сільським господарством;
- найменш ризикованою стратегією буде спрямування до сучасних технологій: газових турбін, паливних елементів (батареї) і фотобатарей, які з часом будуть також важливими, як зараз електромотори і дизельні двигуни;
- увага буде сконцентрована на технології виробництва й експлуатації енергії та її інфраструктури, що перевищує 50 років, тому неправильне визначення стратегії сьогодні може мати непередбачені негативні наслідки для України;
- новою методологією в розробці стратегії буде орієнтація на ефективні технології і обов'язків облік всіх вагомих ризиків.

В Україні також відбуваються пошуки свого пріоритетного шляху: від мораторію на ядерну енергетику до її пріоритетного розвитку, від стабілізації виробництва електроенергії на теплоелектростанціях у межах “газової” паузи до переорієнтації на майже виключне використання вугілля. В зв'язку з цим розробляються заходи з переобладнання окремих блоків теплових електростанцій для спалювання вітчизняних низькосортних вугілля.

До числа вагомих ризиків необхідно віднести в першу чергу екологічні. Встановленим фактором є зростання на планеті викидів в атмосферу діоксиду вуглецю, метану, які викликають загоряння екологічної кризи (“парникового ефекту”). Для України необхідний комплексний моніторинг, спрямований на недопущення перевищень встановлених квот на викиди парникових газів (Київський протокол і Конвенція про зміни клімату). Необхідно впроваджувати серед населення погляди, що передбачають енергозберігаючий підхід. Створення умов для реалізації ефективних рішень повинно призвести до розвитку додаткових комбінованих (когенераційних) систем у виробництві тепла й електроенергії. Це створить об'єктивні умови для розвитку малої ефективної енергетики і в перспективі зростання потенціалу нетрадиційної енергетики, яка працює в автономному режимі. Наведені потужності допоможуть в короткий час зняти навантаження в енергосистемі України у пікові години. Наприклад, у Волинській обл. провадиться створення маневрових потужностей на місцевих вугіллях шахт м. Нововолинська і на торфі Маневичського району.

Таким чином, перспектива сталого розвитку енергетики України залежить від ефективності механізмів, які стимулюють цей розвиток, і від правильного вибору курсу.

Таким чином, перспектива сталого розвитку енергетики України залежить від ефективності механізмів, які стимулюють цей розвиток, і від правильного вибору курсу. Орієнтирами вибору курсу є перспективи світового розвитку енергетики:

- подальший розвиток енергетики на основі енерго- і ресурсозберігаючих технологій;

- орієнтація на власні енергоресурси;

- виконання обмежень щодо викидів в атмосферу парникових газів на рівні 1990 р. згідно з Кіотським протоколом.

Особливе значення в реалізації програми із створення стійкої енергетики має цілеспрямована діяльність з енергозбереження – впроваджувати вторинні і відновлювані ресурси. Створення енергетичних потужностей з їх використання ефективним і високорентабельним виробництвом.

Для значного розширення потенціалу газової енергетики необхідно вирішити комплекс питань, пов'язаних з газифікацією низькосортних вугіль, рослинної біомаси, органічних відходів. При цьому можна одержувати широкий асортимент енергоємної товарної продукції: при газифікації вугілля – цінну сировину для виробництва хімічних товарів і будівельних матеріалів; при газифікації рослинної біомаси і значної частини органічних відходів – добрива і ін. Сьогодні на виробництво цієї продукції витрачається досить велика кількість тепла, електроенергії і природного газу. Таким чином, можна досягнути не тільки підвищення коефіцієнта корисної дії за рахунок ефективності енергетичного обладнання, який спалює газ, але й покращити коефіцієнт корисної дії економіки за рахунок одержання нової товарної продукції.

За попередніми оцінками, тільки на Волині, яка має 683 тис. га лісу, щорічно заготовлюється 640 тис. м³ деревини і 275 тис. м³ дров. На лісосіках в процесі переробки лісоматеріалів спалюється чи залишається загнивати біля 100 тис. м³ деревних відходів [80], а з 1 м³ деревної тріски у спеціальному газифікаторі можна одержати кількість газу, який еквівалентний 35 м³ природного газу або 15 кг моторного палива [81].

