

Енергосберегаючі технології

УДК 621.577:697.1

Безродний М.К., докт. техн. наук, проф.,
Притула Н.О., канд. техн. наук, **Гобова М.О.**

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», Київ

пр. Перемоги, 37, 03056 Київ, Україна, e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Оптимальні умови роботи теплонасосних систем опалення з використанням акумульованої теплоти ґрунту

Викладено методику визначення оптимальних умов роботи вертикального ґрунтового теплообмінника для теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти ґрунту, що забезпечують мінімум енергетичних затрат на вироблення теплоти. Визначено, що при застосуванні вертикальних зондів для теплонасосної системи тепlopостачання існує оптимальна швидкість теплоносія, якій відповідають мінімальні сумарні затрати електроенергії на систему опалення в цілому. Отримано співвідношення між характеристиками вертикального ґрунтового теплообмінника (глибина свердловини, інтенсивність відбору теплоти від ґрунту, діаметр труби, швидкість руху теплоносія) в оптимальних умовах його роботи. Показано, що оптимальна швидкість теплоносія в нижньому контурі залежить від глибини свердловини, діаметра труби теплообмінника та практично не залежать від температурних умов роботи теплонасосної системи. Встановлено, що більш висока швидкість спостерігається на початку опалювального періоду з урахуванням акумулювання енергії в ґрунті. Оптимальна швидкість теплоносія має зменшуватися до кінця опалювального сезону для забезпечення мінімальних питомих витрат енергії на теплонасосних системах. Відмічено, що оптимальна швидкість зростає зі збільшенням глибини свердловини та зменшенням діаметра труби теплообмінника. Отримані співвідношення можуть бути використані при визначенні оптимальних умов роботи вертикального ґрунтового теплообмінника в теплонасосних системах низькотемпературного опалення з метою досягнення її максимальної енергетичної ефективності. *Бібл. 8, рис. 7.*

Ключові слова: тепловий насос, вертикальний ґрунтовий теплообмінник, низькотемпературна система опалення, мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії.

З метою зменшення залежності України від імпорту енергоносіїв потрібно впроваджувати енергоефективні технології та забезпечити ширше використання нетрадиційних видів джерел енергії (НВДЕ) за допомогою теплонасосної

технології. Так, ґрунт є найбільш універсальним джерелом низькопотенційної теплоти, який на глибині 5 м зберігає впродовж усього року постійну температуру на рівні 8–12 °С. Підвищити температурний потенціал ґрунту

можна за рахунок акумулювання теплоти сонячної радіації, а також за рахунок скидної теплоти в літній період у ґрунтовий акумулятор теплоти. В опалювальний період накопичена теплота може використовуватися у випарнику теплового насоса (ТН) для підігріву проміжного теплоносія [1]. Для вилучення теплоти з ґрунту та використання його як нижнього джерела теплоти для теплонасосної системи (ТНС) теплопостачання застосовуються вертикальні та горизонтальні ґрунтові теплообмінники, розглянуті у роботі [2]. В [2] показано, що при використанні у ТН теплоти ґрунту, як і інших джерел енергії, існує оптимальний ступінь охолодження у випарнику ТН робочого тіла, що поступає від нижнього джерела. Відповідні дослідження для горизонтальних та вертикальних ґрунтових теплообмінників проведені у роботі [2] для умов використання природної теплоти ґрунту. В цьому випадку температура навколишнього ґрунту протягом опалювального сезону змінюється не суттєво, тому було прийняте припущення про постійні значення середнього питомого теплового потоку від ґрунту до труб теплообмінника, які взяті з нормативної документації для різних типів ґрунтів [3].

Однак, при використанні попередньо акумулюваної теплоти в ґрунті, як показано в роботі [1], внаслідок розрядки акумулятора відбувається досить різка зміна температурних умов у ґрунті, що приводить до відповідної зміни питомого теплового потоку протягом опалювального сезону. В зв'язку з цим виникає задача щодо визначення оптимальних характеристик вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТО) з використанням акумулюваної теплоти в ґрунті, які б забезпечували мінімальні питомі затрати електроенергії на ТНС опалення в цілому протягом усього опалювального періоду.

