

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ АКУМУЛЬОВАНОЇ В ГРУНТІ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В ТЕПЛОНАСОСНІЙ СИСТЕМІ ОПАЛЕННЯ

М. К. Безродний, доктор технічних наук, професор

Н. О. Притула, кандидат технічних наук, доцент

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

О. І. Тесленко, кандидат технічних наук, старший дослідник

Інститут загальної енергетики НАН України

К. Д. Сліжєвський, студент магістратури

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

E-mail: prytula.natalia@lil.kpi.ua

Анотація. Запропоновано теплонасосну схему для забезпечення теплопостачання будівлі, що протягом опалювального періоду року використовує енергію, яка сприймається у літній період сонячними колекторами, розташованими на цьому будинку, та накопичується у ґрунтовому акумуляторі. Проведено термодинамічний аналіз ефективності роботи теплонасосної системи опалення в поєднанні з вертикальним ґрунтовим теплообмінником при акумулюванні сонячної радіації в ґрунті в літній період та з подальшим вилученням цієї теплоти з ґрунту в опалювальний період. Визначено основні параметри роботи теплонасосної системи опалення (оптимальну швидкість теплоносія, мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії, дійсний коефіцієнт трансформації теплового насоса від місяця опалювального періоду) за допомогою балансових рівнянь при різних значеннях глибини свердловини та діаметра труби. Побудовано та проаналізовано графічні залежності показників енергетичної ефективності від визначальних параметрів роботи системи. Отримані співвідношення між параметрами можуть бути використані при обчисленні оптимальних умов роботи вертикального ґрунтового теплообмінника в теплонасосних системах низькотемпературного опалення з метою досягнення її максимальної енергетичної ефективності.

Ключові слова: тепловий насос, вертикальний ґрунтовий теплообмінник, сонячна енергія, сонячний колектор, низькотемпературна система опалення, енергетична ефективність

Актуальність. Енергозбереження нині займає одне з центральних місць у національних економічних концепціях та програмах багатьох країн світу [1,2]. Використання екологічно чистих нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії за допомогою теплових насосів (ТН) є ефективним та перспективним способом зменшення використання паливно-енергетичних ресурсів для опалення будівель. Теплота ґрунту може слугувати універсальним джерелом низькопотенційної теплоти, оскільки на глибині понад 5 м температура ґрунту залишається стабільною протягом року та відповідає середньорічній температурі атмосферного повітря, що в Україні становить 8...12 °С.

На території України все більше приділяється увага наявності екологічно чистого джерела енергії – сонячній інсоляції, яка є широко доступною і відповідає найвищим стандартам екології. Використання теплоти сонячного випромінювання можливе через безпосереднє вилучення з верхніх шарів ґрунту або за допомогою спеціальних пристроїв – сонячних колекторів (СК), які зазвичай мають плоску форму [3-5]. Збільшити тепловий потенціал ґрунту можна шляхом акумулювання теплоти сонячної енергії у літній період у ґрунтовому акумуляторі теплоти. Найбільш ефективним є використання U-подібного ґрунтового теплообмінника з погляду мінімальних витрат на його створення із-за простоти конструкції, легкості у монтажі та експлуатації, а також можливості забезпечення ним максимального температурного потенціалу акумульованої та видобутої теплоти. Таким чином, у опалювальний період накопичена в акумуляторі теплота може використовуватися у випарнику ТН для підігріву проміжного теплоносія [6-8].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ефективність використання сонячної енергії взагалі в будь-яких системах тепlopостачання залежить від багатьох факторів і в першу чергу від інтенсивності сонячного випромінювання, яка в свою чергу залежить від географічних і природних умов, пори року та часу світлового дня. Для загального аналізу можна використати дані, наведені в роботах [7-8], для північних районів України або Києва. Тоді, розподіл середньомісячної інтенсивності падаючої радіації на поверхню південної орієнтації, нахилену під

кутом 35° до горизонту, від місяця року можна представити у вигляді, як показано на рис. 1.

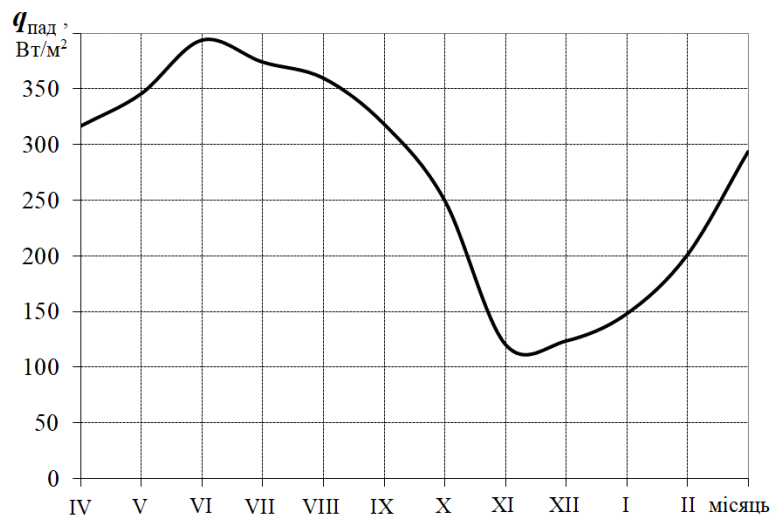


Рис. 1. Розподіл середньомісячної інтенсивності падаючої радіації від місяця

Представлені результати характеризують тільки надходження сонячної енергії протягом року і не характеризують рівень використання цієї енергії у споживача, оскільки він залежить від конструкції приймача (сонячного колектора) і режиму його роботи. Якщо прийняти конструкцію приймача у вигляді плоского СК і роботу його в режимі отримання нагрітої води для системи акумулювання теплоти сонячного випромінювання в ґрунтовому акумуляторі, то можна скористатись розрахунковими значеннями ККД сонячних колекторів, отриманими в тих же роботах [7-8] для визначення рівня корисно використаної сонячної енергії в літній (неопалювальний період року). З іншого боку, значення ККД сонячних колекторів в зимовий (опалювальний період року) були отримані в роботі [9] при різних значеннях температури теплоносія на виході з сонячних колекторів за умов подальшого використання нагрітого в СК теплоносія в теплонасосних системах опалення. За даними роботи [9] ці значення знаходяться в діапазоні $10...15^\circ\text{C}$, оскільки подальше збільшення температури теплоносія призводить до різкого зменшення ККД сонячного колектора. Тоді, отриманий рівень теплових потоків після сонячних колекторів і їх розподіл за місяцями протягом року може бути представлений у вигляді рис. 2а.

