

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ НА БАЗІ ВЕРТИКАЛЬНОГО ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА

М. К. Безродний, доктор технічних наук, професор

С. О. Ословський, аспірант

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

E-mail: work.oslovskiy@gmail.com

Анотація. Розглянуто теплонасосну систему кондиціювання на базі вертикального ґрунтового теплообмінника. Визначено дві задачі дослідження: аналіз ефективності в активному та пасивному режимах кондиціювання. Проведено термодинамічний аналіз ефективності роботи запропонованої схеми. Визначено основні параметри роботи системи у вузлових точках. За допомогою балансових рівнянь визначено рамки роботи системи в пасивному та активному режимах за основними параметрами. Побудовано та проаналізовано графічні залежності показників енергетичної ефективності від визначальних параметрів роботи системи. Показано, за яких значень параметрів система має оптимальні затрати на експлуатацію. Результати дослідження співставлено з такими ж для спліт-системи. Визначено переваги і недоліки використання запропонованого рішення. Визначено, що теплонасосна система з використанням теплоти ґрунту для кондиціювання повітря з вертикальним ґрунтовим теплообмінником має більш жорсткі вимоги до термічної ізоляції об'єкту кондиціювання, аніж система на базі повітряного теплового насоса.

Ключові слова: кондиціювання, тепловий насос, енергетична ефективність, ґрунтовий теплообмінник, теплота ґрунту, пасивний режим охолодження, холодильний коефіцієнт

Актуальність. Дефіцит первинної енергії, зростаючий попит на енергію та глобальне потепління є одними з головних світових проблем [1]. Будинки є основними споживачами енергії, на які припадає більше 30 % світового споживання енергії [2], серед яких значна частка використовується для опалення, вентиляцію та кондиціювання повітря (ОВіК). Очікується, що енергоспоживання будівельних систем ОВіК буде ще вищим у майбутньому, частково через очікуване збільшення населення та зростання попиту на кращий тепловий комфорт у приміщенні [3].

Таким чином, їх енергоефективність стає все більш важливою для пом'якшення глобального попиту на енергію та скорочення викидів парникових газів. Було докладено значних зусиль для просування енергоефективних систем ОВіК [4], інтеграції відновлюваних джерел енергії та технологій зберігання в системи опалення та охолодження і розробки інноваційних стратегій для економії енергії ОВіК. Серед різних технологій все більший інтерес викликає ґрунтовий тепловий насос (ТН) через його переваги високої енергетичної ефективності, екологічності та простоти інтеграції з іншими енергетичними системами [5]. Нині системи ґрунтові ТН використовуються як в житлових, так і в комерційних будівлях, і встановлення систем ґрунтових ТН постійно зростає [6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У деяких кліматичних умовах ґрунтові ТН представляють собою технічно життєздатну технологію для систем опалення, охолодження та гарячого водопостачання в будівлях [7]. Вони пропонують кілька цікавих характеристик для потенційного користувача, наприклад, нижчі потреби в електроенергії та вимоги до обслуговування, ніж звичайні системи, і, отже, нижчі річні витрати [8]. З неекономічної точки зору, вони пропонують конкурентоспроможний рівень комфорту порівняно зі стандартними технологіями, знижений рівень шуму та візуального забруднення, економію викидів парникових газів і прийнятну екологічну безпеку. Агентство з охорони навколишнього середовища (ЕРА) визнає ґрунтові системи серед найбільш ефективних і комфортних систем опалення та охолодження, доступних сьогодні. Тим не менш, його проникнення на ринок Європи [9] все ще невелике. У тих північноєвропейських країнах, де ґрунтові ТН користуються найбільшою популярністю, кліматичні умови такі, що значною мірою попит припадає на опалення приміщень, тоді як кондиціонування повітря рідко потрібне. Тому досвід використання ґрунтових ТН в Європі стосується переважно теплових насосів, що працюють в режимі опалення. Однак із постійним поширенням технології ґрунтових ТН у Південній Європі, зокрема в Італії та Західній Туреччині [10], подвійне використання для опалення та охолодження стає все більш важливим. У цьому сенсі впровадження цієї технології для домінуючих систем охолодження в м'якому та

жаркому кліматі все ще знаходиться на ранніх стадіях. Робота, про яку йдеться в цій статті, була виконана в рамках європейського проекту GeoCool (2003–2006). Його основною метою був розвиток комерційного розміру, економічного, енергоефективного та екологічно чистого, повністю інтегрованого під ключ.