Звичайно ці підходи повинні лягти в основу визначення стратегічного курсу і механізму, який стимулює стійкий розвиток енергетики України. В цьому плані може бути наведений інтерес компенсаційного механізму [82] досягнення відповідності між поглинальним потенціалом навколишнього природного середовища і викидами в атмосферу парникових газів (діоксиду вуглецю і ін.). Це відбувається за рахунок скорочення рівня викидів діоксиду вуглецю в атмосферне повітря внаслідок переходу на енергоощадливі, маловідходні технології і відновлювані джерела енергії, а також завдяки збільшенню поглинального потенціалу за рахунок висадження лісів і підвищення біопродуктивності навколишнього середовища.

Такі еколого-економічні зв'язки будуть стимулювати, з одного боку, перехід народного господарства на маловідходні й енергоощадливі технології, а з другого – на збільшення лісних угідь, кардинальне підвищення продуктивності земель і відповідне зростання на них біопродукції. При цьому

досить важливо приділити увагу розвитку поглинаючого потенціалу до економічно обґрунтованого максимального рівня, підтримці лісових екосистем у найбільш продуктивних стадіях вирощування.

Наведений механізм створює методичну основу спланованого виведення держави на рівень, де спрацьовує потенціал самоорганізації, яка орієнтована на стійкий її розвиток.

Такий процес може ефективно регулюватись економічними діями: підтримкою за рахунок інвестицій пріоритетних і екологічно безпечних галузей та створення жорсткої політики відносно безперспективних підприємств, які руйнують природне середовище. Для України, яка має високопродуктивні землі і знаходиться в зоні сприятливого клімату, такий підхід може бути досить привабливим.

Реалізація компенсаційного механізму зможе забезпечити функціонування енергетики України в стійкому режимі. Для цього необхідно розробити довготривалу концепцію розвитку енергетики, що забезпечує її енергоносіями й електроенергією, а також всебічне впровадження енергозберігаючої технології, максимальне впровадження вторинних і відновлюваних джерел енергії. З урахування світових тенденцій слід сконцентрувати зусилля на забезпечення енергетики природним і штучним газом, повніше задіяти існуючий потенціал транспортних систем енергоносіїв і електроенергії, приступити до широкого створення гнучких технологій, які дозволять ефективно використовувати всі види енергоносіїв (вугілля, біомасу, біогаз і ін.) і одержувати при цьому високоякісну продукцію (енергію, добрива, хімічну продукцію, будівельні матеріали і ін.), а також забезпечити підтримку розвитку ефективних локальних систем енергопостачання, в першу чергу, які базуються на відновлюваних джерелах енергії. Необхідно спрямувати інвестиційну й інноваційну політику виключно на підтримку маловідходних, енергоощадливих і екологічно безпечних галузей промисловості.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Проблеми сталого розвитку України [Текст] : – К.:БМТ, 1998. – 402 с.
2. Півняк Г.Г. Об эффективности электроснабжения современных карьеров [Текст] / Г.Г.Півняк, Ф.П Шкрабець – Горный журнал. – 2009 – №11 – С.45 – 49.
3. Фальштинський В.С. Удосконалення технології свердловинної підземної газифікації вугілля (СПГВ) [Текст] / В.С. Фальштинський. – Д.:НГУ; 2009. – 131 с.
4. Півняк Г.Г.Розвиток методу послідовної корекції з використанням нечіткого керування для електроприводу обертання [Текст] / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов – Технічна електродинаміка. – 2009. – № 3: С. 59 – 65.
5. Установка утилізації тепла турбокомпресорного агрегату [Текст]: пат. 44172 України/ автори: Булат А.Ф., Чемерис І.Ф., Оксень Ю.І., Радюк М.В. 25.09.2005. Бюл. №18.
6. Пат.України №39694. Коренераційна система з використанням тепла енергетичних об'єктів [Текст] : А.Ф., Чемерис І.Ф., Оксень Ю.І., Радюк М.В. 25.08.2009. Бюл.№16.
7. Чемерис И.Ф.Утилизация бросового тепла газопоршневых установок на базе низкокипящих рабочих тел [Текст] /И.Ф. Чемерис, Ю.И. Оксень, М.В. Радюк – Геотехническая механика. – 2008. – Вып.80. – С.163 – 168.
8. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах [Текст]. – М.: Недра, 1986. – 447 с.
9. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт [Текст] / МакНИИ; Утв. Минуглепромом СССР 15.08.1989. – Макеевка-Донбасс, 1989. – 320 с.
10. Шемаханов М.М. Отопление шахтных стволов. [Текст] / М.М. Шемаханов – М.: Госгортехиздат, 1960. – 204 с.
11. А.с. 1432245. СССР, МКИ E21F3/00. Устройство для подогрева шахтного воздуха / В.Г. Франк, Ю.И. Левиант, Г.В. Ляхович, Т.И. Пирич. / – № 4080806/22-03; заявл. 12.07.86; Опубл. 23.10.88, Бюл. №39. – с.
12. А.с. 1378463. СССР, МКИ E21F3/00. Шахтная установка кондиционирования воздуха / В.Б. Скрыпников, В.С. Мочков, В.И. Могилевский, Ю.В. Наннес. / – № 4044376/22-03; заявл. 28.03.86;
13. Зимин Л.Б. Теплонасосная утилизация энергии исходящих вентиляционных потоков угольных шахт [Текст] / Л.Б. Зимин:// Промышленная теплотехника. – 2004. – Т.26. – № 3. – С. 68 – 76.
14. Калугин П.В. Применение теплонасосных установок [Текст] / П.В Калугін // Тепловые насосы. Энергосбережение, экология, эффективность: Сб. докл. Первой Международной конференции, Львов, 2007. – Днепропетровск, 2007. – С. 48-87. [Текст] / О.Я. Кокорін.
15. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1978. – 265 с.
16. Цейтлин Ю.А. Пневматические установки шахт [Текст] / Ю.А. Цейтлин, В.А. Мурзин. – М.: Недра, 1985. – 351 с.