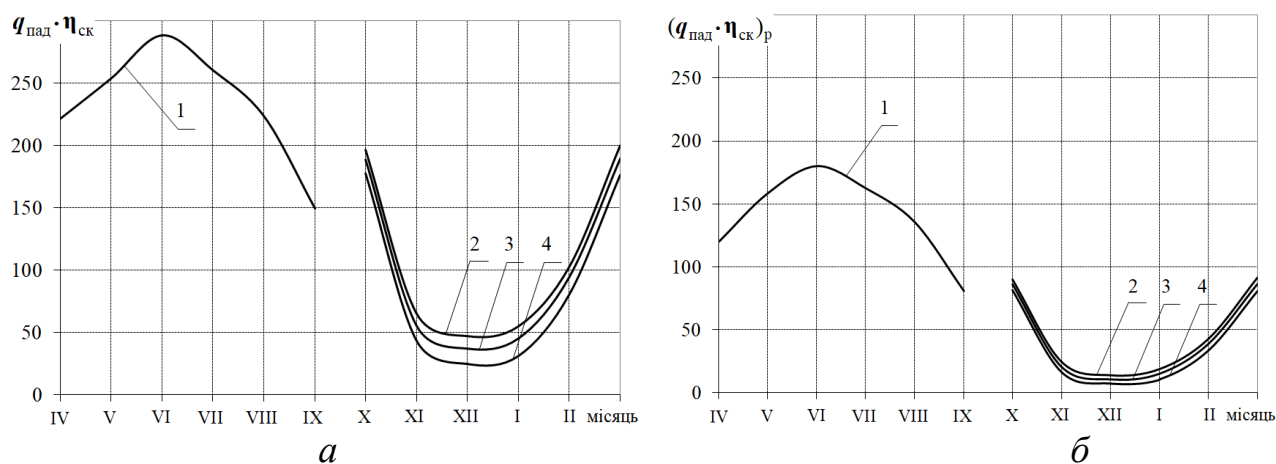


Рис. 2. Середньомісячний в денний час (а) та середньодобовий (б) тепловий потік від місяця:

1 – неопалювальний період року; 2, 3, 4 – температура теплоносія на виході з сонячного колектору $t_{СК}^{ВНХ} = 10; 12; 15$ °С опалювальний період

Представлені на рис. 2, а результати характеризують середньомісячні теплові потоки в денний час і не можуть задовольнити в зимовий час режим роботи таких споживачів як системи опалення, тим більше, що середні за добу теплові потоки будуть ще нижчі. Середньодобові показники можна отримати з урахуванням довжини світлового дня або кількості годин інсоляції в кожному із місяців року (таблиця 1) [7-8].

1. Кількість годин сонячної інсоляції від місяця

місяць	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	I	II	III	IV
$n(\tau_{інсол})$ годин	13	15	15	15	14	13	11	9	7	8	10	11	13

Тоді, середньодобові показники можна розрахувати за формулою

$$(q_{пад} \cdot \eta_{ск})_p = (q_{пад} \cdot \eta_{ск}) \cdot \frac{n(\tau_{інсол})}{24}, \quad (1)$$

а результати представити у вигляді рис. 2, б.

Отримані результати свідчать про катастрофічну різницю в теплових потоках, які можуть бути отримані від сонячного випромінювання в літній і зимовий час для подальшого корисного використання. З іншого боку, рівень теплових потоків в найбільш холодні зимові місяці настільки низький, що ставить під сумнів їх

використання в теплонасосних системах (ТНС) опалення, що буде видно з подальшого аналізу.

Аналіз безпосереднього використання сонячної енергії як нижнього джерела теплоти в ТНС опалення було виконано в роботі [9]. При цьому показано, що ефективне використання сонячної енергії в ТНС опалення в порівнянні з використанням природної теплоти ґрунту за допомогою горизонтального ґрунтового теплообмінника може бути *тільки в денний час*. Порівняно з використанням теплоти ґрунту за допомогою вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТО) аналогічні дані представлені на рис. 3, а.

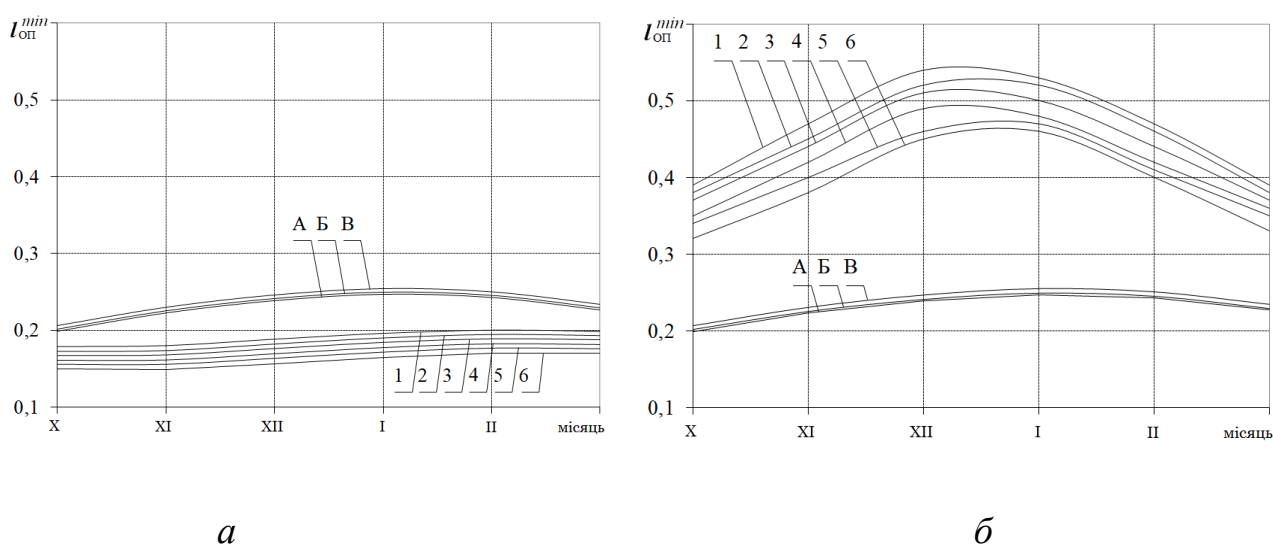


Рис. 3. Залежності середньомісячних в денний час (а) та середньодобових (б) мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від місяця роботи:

А, Б, В – вертикальний ґрунтовий теплообмінник, глибина якого дорівнює $L_{св} = 20; 50; 100$ м (при $t_t^p = 50$ °С). 1 – 6 – плоский сонячний колектор, температура теплоносія на виході з якого $t_{ск}^{вих} = 10; 11; 12; 13; 14; 15$ °С

Як впливає з рис. 3, а, питома затрата зовнішньої роботи на отримання одиниці теплоти, що подається в систему опалення в денний час, завжди менше відповідної роботи в ТНС з використанням теплоти ґрунту. Але якщо система опалення не має альтернативного джерела для забезпечення роботи в нічний час, то для забезпечення цілодобової роботи системи з тією ж тепловою потужністю ми маємо відповідно збільшити затрати зовнішньої енергії для накопичення теплоти в

баку-акумуляторі для роботи в нічний час, а питому роботу перерахувати за формулою:

$$l_p = l_{\text{оп}}^{\text{min}} \cdot \frac{24}{n(\tau_{\text{інсол}})} \quad (2)$$

Тоді отримаємо такі результати, які наведені на рис. 3, б.

Як впливає з рис. 3,б, питома затрата зовнішньої роботи стає більшою, ніж у випадку використання в ТНС опалення природної теплоти ґрунту, що свідчить про неефективність роботи системи з використанням тільки сонячної енергії. Звідси стає зрозумілим, що сонячна енергія може бути ефективно використана в ТНС опалення тільки шляхом попереднього акумулювання в літній період в ґрунтовому акумуляторі.

Метою дослідження є виконання термодинамічного аналізу ефективності використання акумульованої в ґрунті сонячної енергії в ТНС низькотемпературного опалення в поєднанні з ВГТО; визначення оптимального співвідношення між такими характеристиками системи як швидкість руху теплоносія в нижньому контурі ТНС, глибина свердловини та діаметра труби в залежності від умов роботи ВГТО (зміни питомого теплового потоку від ґрунту з урахуванням попередньо акумульованої теплоти в літній період); визначення переваг та недоліків роботи ТНС опалення; постановка нових задач для майбутніх досліджень.

Матеріали та методи дослідження. Принципова схема ТНС опалення з використанням попередньо акумульованої теплоти сонячного випромінювання в ґрунтовому акумуляторі представлена на рис. 4.

Надмірна теплота літньої сонячної інсоляції акумулюється у ґрунті за рахунок надходження підігрітого теплоносія у СК до ВГТО. У опалювальний сезон ця акумульована теплота використовується за допомогою теплового насосу для теплопостачання будинку. Перевагою такої системи є забезпечення теплової автономності будинку з погляду розміщення необхідного обладнання для його функціонування в зимовий період та відсутності необхідності здійснювати підключення до зовнішніх теплових мереж. Перехід від акумулювання до розрядки і навпаки здійснюється за рахунок маніпулювання регулюючими вентилями, що

зображенні на рис. 4. Таким чином, організація опалення будинку розділяється на два підцикли – акумулювання сонячної радіації в ґрунті протягом 6 теплих місяців (квітень – вересень), а потім вилучення її в опалювальний сезон (жовтень – березень) із підвищенням потенціалу до необхідної температури за допомогою ТН. Безперечно, що з санітарно-гігієнічної точки зору необхідно поєднувати роботу ТН з системою опалення "тепла підлога" з розрахунковою температурою гріючого теплоносія не вище 50 °С. У схемі передбачено також бак-акумулятор, який використовується для згладжування температурних коливань теплоносія протягом дня і забезпечує більш стабільну роботу ТН.

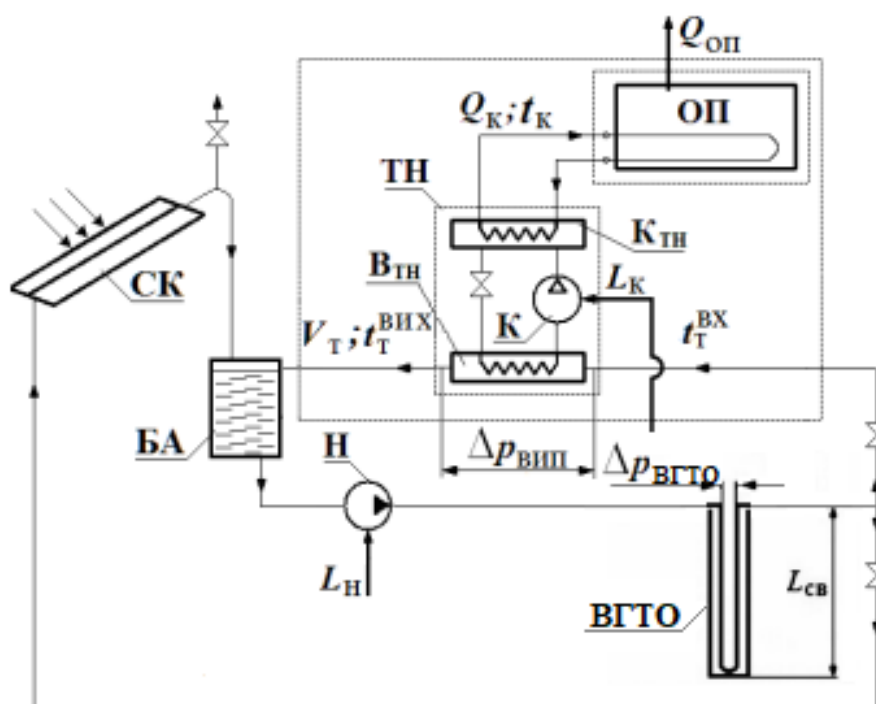


Рис. 4. Принципова схема теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням акумульованої сонячної енергії в ґрунті за допомогою вертикальних ґрунтових теплообмінників:

СК – сонячний колектор, БА – бак акумулятор, ВГТО – вертикальний ґрунтовий теплообмінник, $L_{св}$ – глибина свердловини, ОП – опалюване приміщення, ТН – тепловий насос, $K_{ТН}$ – конденсатор ТН, $V_{ТН}$ – випарник ТН, K – компресор, H – насос, L_K – робота приводу компресора ТН, L_H – робота приводу насоса

Термодинамічний аналіз ефективності роботи системи опалення.

Як показник термодинамічної ефективності обрано величину сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС водяного опалення, яка є відношенням затраченої

зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб опалення та може бути записана у вигляді [9]:

$$l_{\text{оп}} = (L_{\text{к}} + L_{\text{н}}) / Q_{\text{к}}, \quad (3)$$

де $L_{\text{к}}$, $L_{\text{н}}$ – затрати електроенергії на компресор ТН та на насос відповідно, кВт;
 $Q_{\text{к}}$ – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт.

Затрати енергії на компресор ТН

$$L_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} / (\varphi - 1). \quad (4)$$

Теплове навантаження випарника ТН можна визначити як

$$Q_{\text{вип}} = V_{\text{т}} \rho_{\text{т}} c_{\text{р}} (t_{\text{т}}^{\text{вх}} - t_{\text{т}}^{\text{вих}}), \quad (5)$$

де $V_{\text{т}}$ – об'ємна витрата теплоносія, м³/с; $\rho_{\text{т}}$ – густина, кг/м³; $c_{\text{р}}$ – ізобарна теплоємність, кДж/(кг·°С); $t_{\text{т}}^{\text{вх}}$, $t_{\text{т}}^{\text{вих}}$ – температура теплоносія (25 % водного розчину етиленгліколю) на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С.

Теплове навантаження випарника дорівнює тепловому потоку відведеному від ВГТО, визначення якого може бути представлено виразом:

$$Q_{\text{відв}} = Q_{\text{вип}} = w \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \rho_{\text{т}} c_{\text{р}} (t_{\text{т}}^{\text{вх}} - t_{\text{т}}^{\text{вих}}), \quad (6)$$

де w – швидкість руху теплоносія в ВГТО, м/с; $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби ВГТО, м.

А з іншого боку – без урахування нестационарності процесу тепловий потік ґрунтового теплообмінника визначається за співвідношенням:

$$Q_{\text{підв}}^{\text{ВГТО}} = q_{\text{г}} L_{\text{св}}, \quad (7)$$

де $q_{\text{г}}$ – поточне значення теплового потоку в конкретному місяці опалювального сезону при різних значеннях швидкості теплоносія в ВГТО, Вт/м [10]; $L_{\text{св}}$ – глибина свердловини ВГТО, м.

Тепловий потік, відведений від конденсатора $Q_{\text{к}}$ у виразі (3), визначається за рівнянням теплового балансу ТН

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}}. \quad (8)$$

Температуру теплоносія на виході з випарника ТН визначаємо прирівнявши між собою рівняння (6) і (7):

$$t_T^{\text{вих}} = t_T^{\text{вх}} - \frac{4q_\Gamma L_{\text{св}}}{w\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_T c_p}. \quad (9)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН ϕ визначається за формулою:

$$\phi = \eta_{\text{ТН}} \phi_T = \eta_{\text{ТН}} \left[1 - \frac{273 + t_T^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]^{-1}, \quad (10)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт корисної дії ТН, який згідно з [11] можна прийняти 0,6; ϕ_T – коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно; $\Delta t_{\text{вип}}$ – температурний перепад між потоками теплоносія й холодильного агента на виході з випарника ТН; Δt_k – температурний перепад між потоками холодильного агента на виході з конденсатора ТН і гріючого теплоносія в системі опалення. Згідно з рекомендаціями [11], можна прийняти, що для теплоносія у випарнику ТН і для води в конденсаторі ТН – $\Delta t_{\text{вип}} = \Delta t_k = 5^\circ\text{C}$; t_k – температура води на виході з конденсатора приймається в залежності від температури зовнішнього повітря.

Температуру теплоносія t_k , що подається з конденсатора ТН у систему водяного опалення, можна обчислити за рівнянням [9]:

$$t_k = t_n + (t_T^p - t_n) \left[(t_n - t_0) / (t_n - t_0^p) \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (11)$$

де t_n – температура в приміщенні, $^\circ\text{C}$; t_0 – середня температура атмосферного повітря для кожного опалювального місяця, $^\circ\text{C}$; t_T^p – розрахункова температура теплоносія в системі опалення, яка приймається за розрахункової температури атмосферного повітря t_0^p ; n – коефіцієнт, який характеризує систему опалення та для низькотемпературних $n = 0$.

Затрати енергії на насос визначаються за виразом:

$$L_n = V_T (\Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{вгто}}) / (\eta_n \eta_{\text{пр}}), \quad (12)$$

де $\Delta p_{\text{вип}}$, $\Delta p_{\text{вгто}}$ – гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа; η_n і $\eta_{\text{пр}}$ – ККД насоса і його приводу відповідно. Прийнято, що $\eta_n = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ [9].

Втрати тиску у ВГТО визначаються за рівнянням:

$$\Delta p_{\text{ВГТО}} = \lambda \frac{\rho_{\text{т}} w^2}{2} \frac{L_{\text{СВ}}}{d_{\text{ВН}}}, \quad (13)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ в гладких трубах визначається залежно від режиму течії теплоносія: при ламінарному режимі течії ($Re < 2300$) $\lambda = 64/Re$, при турбулентному режимі течії ($Re > 2300$) $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$, де число Рейнольдса $Re = wd_{\text{ВН}}/\nu_{\text{т}}$, а $\nu_{\text{т}}$ – кінематична в'язкість теплоносія, $\text{м}^2/\text{с}$.