Загальноприйнято, що продуктивність системи ґрунтового ТН значною мірою залежить від метеорологічних параметрів та огорожувальних конструкцій [15]. Що стосується системи ґрунтового ТН в районі з переважанням охолодження, де теплота, що вводиться в ґрунт влітку, значно більше, ніж та, що витягується з ґрунту взимку через дисбаланс навантажень, таким чином підвищуючи температуру ґрунту та температуру на виході з ґрунтового теплообмінника, отже, спостерігається погіршення продуктивності системи при тривалій експлуатації [16, 17].

Виходячи з вищезазначеного, використання теплоти ґрунту найбільш ефективним чином можливе в тих помірних широтах, де опалювальний сезон за тривалістю близький, або однаковий з жарким сезоном, коли необхідне кондиціонування.

За будівельними нормами в Україні тривалість опалювального сезону визначена в середньому на рівні 182 діб, що є половиною року. Опалювальний сезон закінчується в квітні та починається в жовтні. При використанні в таких умовах ґрунтового ТН для кондиціонування та опалення приміщень можна досягти максимального позитивного ефекту, що проявляється в балансі використаної та поверненої теплоти ґрунту. Такий спосіб використання системи зможе забезпечити майже постійну температуру ґрунту, а, отже, і річну ефективність споживання електроенергії; покращить загальні експлуатаційні та екологічні показники використання земельної ділянки за рік.

Однак, провівши аналіз досліджень в літературі, можна зазначити, що висвітлені там оглядові та експериментальні статті не розкривають належним чином питання теоретичного універсального дослідження термодинамічної ефективності роботи ґрунтового ТН на базі вертикального теплообмінника в режимі кондиціонування.

У цьому дослідженні було розроблено схему кондиціювання на базі саме цієї системи. Використання такого методу може бути уніфіковано для будь-якого ґрунтового ТН з вертикальними зондами.

Мета дослідження – проведення термодинамічного аналізу ефективності використання теплового насоса на базі вертикального ґрунтового теплообмінника для кондиціювання приміщень, визначення основних переваг та недоліків роботи запропонованого рішення, постановка нових задач для подальших досліджень.

Матеріали та методи дослідження. Метою цієї роботи є проведення аналізу термодинамічної ефективності роботи ТН установки на базі вертикальних ґрунтових колекторів в режимі кондиціювання, дослідження *активного* та *пасивного* режиму роботи системи, залежно від зміни параметрів навколишнього середовища та визначальних величин.

Принципову схему системи кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН з вертикальними колекторами зображено на рис. 1.

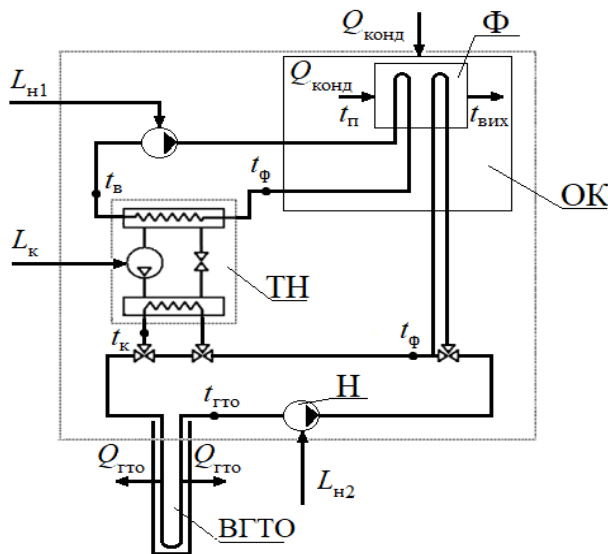


Рис. 1. Принципова схема кондиціювання приміщення з використанням ґрунтового ТН:

Ф – фанкойл; ОК – об’єкт кондиціювання; ТН – тепловий насос; ВГТО – вертикальний ґрунтовий теплообмінник; Н – насос

Результати досліджень та їх обговорення. Термодинамічний аналіз ефективності

Проаналізувавши літературні джерела щодо використання систем кондиціонування з використанням ґрунтових теплових насосів можна зробити висновок, що подібні системи в кліматичній зоні України мають бути розроблені на базі існуючих систем, що вже працюють у режимі опалення взимку. Щоб провести термодинамічний аналіз теплонасосних системи з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками використаємо дані, отримані для такої системи за оптимальних умов її роботи (мінімальні питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на роботу компресора та насоса нижнього контуру) [18].

При аналізі системи кондиціонування з використанням вертикального ґрунтового теплообмінника з зазначеною оптимальною швидкістю теплоносія нижнього контуру виникає дві задачі, які пов'язані зі специфікою використання ґрунту як середовища для скидання відведеної з приміщень теплоти в процесі кондиціонування і приводить до можливості роботи системи в двох режимах: *пасивному* та *активному*. Головною особливістю такої системи, порівняно з повітряною системою кондиціонування є те, що ґрунт, як джерело для стоку теплоти має більш низьку температуру ніж підтримувана в об'єкті кондиціонування (ОК) температура повітря. Виходячи з цього, за певної температури і параметрах ґрунту теплота від приміщень може напряму скидатись в ґрунт, без використання компресора теплового насосу (*пасивний режим*).