Мета та завдання

Метою даної статті є визначення раціонального співвідношення між такими характеристиками ВГТО, як глибина свердловини, діаметр труби, швидкість руху теплоносія в нижньому контурі ТНС, у залежності від умов роботи ВГТО (акумулювання теплоти в ґрунті та з врахуванням зміни питомого теплового потоку протягом опалювального періоду) та теплового насоса установки (ТНУ). Дані характеристики мають забезпечити оптимальну швидкість теплоносія в нижньому контурі ТНС, що дозволить отримати мінімальні питомі затрати електроенергії на ТНС теплопостачання в цілому.

Опис принципової схеми ТНС

На рис.1 зображена принципова схема ТНС низькотемпературного водяного опалення з використанням ВГТО. По трубці ВГТО рухається незамерзаючий теплоносієм з низькою температурою кипіння на основі етиленгліколю, що нагрівається за рахунок теплоти ґрунту, а потім направляється до випарника ТН. Для підвищення енергетичної ефективності ВГТО верхній шар $L \approx 5$ м має бути теплоізований, оскільки в холодну пору року (протягом опалювального періоду) температура у ньому менше незбуреної температури на глибині [4].

Теплоносієм (25 %-й водний розчин етиленгліколю) з температурою $t_{T, \text{ВХ}}$ й об'ємною витратою V_T насосом з ґрунтового зонду подається у випарник ТН, де охолоджується, та на виході його температура становить $t_{T, \text{ВИХ}}$. Опалювальне приміщення має теплові втрати у навколишнє середовище $Q_{\text{оп}}$. Для їхньої компенсації використовується тепловий потік від конденсатора теплового насоса Q_K з температурою теплоносія t_K на вході у систему опалення.

При заданому значенні величини теплового потоку Q_K та температурі теплоносія у системі опалення t_K , які визначаються самим об'єктом теплопостачання, зміна температури теплоносія $t_{T, \text{ВИХ}}$ на виході з випарника ТН приводить до

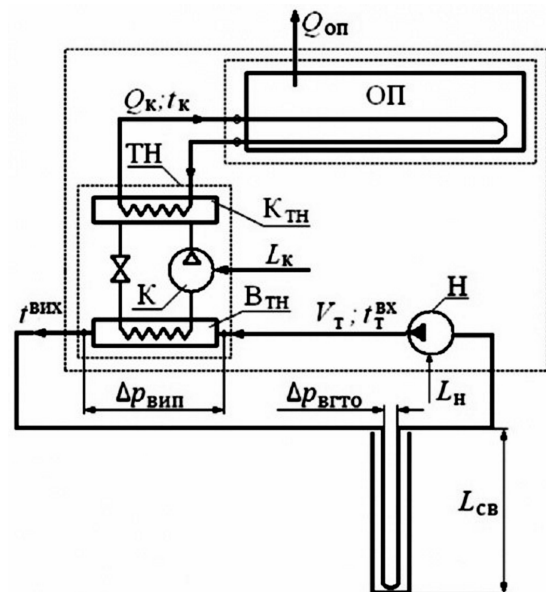


Рис.1. Принципова схема теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою вертикальних ґрунтових теплообмінників: ОП – опалюване приміщення; ТН – тепловий насос; $K_{\text{ТН}}$ – конденсатор ТН; $V_{\text{ТН}}$ – випарник ТН; К – компресор; Н – насос; L_K – робота приводу компресора ТН; L_H – робота приводу насоса; L_{CB} – глибина свердловини.

необхідності зміни об'ємної витрати, яка залежить від швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ, що викликає зміну затрат енергії на привід насоса. Разом з тим зміна температури $t_{\text{Т вих}}$ при постійному значенні температури на виході з конденсатора $t_{\text{к}}$ приводить до зміни умов роботи й затрат енергії на привід компресора ТН. У зв'язку з тим, що затрати енергії на привід компресора ТН та на насос при зміні температури теплоносія на виході з випарника ТН змінюються у протилежних напрямках, має існувати оптимальне значення швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ, якому відповідає мінімум сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення в цілому.

Термодинамічний аналіз ТНС

Сумарні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС низькотемпературного водяного опалення можна визначити так:

$$L_{\text{оп}} = (L_{\text{к}} + L_{\text{н}}) / Q_{\text{к}}, \quad (1)$$

де $L_{\text{к}}$, $L_{\text{н}}$ — витрати енергії на компресор ТН та на нагінатч теплоносія відповідно, кВт; $Q_{\text{к}}$ — тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт.