Рівняння (3) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення, з урахуванням виразів (4), (5), (8), (9), (12), (13) та після ряду математичних перетворень, набуде кінцевого вигляду:

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi} \left[1 + \frac{\Delta p_{\text{вип}} (\varphi - 1) \pi d_{\text{ВН}}^2 w}{4 q_{\text{Г}} L_{\text{СВ}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} + \frac{\lambda w^3 (\varphi - 1) \pi d_{\text{ВН}} \rho_{\text{т}}}{4 q_{\text{Г}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} \right]. \quad (14)$$

Результати досліджень та їх обговорення.

Вихідні дані для розрахунків:

- теплофізичні властивості 25 % водяного розчину етиленгліколю $\rho_{\text{т}} = 1044,636 \text{ кг/м}^3$; ізобарна теплоємність $c_p = 3765 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$; кінематична в'язкість $\nu_{\text{т}} = 3,308 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [9];

- температура теплоносія на вході до випарника ТН від місяця опалювального періоду [6]

місяць	X	XI	XII	I	II	III
$t_{\text{т}}^{\text{ВХ}}, ^\circ\text{C}$	14	12,5	11,8	11,5	11	10,8

- середня температура атмосферного повітря для кожного місяця опалювального періоду [7-8];

місяць	X	XI	XII	I	II	III
$t_0, ^\circ\text{C}$	9	1,9	-3	-5,6	-4,3	0,7

- розрахункова температура гріючого теплоносія $t_{\text{т}}^{\text{р}} = 50^\circ\text{C}$;
- температура навколишнього повітря $t_0 = -22^\circ\text{C}$;

- поточне значення теплового потоку в конкретному місяці опалювального сезону q_r при різних значеннях швидкості теплоносія в ВГТО, Вт/м [10];
- глибина свердловини $L_{cb} = 20, 50, 100$ м;
- внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{bh} = 0,025; 0,032; 0,040$ м [6];
- втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{vип} = 35$ кПа [9].

Для визначення оптимальних умов роботи ТНС опалення з використанням акумульованої сонячної енергії в літній період за допомогою ВГТО з використанням формули (14) побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії $l_{оп}$ від швидкості теплоносія w в нижньому контурі за розрахункової температури води в низькотемпературній системі опалення $t_t^p = 50^\circ C$. Підставивши *вихідні дані* у рівняння (14) з урахуванням співвідношень для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН (9), дійсного коефіцієнта трансформації ТН (10) і температури теплоносія, що подається в систему опалення (11), отримано залежності, зображені на рис. 5 та 6. Різниця між цими залежностями полягає в тому, що рис. 5 побудовано для фіксованої глибини свердловини $L_{cb}=50$ м та при різних значеннях внутрішнього діаметра труби, що розміщується в свердловині, а рис. 6 навпаки – при фіксованому значенні діаметра труби $d_{bh} = 0,032$ м і різних значеннях глибини свердловини.

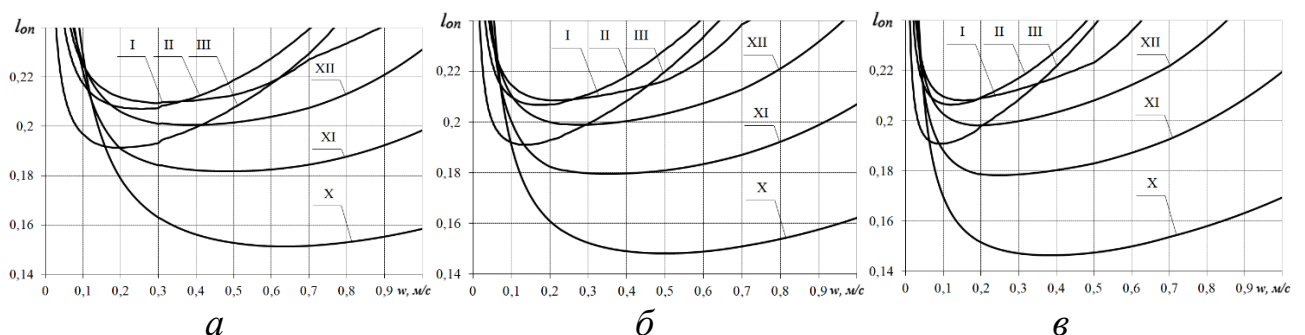


Рис. 5. Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія при глибині свердловини $L_{cb}=50$ м та різних значеннях внутрішнього діаметру труби:

$a - d_{bh} = 0,025$ м; $б - d_{bh} = 0,032$ м; $в - d_{bh} = 0,040$ м; X–III криві для відповідного місяця опалювального періоду

Отримані графічні залежності, що представлені на рис. 5 та 6, демонструють існування оптимальних значень швидкості теплоносія w і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення.

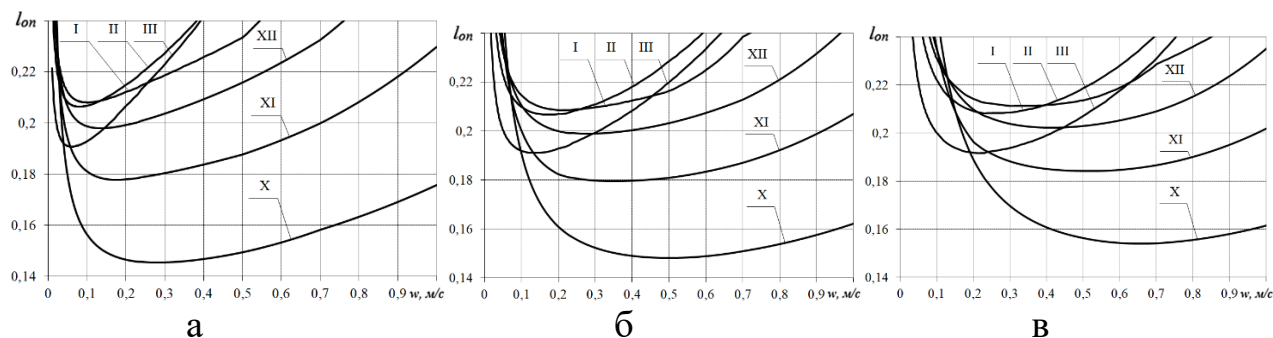


Рис. 6. Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія при внутрішньому діаметрі труби $d_{вн} = 0,032$ м та різних значень глибини свердловини:

$a - L_{св} = 20$ м; $б - L_{св} = 50$ м; $в - L_{св} = 100$ м; X–III – криві для відповідного місяця опалювального періоду

Пряме дослідження залежності питомих затрат зовнішньої енергії на досягнення екстремуму є складною задачею із-за впливу великої кількості параметрів. У зв'язку з цим аналітичне співвідношення для визначення оптимальної швидкості теплоносія в нижньому контурі не було встановлено, а продемонстровано у вигляді графічних залежностей оптимальної швидкості теплоносія від місяця опалювального періоду (рис.7).

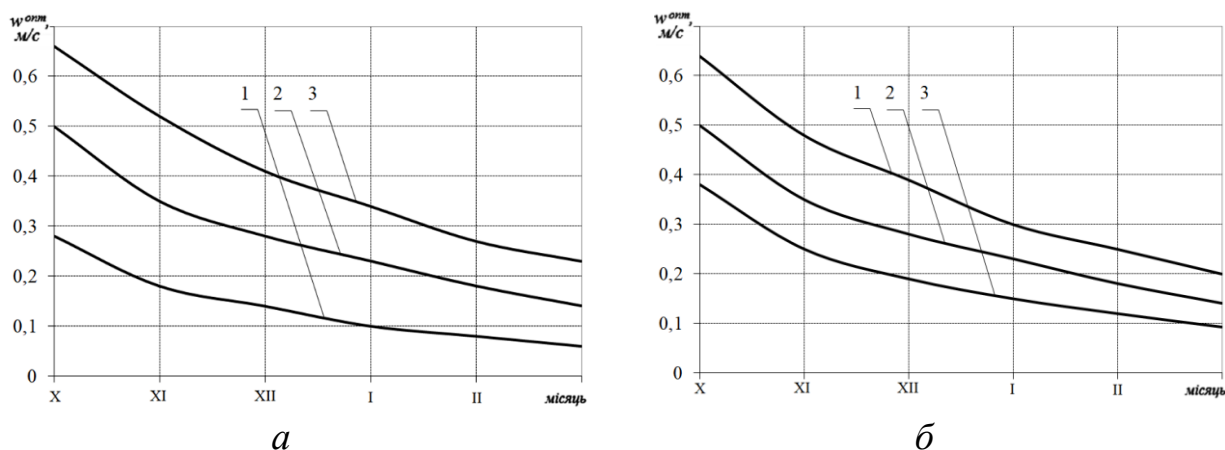


Рис. 7. Залежність оптимальної швидкості теплоносія від місяця опалювального періоду:

$a - d_{вн} = 0,032$ м; 1-3 – $L_{св} = 20, 50, 100$ м; б) $L_{св} = 50$ м; 1-3 – $d_{вн} = 0,025, 0,032, 0,040$ м.

Як випливає з рис. 7, оптимальна швидкість теплоносія в нижньому контурі монотонно зменшується протягом опалюваного періоду, збільшується зі збільшенням глибини свердловини і зменшується зі збільшенням діаметра труби теплообмінника.

Проведений чисельний аналіз співвідношення (10) з урахуванням виразів (9), (11) та оптимальної швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ дав змогу отримати залежності коефіцієнта трансформації ТН від опалювального місяця і параметрів ґрунтового теплообмінника, які продемонстровані на рис. 8. Зміна дійсного коефіцієнта трансформації ТН знаходиться в межах 4,5...7, що свідчить про достатню ефективність роботи теплового насоса в умовах його використання. Отримані дані свідчать також про те, що значення коефіцієнта трансформації ТН в даних умовах практично не залежать від параметрів ґрунтового теплообмінника.

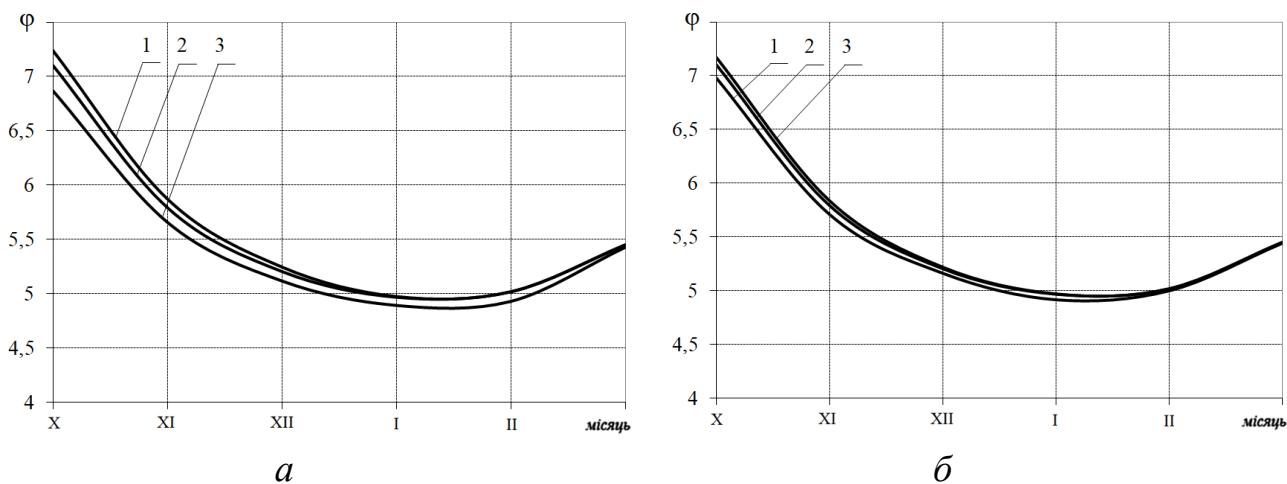


Рис. 8. Залежність дійсного коефіцієнта трансформації теплового насоса від місяця опалювального періоду:

а – $d_{\text{вн}} = 0,032$ м; 1-3 – $L_{\text{св}} = 20, 50, 100$ м; *б* – $L_{\text{св}} = 50$ м; 1-3 – $d_{\text{вн}} = 0,025, 0,032, 0,040$ м.