17. Герасименко Г.П. Комплексное использование пневматической энергии при отработке глубоких месторождений [Текст] / Г.П Герасименко. – М.: Недра, 1971.
18. Проект установки для использования тепла станции холодильных установок и компрессорной станции шахты им. Ф.Э. Дзержинского ПО "Артемуголь" [Текст] / Днепрогипрошахт, 1979. – Арх. № 111053.
19. Цейтлин Ю.А. Установки для кондиционирования воздуха шахт [Текст] / Ю.А Цейтлин. // М.: Недра, 1974. – 168 с.
20. Пятничко В.А. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии на компрессорных станциях [Текст] / В.А. Пятничко, Т.К. Крушневич, А.И. Пятничко. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – №4. – С. 3 – 6.
21. Чемерис И.Ф. Использование энергетического потенциала шахтной вентиляционной струи [Текст] / И.Ф. Чемерис, Ю.И. Оксень, Б.В. Бойкий // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. – 2006. – Вып. 67. – С. 359 – 370.
22. Карпис Е.Е. Тепловой расчет камер орошения кондиционеров с применением коэффициентов эффективности теплообмена [Текст] / Е.Е. Карпис. // Водоснабжение и санитарная техника. – 1960. – № 9.
23. Карпис Е.Е. Инженерный теплотехнический расчет форсуночных камер [Текст] / Е.Е. Карпис. // Водоснабжение и санитарная техника. – 1967. – № 5. – С. 27 – 29.
24. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. [Текст] / А.В Нестеренко. – М.: Высшая школа, 1971. – 460 с.
25. Зусманович Л.М. Оросительные камеры установок искусственного климата. [Текст] / Л.М. Зусманович. – М.: Машиностроение, 1967. – 119 с.
26. Андреев Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах. [Текст] / Е.И. Андреев. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 192 с.
27. Перельштейн В.В., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. [Текст] / В.В. Перельштейн, Е.Б. Парушин. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984. – 232 с.
28. Самуся В.И., Оксень Ю.И., Радюк М.В. Оценка эффективности теплонасосной технологии утилизации тепла воздушных турбокомпрессоров. [Текст] / В.И. Самуся, Ю.И. Оксень, М.В. Радюк. // Науковий вісник Національного гірничого ун-ту: Наук.-техн. журн. – 2010. – № 6 (116). – С. 78 – 82.
29. Патент України на корисну модель № 44172 МПК (2009); F04B 1/00. Установка утилізації тепла турбокомпресорного агрегату / А.Ф. Булат, І.Ф. Чемерис, Ю.І. Оксень, М.В. Радюк; Ін-т геотехн. механіки НАН України. – Заявка # 2009 02764 25.03.2009. – Опубл. 25.09.2009, Бюл. № 18.
30. Данилова Г.Н. Теплообменные аппараты [текст] / Г.Н. Данилова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 302с.
31. Крейт Ф. Основы теплопередачи [Текст] / Ф. Крейт, У.Блек. – М.: Мир, 1983. – 521с.