Витрати енергії на компресор ТН:

$$L_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} / (\varphi - 1), \quad (2)$$

де φ — коефіцієнт трансформації ТН.

Теплове навантаження випарника ТН, з одного боку, можна подати як

$$Q_{\text{вип}} = V_{\text{Т}} \rho_{\text{Т}} c_{\text{р}} (t_{\text{Т вх}} - t_{\text{Т вих}}), \quad (3)$$

а з іншого — визначити за співвідношенням

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

де $V_{\text{Т}}$ — об'ємна витрата теплоносія, м³/с; $\rho_{\text{Т}}$ — густина, кг/м³; $c_{\text{р}}$ — ізобарна теплоємність, кДж/(кг·°С); $t_{\text{Т вх}}$, $t_{\text{Т вих}}$ — температура теплоносія на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С; w — швидкість руху теплоносія у ВГТО, м/с; $d_{\text{вн}}$ — внутрішній діаметр труби ВГТО, м.

Без урахування нестационарності процесу тепловий потік ґрунтового теплообмінника визначається за співвідношенням

$$Q_{\text{ГТ}} = q_{\text{Г}} H_{\text{СВ}}, \quad (5)$$

де $q_{\text{Г}}$ — поточне значення теплового потоку в конкретному місяці опалювального сезону, Вт/м; $H_{\text{СВ}}$ — глибина свердловини ВГТО, м.

Температуру теплоносія на виході з випарника ТН визначаємо з рівнянь (4) та (5):

$$t_{\text{Т вх}} = t_{\text{Т вих}} - 2 q_{\text{Г}} H_{\text{СВ}} / (w \pi d_{\text{вн}}^2 \rho_{\text{Т}} c_{\text{р}}). \quad (6)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді:

$$\varphi_{\text{Т}} = \left[1 - \frac{T_{\text{В}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{К}}^{\text{ТН}}} \right]^{-1} = \left[1 - \frac{273 + t_{\text{Т вих}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]^{-1}, \quad (7)$$

де $\Delta t_{\text{вип}}$ — температурний перепад між потоками теплоносія й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса; $\Delta t_{\text{к}}$ — температурний перепад між потоками гріючого теплоносія у системі опалення й холодильного агента на виході з конденсатора ТН.

Згідно з рекомендаціями [5], можна прийняти, що для теплоносія у випарнику ТН та для води у конденсаторі ТН $\Delta t_{\text{вип}} = \Delta t_{\text{к}} = 5$ °С; $t_{\text{Т вих}}$ — температура теплоносія на виході з випарника; $t_{\text{к}}$ — температура води на виході з конденсатора приймається у залежності від зовнішньої температури. Для низькотемпературної системи опалення можна прийняти $t_{\text{к}} = 50$ °С, що відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_{\text{р.о}} = -22$ °С.

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН може бути поданий у вигляді

$$\varphi = \varphi_{\text{Т}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (8)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ — коефіцієнт втрат ТН, який прийнятий $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ [5].

Затрати енергії на насос для перекачки теплоносія нижнього джерела енергії визначаються за співвідношенням

$$L_{\text{н}} = V_{\text{Т}} (\Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{ВГТО}}) / (\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}), \quad (9)$$

де $\Delta p_{\text{вип}}$, $\Delta p_{\text{ВГТО}}$ — гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа; $\eta_{\text{н}}$, $\eta_{\text{пр}}$ — ККД насоса теплоносія нижнього джерела енергії та його приводу відповідно. (Можна прийняти, що в оптимальному режимі роботи для насоса $\eta_{\text{н}} = 0,8$, ККД приводу $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ [6]).

Втрати тиску при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору ґрунтового тепло-

обмінника визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta p_{ВГТО} = \lambda (\rho_T w^2 H_{св}) / 2d_{вн}, \quad (10)$$

де λ — коефіцієнт гідравлічного тертя.

Для подальших розрахунків прийнято, що коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається залежно від режиму течії теплоносія в гладких трубах:

— при ламінарному режимі ($Re < 2300$) згідно із законом Пуазейля:

$$\lambda = 64 / Re; \quad (11)$$

— при турбулентному режимі ($Re > 2300$) за рівнянням Блазіуса:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}, \quad (12)$$

де $Re = w d_{вн} / \nu_T$, ν_T — кінематична в'язкість теплоносія, m^2/c .