Проведене чисельне дослідження оптимальних умов роботи ґрунтового теплообмінника (оптимальної швидкості теплоносія в нижньому контурі) дозволило побудувати залежності мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення в цих умовах від місяця опалювального періоду (рис.9).

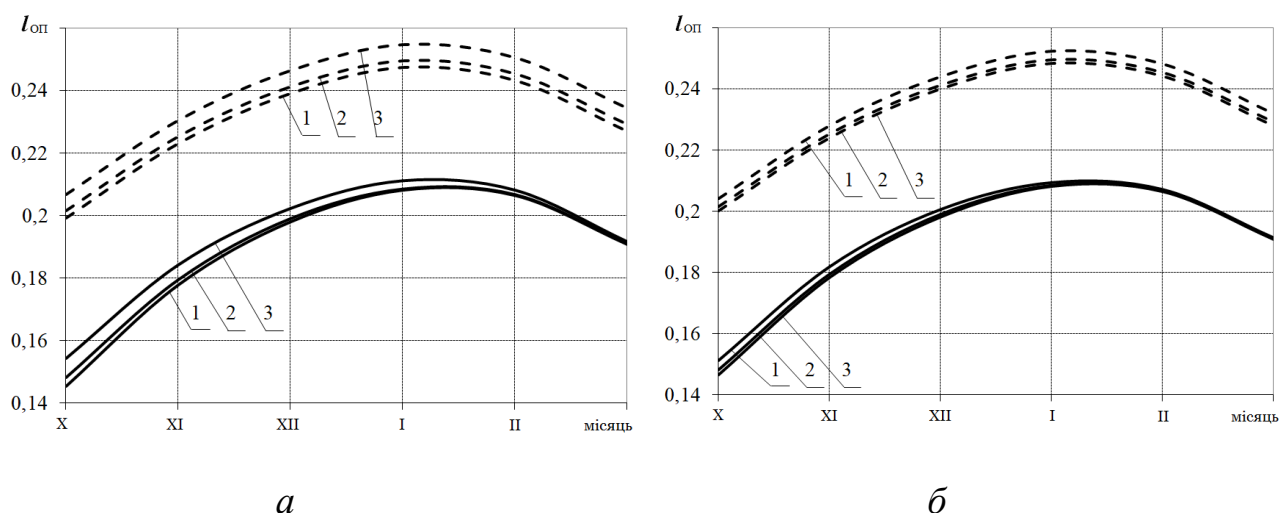


Рис. 9. Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від місяця опалювального період:

суцільна лінія – з акумулювання сонячної енергії в літній період; штрих пунктирна лінія – природна теплота ґрунту, що використовується у вертикальному ґрунтовому теплообміннику: *а* – $d_{вн} = 0,032$ м; 1-3 – $L_{св} = 20, 50, 100$ м; *б* – $L_{св} = 50$ м; 1-3 – $d_{вн} = 0,025, 0,032, 0,040$ м

З рисунку випливає, що енергоефективність досліджуваної системи опалення в оптимальних умовах її роботи практично не залежить від геометричних параметрів ґрунтового теплообмінника. Отримані дані співставленні з відповідними даними для ТНС опалення з використанням лише природної теплоти ґрунту за допомогою ВГТО. Результати співставлення свідчать про те, що теплонасосна система опалення з використанням попередньо акумульованої в ґрунті сонячної енергії в енергетичному плані значно ефективніша (на 20-40 %) ніж система з використанням природної теплоти ґрунту. Однак це не єдина перевага системи опалення, що розглядається. Використання сонячної енергії для системи опалення шляхом періодичного акумулювання теплоти в ґрунті сприяє відновленню температурного стану ґрунтового масиву, що приводить до покращення показників роботи теплонасосної системи як протягом опалювального періоду, так і в багаторічній перспективі, виключаючи процес теплового виснаження ґрунтового масиву.

Висновки і перспективи

1. Наведений аналіз зміни інтенсивності сонячного випромінювання в умовах України протягом року свідчить про недоцільність прямого використання сонячної енергії в теплонасосних системах опалення. Разом з тим, враховуючи вражаючу

різницю в теплових потоках у літній і зимовий період, отриманих за допомогою сонячних колекторів для подальшого їх використання, стає очевидним, що сонячна енергія успішно може бути використана в теплонасосних системах опалення в зимовий період шляхом попереднього акумулювання в ґрунтових акумуляторах з наступним використанням акумульованої теплоти в випарнику теплового насоса. Тому розглянута енергоефективність такої системи опалення.

2. Термодинамічний аналіз теплонасосної системи опалення з використанням акумульованої в ґрунті теплоти сонячного випромінювання дозволив визначити оптимальні умови роботи такої системи (оптимальну швидкість теплоносія в нижньому контурі ТН), що забезпечують мінімум сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на компресор ТН і на переміщення теплоносія в нижньому контурі).

3. Результати чисельних розрахунків показали, що мінімальні затрати зовнішньої енергії в оптимальних умовах роботи системи палення практично залежать тільки від місяця опалювального періоду, майже не залежать від параметрів ґрунтового теплообмінника в значній мірі (на 20...40 %) знаходяться нижче відповідних затрат енергії для теплонасосної системи опалення з використанням природної теплоти ґрунту.

4. Отримані результати можуть бути основою для подальших розробок і досліджень ефективних теплонасосних систем теплопостачання з визначенням характеристик сонячних колекторів та ВГТО для комбінованих ТНС.