32. Фролов Н.М. Температура Земли [Текст] / Н.М. Фролов. – М.: Недра, 1971. – 119 с.
33. Денисова А.Е. Модель комплексной альтернативной системы теплоснабжения [Текст] / А.Е. Денисова, А.С. Мазуренко, Ю.К. Тодорцев. – Экотехнологии и ресурсосбережения. – 2000. – № 5. – С.8 – 12.
34. Российские энергоэффективные технологи [Текст] // Энергоэффективные технологи производства электроэнергии (технологи ТУРБОКОН). – 2001. – 35 с.
35. Табаченко Н.М. Геотехнологія – горная наука о сбалансированном освоении георесурсов [Текст] / Н.М. Табаченко. – Уголь Украины. – 2000. – № 6. – С.3 – 7.
36. Плеханов В.И. Украина на пороге широкого использования тепловых насосов [Текст] / В.И. Плеханов. – Сб. докл. конф. “Тепловые насосы. Энергосбережение, экология, эффективность”. -Львов, 2007. - С.109 – 124.
37. Мацевитый Ю.М. Альтернативная система теплоснабжения на базе тепловых насосов [Текст] / Ю.М. Мацевитый, Н.Б. Чиркин, В.Н. Остапчук. – Энергоснабжение, энергетика, энергоаудит. – 2007.- № 8.- С.201 – 206.
38. Кузнецов С.В. Опыт применения поршневых двигателей для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии [Текст] / С.В. Кузнецов. – Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 3. – С.27 – 31.
39. Гульянц Г.М. Противовыбросовое оборудование скважин [Текст] / Г.М. Гульянц. – М.: Недра, 1983 – 329 с.
40. Павленко В.П. Выбор конструкции скважин, предназначенных для нагнетания теплоносителя в пласт [Текст] / В.П. Павленко, Л.Г.Чичеров. – М.: ВНИИО ЭНГ, 1979. – 370 с.
41. Даффи Д. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии [Текст] / Д.А.Даффи, У.А. Бекман. – М.: Мир, 1987. – 420 с.
42. Геліотехнічні установки для опалення і гарячого водопостачання [Текст] / ЦНТІ Держгромадянбуд. – К.: 1992. – 44 с.
43. Байрамов Р.Б. Разработка и исследование аккумуляторов тепла для систем солнечного тепло – хладоснабжения [Текст] / Р.Б. Байрамов, А.Д. Давлетов, А.А. Петрова. – Изв. АНТССР – 1985. – №3. С.3 – 6.
44. Левенберг В.Д. Аккумулирование тепла [Текст] / В.Д. Левенберг, М.Р. Ткач, В.А. Гольстрем. – Киев: “Техника”, 1991. – 112с.
45. Табаченко Н.М. Когенерация энергоносителей – технология 21-го века [текст] / Н.М. Табаченко. – Уголь. – 2001. – №12. С.47 – 50.
46. Такахаси Есно. Разработка специальных материалов – ключ к решению проблемы аккумуляирования скрытой тепловой энергии [Текст] / Есно Такахаси.// Нахонно кагаку то гидзюну. – 1988. – 23, 213. – С.61 – 67.
47. Naumann R., Emons H.Salzhydrate als latentwarmes – peichermaterialien [Текст] / R. Naumann, H. Emons.// Sitzungsberichte der Adw der DDR. – №3, – 1986. S.31 – 44.