Вираз для питомих сумарних затрат зовнішньої енергії з урахуванням виразів (1)–(12) набуде кінцевого вигляду:

$$l_{оп} = \frac{1}{\phi} \left[1 - \frac{\Delta p_{вип} (\phi - 1) \pi d_{вн}^2 \rho_T}{2q_T H_{св} \eta_n \eta_{пр}} + \frac{\lambda w^3 (\phi - 1) \pi d_{вн} \rho_T}{4q_T \eta_n \eta_{пр}} \right]. \quad (13)$$

Розрахунковий аналіз характеристик ВГТО

Вихідні дані для розрахунків:

— температура 25 %-го водяного розчину етиленгліколя;

— теплофізичні властивості 25 %-го водяного розчину етиленгліколя: $\rho_T = 1044,636 \text{ кг/м}^3$; ізобарна теплоємність $c_p = 3765 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$; кінематична в'язкість $\nu_T = 3,308 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [7];

— втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{вип} = 35 \text{ кПа}$ [8];

— внутрішній діаметр труб вертикального ГТ $d_{вн} = 0,032 \text{ м}$;

— розрахункова температура гріючого теплоносія $t_{т,р} = 50 \text{ °C}$;

— температура навколишнього повітря $t_0 = -22 \text{ °C}$;

— температура теплоносія на вході до випарника ТН $t_{вх} = 10 \text{ °C}$.

Для визначення питомих теплових потоків, що відводяться від ґрунту за допомогою ВГТО в розрахунку на 1 м висоти свердловини, були

використані експериментальні дані досліджень Інституту технічної теплофізики НАН України, а саме: зміна температури теплоносія (води) на виході з ґрунтового теплообмінника при вилученні теплоти з ґрунту протягом відповідного періоду при різних значеннях швидкості [1]. Розрахунок проводився за формулою:

$$q_T = Q_{ГТ} / H. \quad (14)$$

Загальний тепловий потік ґрунтового теплообмінника:

$$Q_{ГТ} = G_{води} c (t_{вх} - t_{вн}), \quad (15)$$

де $G_{води}$ — витрата води, m^3/c ; c — теплоємність води, $\text{Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$.

На рис.2 наведені результати розрахунку величини питомого теплового потоку протягом опалювального сезону при різних значеннях швидкості теплоносія у ґрунтовому теплообміннику за формулою (14).

Отримані дані використані як вихідні при дослідженні оптимальних умов роботи теплоносною системи опалення з використанням акумульованої теплоти ґрунту.

Для визначення оптимальних умов роботи теплового насоса в системі низькотемпературного водяного опалення з використанням ВГТО побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії $l_{оп}$ від швидкості теплоносія у нижньому контурі при розрахунковій температурі води в низькотемпературній системі опалення $t_{т,р} = 50 \text{ °C}$.

Для визначення характерних оптимальних умов роботи ТН у системі опалення побудовано залежність питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення $l_{оп}$ від швидкості теплоносія при різних глибинах свердловини ($H_{св} = 20, 50, 75, 100, 150 \text{ м}$).

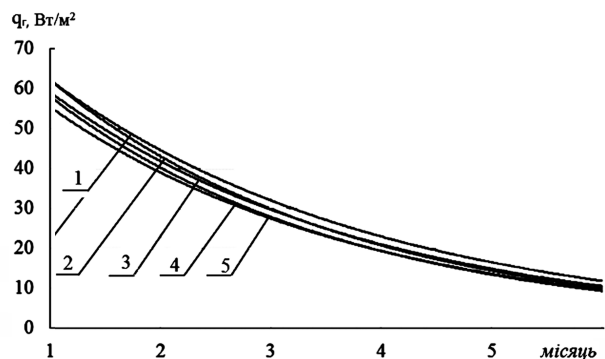


Рис.2. Залежність питомого теплового потоку від місяця опалювального сезону при швидкостях теплоносія w , м/с: 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,5; 4 - 0,7; 5 - 1,0.