Список використаних джерел

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 р. Схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 18.08.2017 № 605-р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-p#Text>
2. European Commission (2022), REPowerEU Plan [Електронний ресурс] // Режим доступу – <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/HTML/?uri=CELEX:52022DC0230&from=EN>
3. Tian Yuan, Mingzhi Yu, Yudong Mao, Ping Cui, Wenke Zhang, Zhaoyi Zhuang Study on long-term operation characteristics of the medium-deep ground source heat pump system with solar heat storage // Applied Thermal Engineering. Vol. 241, 15 March 2024, 122345. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122345>

4. E. Penrod, K. Prasanna Design of a flat-plate collector for a solar earth heat pump // Solar Energy Volume 6, Issue 1, January–March 1962, Pages 9-22. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(62\)90093-2](https://doi.org/10.1016/0038-092X(62)90093-2)
5. Zihao Qi, Yingling Cai, Yunxiang Cui Study on optimization of winter operation characteristics of solar-ground source heat pump in Shanghai // Renewable Energy Volume 220, January 2024, 119517. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119517>
6. Беляева Т.Г. Теплообмен в системе “U-образный теплообменник – грунт” в процессах аккумулирования и извлечения теплоты. Пром. теплотехника. 2013. № 1. С. 72–79.
7. Накорчевский А. И. Расчет тепловоспринимающей способности солнечных коллекторов. Промышленная теплотехника. 2009. №2. С. 70–75.
8. Накорчевский А. И. Система теплоснабжения теплоавтономного дома. Промышленная теплотехника. 2009. № 1. С. 67–73.
9. Безродний М. К., Притула Н. О. Енергоефективність теплонасосних схем опалення, вентиляції і кондиціювання. Київ: КПІ імені Ігоря Сікорського, Вид. "Політехніка", 2023. 528 с.
10. Безродний М. К., Притула Н. О., Гобова М. О. Оптимальні умови роботи теплонасосних систем опалення з використанням акумульованої теплоти ґрунту. Енерготехнології та ресурсозбереження, 2017, №1, С. 19-26. <https://doi.Org/10.33070/etars.1.2017.02>
11. Безродний М. К., Пуховий І. І., Кутра Д. С. Теплові насоси та їх використання. К.: НТУУ «КПІ», 2013. 312 с.

References

1. Energy strategy of Ukraine for the period until 2035. Approved by the order of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated August 18, 2017 No. 605. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-p#Text>
2. European Commission (2022), REPowerEU Plan. Available at: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/HTML/?uri=CELEX:52022DC0230&from=EN>
3. Tian Yuan, Mingzhi Yu, Yudong Mao, Ping Cui, Wenke Zhang, Zhaoyi Zhuang (2024). Study on long-term operation characteristics of the medium-deep ground source heat pump system with solar heat storage. Applied Thermal Engineering 241, 122345. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122345>
4. E. Penrod, K. Prasanna (1962). Design of a flat-plate collector for a solar earth heat pump. Solar Energy, 6 (1), 9-22. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(62\)90093-2](https://doi.org/10.1016/0038-092X(62)90093-2)
5. Zihao Qi, Yingling Cai, Yunxiang Cui (2024). Study on optimization of winter operation characteristics of solar-ground source heat pump in Shanghai. Renewable Energy, 220, 119517. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119517>
6. Belyaeva, T.G. (2013). Teploobmen v sisteme “U-obraznyy teploobmennik – grunt” v protsessakh ak-kumulirovaniya i izvlecheniya teploty [Heat exchange in the “U-shaped heat exchanger – soil” system in the processes of heat accumulation and extraction]. Industrial heat engineering, 1, 72–79.

7. Nakorchevsky, A.I. (2009). Raschet teplovo sprinimayushchey sposobnosti solnechnykh kollektorov [Calculation of the heat-receiving capacity of solar collectors]. Industrial heat engineering, 2, 70–75.
8. Nakorchevsky A. I. (2009). Sistema teplosnabzheniya teploavtonomnogo doma [Heat supply system for a heat-autonomous house]. Industrial heat engineering, 1, 67–73.
9. Bezrodny, M. K., Prytula, N. O. (2023). Enerhoefektyvnist teplonasosnykh skhem opalennia, ventyliatsii i kondytsiiuvannia [Energy efficiency of heat pump heating, ventilation and air conditioning schemes]. Kyiv: National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", "Polytechnic", 528.
10. Bezrodny M. K., Prytula N. O., Gobova M. O. (2017). Optymalni umovy roboty teplonasosnykh system opalennia z vykorystanniam akumulovanoi teploty hruntu [Optimal operating conditions of heat pump heating systems using accumulated soil heat]. Energy technologies and resource conservation, 1, 19-26. <https://doi.org/10.33070/etars.1.2017.02>
11. Bezrodny, M. K., Pukhovy, I. I., Kutra, D. S. (2013). Teplovi nasosy ta yikh vykorystannia [Heat pumps and their use]. Kyiv: NTUU "KPI", 312.

ENERGY EFFICIENCY OF USING THE ACCUMULATED IN THE SOIL OF SOLAR ENERGY IN THE HEAT PUMP HEATING SYSTEM

M. Bezrodny, N. Prytula, O. Teslenko, K. Slizhevskyi

Abstract. *A heat pump scheme is proposed to ensure heat supply to the building, which during the heating period of the year uses the energy received in the summer by solar collectors located on this building and stored in the soil battery. A thermodynamic analysis of the efficiency of the heat pump heating system in combination with a vertical soil heat exchanger during the accumulation of solar radiation in the soil in the summer period and with the subsequent extraction of this heat from the soil in the heating period was carried out. The main operating parameters of the heat pump heating system (optimal speed of the heat carrier, minimum specific consumption of external energy, effective coefficient of transformation of the heat pump from the month of the heating period) were determined using balance equations at different values of the depth of the well and the diameter of the pipe. Graphical dependences of energy efficiency indicators on the determining parameters of the system were constructed and analyzed. The obtained ratios between the parameters can be used in calculating the optimal operating conditions of the vertical soil heat exchanger in heat pump systems of low-temperature heating in order to achieve its maximum energy efficiency.*

Key words: *heat pump, vertical soil heat exchanger, solar energy, solar collector, low-temperature heating system, energy efficiency*