48. Рабинович М.Д. Инженерный метод расчёта солнечной радиации, падающей и поглощённой коллектором [Текст] / М.Д. Рабинович. – Гелиотехника, – 1982. – № 4. – С.7 – 9.
49. Волеваха М.М. Энергетические ресурсы климата Украины [Текст] / М.М. Волеваха, Н.И. Гойса. – Киев: Наук. думка, 1987. – 132с.
50. Заключение и рекомендации XV Конгресса Мирового энергетического совета [Текст] / Теплоэнергетика. – 1993. – №6. – С.2 – 8.
51. Янтовский Е.И. Энергетическая диаграмма преобразования энергии [текст] / Е.И. Янтовский. – Теплоэнергетика, – 1986. – №2. – С.65 – 67.
52. Frasnkel D., Levy M.A Solar Thermochemical Pipe Base don the CO₂:CH₄(1:1).System // Solar Energy. – 1983. – Vol.8, №10. – P.813 – 819.
53. Хараенко Н.В. Индивидуальные солнечные установки [Текст] / Н.В. Хараенко. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 208с.
54. Девіс А. Альтернативні природні джерела енергії в будівельному проектуванні [текст] / А. Девіс, Р. Шуберт. – К.: Техніка, 1993. – 117 с.
55. Заколей С. Солнечная энергия в строительстве [Текст] / С. Заколей. – М.: Стройиздат, 1979. – 209 с.
56. Накорчевский А.И. Теплоавтономный дом как альтернатива коммунальной теплоэнергетики [Текст] / А.И. Накорчевский – Энергосбережение. – 2007. – №4. – С. 2 – 6.
57. Амерханов Р.А. Математическое и физическое моделирование задачи энергосбережения [Текст] / Р.А. Амерханов, Б.Х. Драганов. – Сб. научн. статей НАУ. – 2002. – Вып. 10. – С. 7 – 14.
58. Hober T. RuchcieplawymieniRi. [Текст] / T. Holber. – Warszawa: WNT, 1981. – 309 p.
59. Булгаков В.М. Математическое и физическое моделирование задачи энергосбережения в сооружениях защищенного грунта [Текст] / В.М. Булгаков, Б.Х. Драганов, Р.А. Амерджиев. – Сборник научных статей НАУ. – 2002. Вып. 10. – С. 7 – 14.
60. Beiqan A., Tsatsaronts G., Moran M. Thermal Design and Optimization. – New York: I. Wiley, 1996. – P. 241.
61. Долінський А.А. Стан та перспективи розвитку когенерації в Україні [текст] : Первая в Украине Международная конференция «Когенерация в промышленности и коммунальной энергетике»/ А.А. Долінський, О.І. Чайка. – Киев, – 2004. – С. 195 – 198.
62. Табаченко Н.М. Ветроэлектрическая станция на закрываемых шахтах [текст] / Н.М. Табаченко. – Уголь. – 2002. – №12. – С.22 – 24.
63. Кириченко И.И. О возможности использования нетрадиционных источников энергии на шахтах [Текст] / И.И. Кириченко – Энергосбережение. – 2008. – №9. – С. 24 – 25.
64. Малышева Н.А. Ветроэнергетические станции [Текст] / Н.А. Малышева, В.М. Ляхтер. – М.: ин – т “Гидропроект”, 1988. – 281 с.
65. Мацевитый Ю.М.Использование тепловой энергии терриконов [Текст] / Ю.М. Мацевитый, А.И. Ценципер – Энергоснабжение. – 2008. – №10. – С.20 – 23.