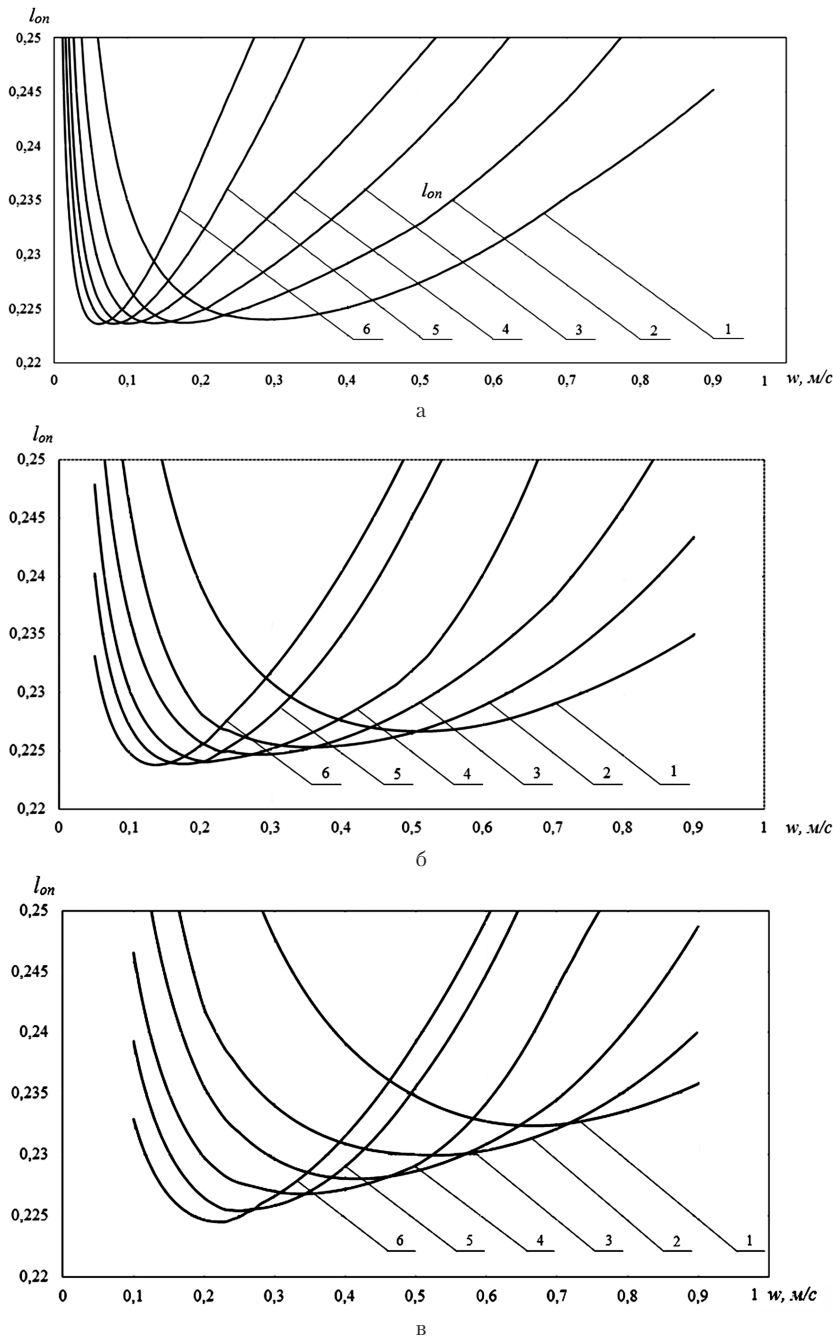


Рис.3. Залежність питомих витрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія для $d_{\text{вн}} = 0,032$ м та різних значень $H_{\text{св}}$, м: а – 20; б – 50; в – 100; 1–6 – криві для відповідного місяця опалювального періоду.

З наведених графічних залежностей чітко видно, що існують мінімальні оптимальні значення швидкості теплоносія w та відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення.

На основі попередніх графіків було побудовано залежності оптимальної швидкості теплоносія від місяця опалювального сезону (рис.3).

Із залежностей на рис.4 видно, що оптимальна швидкість теплоносія має зменшуватися до кінця опалювального сезону та зростати зі збільшенням глибини свердловини.

Знаючи глибину свердловини та діаметр труби ВГТО, можна отримати оптимальну швидкість теплоносія, при якій зовнішні енергозатрати будуть мінімальними у залежності від місяця роботи.