66. Алексеев В.В. Леса топливного назначения [Текст] / В.В. Алексеев, Т.М. Красовская. – Вестник Московского ун-та. Сер. География. – 1995. – №4. – С.21 – 26.
67. Гелетуха Г.Г. Використання місцевих видів палива для виробництва енергії [Текст] / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Желєзна, Ю.Б. Матвєєв, М.М. Жовнір – Промислова теплотехніка. – 2006. – Т. 26. – №2. – С. 85 – 93.
68. Фомина Л.Н. Неисчерпаемый источник газа [Текст] / Л.Н. Фомина – Газовая промышленность. – 2007. – №10. – С. 112 – 116.
69. Объяснительная записка к “Карте растворимых газов подземных вод нефтегазоносных провинций СССР” [Текст]. – М.: ВНИИ газ. – 1985. – 82 с.
70. Государственный баланс запасов полезных ископаемых Украины на 01.01.2001 г. Газ природный. Геоинформ [Текст]. – Киев. 2002. – 500 с.
71. Ковалко М.П. Энергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України [Текст] / М.П. Ковалко, С.П. Денисюк. – Київ: УЕЗ, 2005. – 506 с.
72. Energy for the future: renewable sources of energy. White paper for a community strategy and action plan. – Bruxelles, 1997. – 53 p.
73. Moron M. Bejan A., Tratsaronis G. Thermal Design and Optimisation // I.Wiley / - New – York / - 1996.
74. Горшков В.Г. Тепловые насосы. – Справочник промышленного оборудования [Текст] / В.Г. Горшков. – М., 2004. – №2. – С. 48 – 80.
75. Городничий В.Е. Экономическая эффективность системы отопления на базе теплового насоса малой мощности [Текст] / В.Е. Городничий, Д.В. Сорока, Б.И. Басюк. – Экотехнологии и ресурсосбережение. 2006. №4. – С.56 – 63.
76. Geothermal Energy. Bureau de Recherches Geologique set Minerres. Orleans Cedex, France, 1981.
77. Бутузов В.А. Геотермальная система теплоснабжения с использованием солнечной энергии и тепловых насосов [Текст] / В.А. Бутузов, Г.В. Томаров, В.Х. Шетов. – Энергосбережение. 2006. – №3. – С.68-70.
78. Геєць В.М. Реструктуризація економіки в контексті переходу України на принципи сталого розвитку [Текст] / В.М. Геєць. – Проблеми сталого розвитку України. – Київ: БМТ, 1998. – 402 с.
79. Найважливіші заходи в енергетиці. Міжвідомча аналітично-консультативна рада з питань розвитку продуктивних сил та виробничих відносин [Текст]. – Київ: Кабінет Міністрів України. – 2002. – 33 с.
80. Енергія заощадження збагачує Волинь // Голос України. – 2000. – 17 серпня (№149).
81. Долинский А.И. Теплоэнергетика – кладезь финансовых ресурсов [Текст] / А.И. Долинский, В.П. Косач – Зеркало недели. – 1999. – №3. – С. 10.
82. Буравльов Е.П. Нова екологічно-економічна політика [Текст] / Е.П. Буравльов – Екотехнології і ресурсозбереження. – 1998 – №3. – С. 33 – 37.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНІ НАПРЯМИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЙ ПЕРЕТВОРЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ В МЕХАНІЧНУ ТА ЕЛЕКТРИЧНУ	5
1.1 Напрями розвитку технологій перетворення теплової енергії в механічну і електричну, способи її зберігання та акумуляції	5
1.2 Створення нових принципів утилізації викидної низькопотенціальної теплоти на гірничих підприємствах	15
1.3 Когенерація енергоносіїв – передова технологія виробництва ресурсів	22
РОЗДІЛ 2 НАУКОВІ ОСНОВИ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТА КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ВИКИДНОГО ТЕПЛА НА ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВАХ	34
2.1 Основні джерела та шляхи використання викидного тепла на гірничих підприємствах	34
2.2 Дослідження ефективності використання тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітроподавальних стволів	37
2.2.1 Схемне рішення з утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітроподавальних стволів	37
2.2.2 Математична модель процесів у форсункових камерах	38
2.2.3 Математична модель формування теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту	40
2.2.4 Гідравлічний режим установки прямого нагрівання свіжого повітря, що подається в шахту	42
2.2.5 Моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту	43
2.2.6 Економічна ефективність теплоутилізаційної установки нагрівання свіжого повітря, що подається в шахту	47
2.3 Дослідження ефективності теплонасосної технології використання тепла вихідного вентиляційного струменя	49
2.3.1 Схеми теплоутилізаційної установки	49
2.3.2 Математична модель формування режимів роботи теплоутилізаційної установки	49
2.3.3 Вибір робочих тіл теплових насосів та рівнянь для розрахунку їх термодинамічних параметрів	53
2.3.4 Моделювання режимів роботи теплонасосної установки, що утилізує тепло вихідного вентиляційного струменя	61
2.3.5 Економічна ефективність утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя з метою отримання гарячої води	64
2.4 Дослідження ефективності утилізації тепла турбокомпресорів ...	66
2.4.1 Основні схемні рішення з утилізації тепла турбокомпресорів ...	66
2.4.2 Математична модель формування режимів роботи турбокомпресора	69

2.4.3 Математична модель і алгоритм розрахунку режимів роботи повітроохолодників	72
2.4.4 Моделювання режимів турбокомпресора при утилізації тепла з метою отримання гарячої води за схемою прямого нагріву	77
2.4.5 Дослідження ефективності теплонасосної утилізації тепла, що відводиться від стиснутого повітря	80
2.4.6 Дослідження ефективності когенераційної утилізації тепла турбокомпресорів	86
РОЗДІЛ 3 СТВОРЕННЯ ПРИНЦИПІВ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ПІДЗЕМНИХ ВОД ДЛЯ ОПАЛЕННЯ І ВОДОПОСТАЧАННЯ	95
3.1 Використання теплової енергії підземних вод	95
3.2 Основні параметри водопостачання й опалення від джерела підземних вод	95
РОЗДІЛ 4 ГЕОТЕРМАЛЬНІ СИСТЕМИ ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГОНОСІЇВ	103
4.1 Геотермальна енергія – великий ресурс надр Землі	103
4.2 Буріння свердловин для видобутку геотермальної енергії	104
4.3 Технологічні схеми розкриття геотермальних родовищ	108
4.4 Устьове обладнання геотермальних свердловин	115
4.5 Перспективні теплонасосні схеми геотермальної енергетики	117
4.6 Видобування і використання тепла Землі в комплексі з технологією підземної газифікації вугілля в традиційних енергоустановках	125
РОЗДІЛ 5 ЕНЕРГОЕФЕКТИВНА СИСТЕМА СОНЯЧНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	131
5.1 Використання сонячної енергії у найпростіших побутових геліосистемах	131
5.2 Промислові енергетичні геліоустановки	139
5.3 Акумулювання сонячного тепла	146
5.4 Проектування геліосистем	154
5.5 Сучасний підхід до використання теплових сонячних електростанцій	162
5.6 Переваги і недоліки сонячної енергетики	167
РОЗДІЛ 6 КОМПЛЕКСНА АЛЬТЕРНАТИВНА ГЕЛІОПОРОДНА СИСТЕМА ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ	169
6.1 Енергозберігаюча технологія на базі теплонасосного циклу	169
6.2 Системи теплопостачання на базі двох відновлюваних джерел енергії	172
6.3 Енергія ґрунтової породи в геліосистемах енергопостачання	175
6.4 Ефективність теплонасосної системи сонячного теплопостачання	178
6.5 Конструктивні особливості породних теплообмінників	182

РОЗДІЛ 7 НЕТРАДИЦІЙНА ЕНЕРГЕТИКА	
I ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ	192
7.1 Напрями розвитку енергетики	192
7.2 Альтернативна енергетика із вторинних відновлюваних джерел енергії	194
7.3 Породні гірничі відвали – джерело теплової енергії	198
7.4 Перспективи розвитку вітрової енергетики	201
7.5 Розвиток нетрадиційних технологій на основі біомаси	209
7.6 Сучасна воднева енергетика	217
7.7 Перспективний енергетичний потенціал газонасичених вод	221
ВИСНОВКИ	226
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	239
ЗМІСТ	244

Наукове видання

Табаченко Микола Михайлович
Самуся Володимир Ілліч
Дичковський Роман Омелянович
Фальштинський Володимир Сергійович
Оксень Юрій Іванович

**НОВІТНІ ПРИНЦИПИ ТЕПЛОАСОСНИХ
ТА КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ
ВИКИДНОГО ТЕПЛА**

Монографія

Друкується у редакційній обробці авторів

Підписано до друку 05.05. 2012. Формат 30x42/4
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 14,4
Обл.-вид. арк. 14,4 Тираж 300 пр. Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано
у Державному вищому навчальному закладі «Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06. 2004
49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.