З рис.5 видно, що при забезпеченні оптимальної швидкості теплоносія в ТНС опалення мінімальні питомі витрати зовнішньої енергії слабо змінюються протягом опалювального періоду. При цьому спостерігається збільшення мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення зі зростанням глибини свердловини.

Аналогічні розрахунки були проведені при зміні діаметра труби ґрунтового теплообмінника як параметра. Результати розрахунків при різних діаметрах труби та глибині свердловини $H_{\text{св}} = 100$ м наведені на рис.6, 7.

З рис.6 видно, що оптимальна швидкість теплоносія, яка зменшується впродовж опалювального періоду, зростає зі зменшенням діаметра труби теплообмінника, а також більш висока швидкість спостерігається на початку опалювального періоду з урахуванням акумулювання енергії у ґрунті.

На основі розрахованих значень оптимальної швидкості теплоносія (див. рис.5) було побудовано залежності мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від місяця.

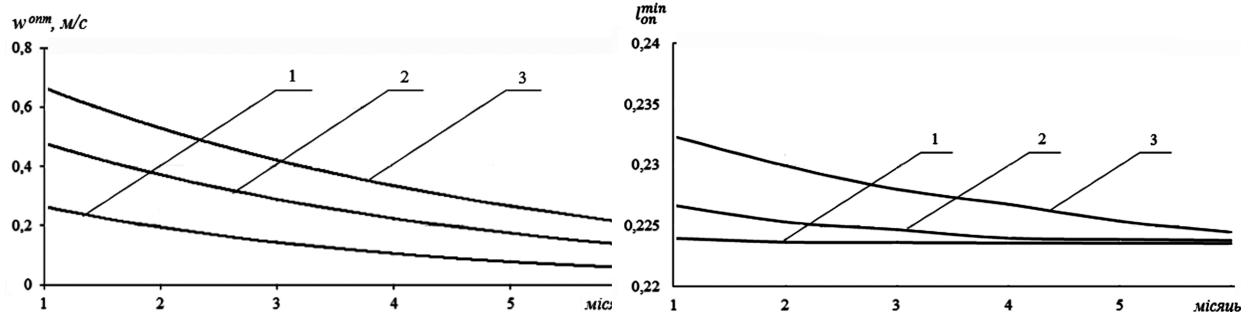


Рис.4. Залежність оптимальної швидкості теплоносія від місяця опалювального періоду при $d_{\text{вн}} = 0,032$ м та різних значеннях $H_{\text{св}}$, м: 1 – 20; 2 – 50; 3 – 100.

Рис.5. Залежність мінімальних питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від місяця опалювального періоду. Позначення кривих як на рис.4.

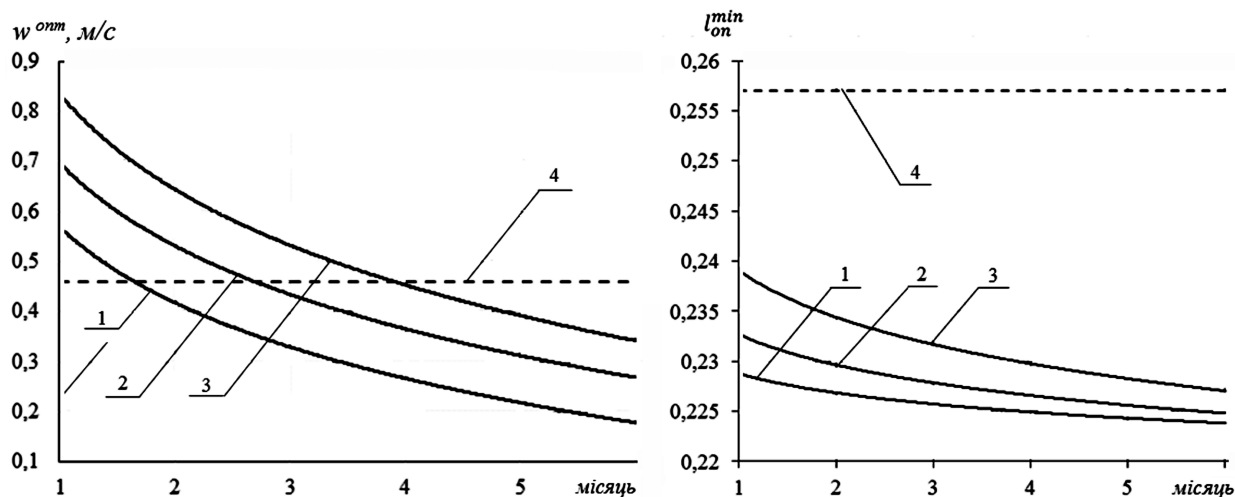


Рис.6. Зміна оптимальної швидкості теплоносія протягом опалювального сезону при глибині свердловини $H_{\text{св}} = 100$ м та різних значеннях діаметра труби теплообмінника $d_{\text{вн}}$, м: 1 – 0,04; 2 – 0,032; 3 – 0,025; 4 – при умові незмінного значення середнього за сезон питомого теплового потоку $q_r = 25$ Вт/м та $d_{\text{вн}} = 0,025$ м.

Рис.7. Залежність мінімальної питомої роботи впродовж опалювального сезону при глибині свердловини $H_{\text{св}} = 100$ м та різних діаметрах труби теплообмінника. Позначення кривих як на рис.6.

З рис.7 видно, що при підтриманні оптимальної швидкості мінімальна робота протягом опалювального періоду слабо залежить від діаметра труби теплообмінника та при умові попереднього акумулювання теплоти суттєво менша, ніж без акумулювання.

Висновки

Наведений аналіз свідчить про те, що при використанні акумульованої теплоти ґрунту в теплонасосній системі опалення існує оптимальна швидкість теплоносія у ВГТО, якій відповідають мінімальні сумарні затрати енергії на привід насоса та компресора ТН. Ця оптимальна швидкість теплоносія має змінюватися протягом опалювального сезону.

Розрахунки показали, що оптимальна швидкість теплоносія залежить від глибини свердловини, діаметра труби теплообмінника та типу ґрунту, слабо залежить від теплофізичних характеристик теплоносія та майже не залежить від температури теплоносія на вході до випарника ТН.

Питомі затрати зовнішньої енергії на ТНУ при забезпеченні оптимальної швидкості теплоносія у нижньому контурі слабо змінюються протягом опалювального сезону та значно нижчі, ніж при використанні природної теплоти ґрунту (без акумуляції).

Отримані співвідношення можуть бути використані при визначенні оптимальних умов роботи ВГТО в теплонасосних системах низькотемпературного опалення з метою досягнення її максимальної енергетичної ефективності.

Список літератури

1. Беляева Т.Г. Теплообмен в системе «U-образный теплообменник — грунт» в процессах аккумулирования и извлечения теплоты // Пром. теплотехника. — 2013. — № 1. — С. 72–79.
2. Безродний М.К., Притула Н.О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання. — Київ : Політехніка, 2016. — 272 с.
3. Инженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами : Чинний від 01.09.2010. — Київ : Мінрегіонбуд України, 2010. — 52 с.
4. Кордас О., Никифорович Е.И. Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем // Прикладна гідромеханіка. — 2014. — № 1. — С. 42–52.
5. Безродний М.К., Пуховий І.І., Кутра Д.С. Теплові насоси та їх використання : Навч. посіб. — Київ : НТУУ «КПІ», 2013. — 312 с.
6. Оборудование WILO. — [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>
7. Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля. — [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEGwaterProperties/>
8. Гершкович В.Ф. Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов // Тепловые насосы. — 2011. — № 1. — С. 12–19.

Надійшла до редакції 11.04.17

Безродний М.К., докт. техн. наук, проф.,
Притула Н.А., канд. техн. наук, **Гобова М.А.**

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», Киев

пр. Победы, 37, 03056 Киев, Украина, e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Оптимальные условия работы теплонасосных систем отопления с использованием аккумулированной теплоты грунта

Изложена методика определения оптимальных условий работы вертикального грунтового теплообменника для теплонасосной системы низкотемпературного водяного отопления с использованием теплоты грунта, которые обеспечивают минимум энергетических затрат на выработку теплоты. Определено, что при применении вертикальных зондов для теплонасосной системы теплоснабжения существует оптимальная скорость теплоносителя, которой соответствуют минимальные суммарные затраты электроэнергии на систему отопления в целом. Получены соотношения между характеристиками вертикального грунтового теплообменника (глубина скважины, интенсивность отбора теплоты от грунта, диаметр трубы, скорость движения теплоносителя) в оптимальных условиях его работы. Показано, что оптимальная скорость теплоносителя в нижнем контуре зависит от глубины скважины, диаметра трубы теплообменника и практически не зависит от температурных условий работы теплонасосной системы. Установлено, что более высокая скорость наблюдается в начале отопительного периода с учетом аккумулирования энергии в грунте. Оптимальная скорость теплоносителя должна уменьшаться до конца отопительного сезона для обеспечения минимальных удельных затрат энергии на теплонасосных системах. Отмечено, что оптимальная скорость возрастает с увеличением глубины скважины и уменьшением диаметра трубы теплообменника. Установленные соотношения могут быть использованы при определении оптимальных условий работы вертикального грунтового теплообменника в теплонасосных системах низкотемпературного отопления с целью достижения их максимальной энергетической эффективности. *Библ. 8, рис. 7.*

Ключевые слова: тепловой насос, вертикальный грунтовой теплообменник, низкотемпературная система отопления, минимальные удельные затраты внешней энергии.

Bezrodnyi M.K., Doctor of Technical Sciences, Professor,
Prytula N.A., Candidate of Technical Sciences, **Gobova M.A.**
National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kiev Polytechnic Institute», Kiev
 37, Pobedy Ave., 03056 Kiev, Ukraine, e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Optimal Working Conditions of the Ground Source Heat Pump for Heat Supply

The method of determination of optimal working conditions of vertical ground heat exchanger for heat pump low temperature water heating system, providing minimum energy cost for heat production is presented in this article. It was determined that there is an optimum speed of a heat carrier to which minimum total cost of electricity for heating system in a whole corresponds when using vertical probes for heat pump heating system. The correlation between the characteristics of vertical ground heat exchanger (depth of the well, the intensity of selection of heat from the soil pipe diameter, the velocity of a heat carrier) in its optimal working conditions was found. It is shown that the optimum velocity of a heat carrier in the lower circuit depends on the depth of the well, the heat exchanger tube diameter, and is almost independent of temperature conditions works of heat pump systems. It is found that the higher velocity observed at the beginning of the heating period in view of energy storage in the ground. Optimum coolant velocity should decrease until the end of the heating season to ensure minimum specific energy expenditure at HPS. Also noted that an optimum velocity increases with increasing depth of the well and with decreasing diameter of the heat exchanger tube. The established correlation may be used when determining the optimum operating conditions of the vertical ground heat pump heat exchanger low-temperature heating systems with a plan to maximize their energy efficiency. *Bibl. 8, Fig. 7.*

Key words: heat pump, vertical ground heat exchanger, low temperature heating system, the minimum unit cost of external energy.

References

1. Belyaeva T.G. [Heat transfer in the system «U-shaped heat exchanger – ground» in the processes of accumulation and extraction of heat], *Promyshlennaja teplotehnika*, 2013, (1), pp. 72–79. (Rus.)
2. Bezrodny M.K., Prytula N.O. [Thermodynamic and energy efficiency of heat pump heating circuits: monograph], Kiev : Polytechnic, 2016, 272 p. (Ukr.)
3. [Engineering equipment of buildings and structures. Design of heating buildings with heat pumps], Effective as of 01.09.2010, Kiev : Ukraine Ministry of Regional Development, 2010, 52 p. (Ukr.)
4. Kordas O., Nikiforovich E.I. [Simulation of the energy characteristics of the geothermal systems], *Prykladna gidromehanika*, 2014, (1), pp. 42–52. (Rus.)
5. Bezrodny M.K., Puhovyj I.I., Kutra D.S. [Heat pumps and their use], Kiev : NTUU «KPI», 2013, 312 p. (Ukr.)
6. Oborudovanie WILO. – Access mode. – <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>. (Rus.)
7. [Thermophysical properties of an aqueous solution of ethylene glycol]. – Access mode. – <http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEG-waterProperties/> (Rus.)
8. Gershkovich V.F. [Some of the American experience in the design of heat pumps], *Teploviey Nasosy [Heat Pumps]*, 2011, (1), pp. 12–19. (Rus.)

Received April 11, 2017