Для вирішення задачі ефективності роботи системи в *пасивному режимі* та граничних умов використання такого режиму необхідно скласти тепловий баланс системи; співставити величини теплових потоків, які відводяться від приміщення та тих, що можуть бути сприйняті ґрунтом при використанні існуючого теплообмінника з оптимальними параметрами для роботи в режимі опалення.

Припустимо, що величина теплового потоку в ґрунтовому теплообміннику не залежить від його напрямку. Тоді, для системи в режимі кондиціонування можна використати перепад температур теплоносія на вході та виході з ґрунтового теплообмінника, який був визначений за оптимальних умов використання вертикального ґрунтового теплообмінника в режимі опалення. Відповідне рівняння теплового балансу:

$$G_{\text{п}}c_{\text{п}}\Delta t = G_{\text{т}}c_{\text{т}}\Delta t_{\text{опт}}, \quad (1)$$

де $G_{\text{т}}c_{\text{т}}$, $G_{\text{п}}c_{\text{п}}$ – водяні еквіваленти теплоносія ґрунтового контуру та повітря в фанкойлі, кДж/(с °С); Δt – температурний перепад повітря в фанкойлі, °С; $\Delta t_{\text{опт}}$ – оптимальний перепад температур теплоносія на виході та на вході в ґрунтовий контур, °С.

Приймемо, що водяні еквіваленти повітря та теплоносія нижнього контуру ТН, і врахуємо вираз для температурного перепаду повітря в випарнику ТН (в цьому випадку – фанкойл), тоді у відповідності з методикою [19] маємо

$$\Delta t = K(t_0 - t_{\text{п}}), \quad (2)$$

де K – коефіцієнт, який залежить від рівня термосанації будівлі, то рівняння (1) можна записати у вигляді

$$K(t_0 - t_{\text{п}}) = \Delta t_{\text{опт}}. \quad (3)$$

Тоді використовуючи рівняння (3), можна отримати вираз для визначення граничної зовнішньої температури, при якій відбувається перехід від *пасивного* до *активного* режиму роботи системи:

$$t_0^{\text{рп}} = t_{\text{п}} + \frac{1}{K}\Delta t_{\text{опт}}, \quad (4)$$

де $\Delta t_{\text{опт}}$ обирається залежно від швидкості теплоносія в нижньому контурі, діаметра труб та типу ґрунту, що використовується.

Температурний режим приміщення буде порушуватись і системі для збалансування цих процесів необхідно буде увімкнути компресор ТН.

Щоб визначити ефективність роботи ТН в *активному режимі* необхідно дослідити енергетичну ефективність його роботи. Для цього необхідно визначити параметри в вузлових точках ТН, такі як температуру теплоносія на виході з випарника ТН та температуру на виході з конденсатора.

Визначення цих параметрів дасть змогу визначити холодильний коефіцієнт системи і порівняти його з такими ж показниками для інших типів систем кондиціонування.

Щоб визначити температуру теплоносія на виході з випарника використаємо тепловий баланс охолоджуючого пристрою (фанкойла):

$$G_{\text{п}} c_{\text{п}} \Delta t = G_{\text{т}} c_{\text{т}} (t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}). \quad (5)$$

З рівності (5) з врахуванням (2) маємо

$$G_{\text{п}} c_{\text{п}} K(t_0 - t_{\text{п}}) = G_{\text{т}} c_{\text{т}} (t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}). \quad (6)$$

Перепад температур $\Delta t_{\text{ф}}$ між водою на виході з фанкойла та повітрям в приміщенні кондиціювання приймаємо з існуючих норм [20] на рівні 10 °С.

Тоді, з врахуванням того, що температура води на вході в фанкойл є температурою на виході із випарника ТН, тобто $t_{\text{ф}}^{\text{вх}} = t_{\text{в}}$, можемо записати

$$G_{\text{п}} c_{\text{п}} K(t_0 - t_{\text{п}}) = G_{\text{т}} c_{\text{т}} (t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}). \quad (7)$$

За умови рівності водяних еквівалентів теплоносія нижнього контуру та повітря $G_{\text{п}} c_{\text{п}} = G_{\text{т}} c_{\text{т}}$, отримуємо рівняння для визначення температури теплоносія на виході із випарника ТН:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{п}} - K(t_0 - t_{\text{п}}) - \Delta t_{\text{ф}}. \quad (8)$$

Температура теплоносія на виході з конденсатора ТН може бути отримана при заданій і фіксованій температурі на виході з ґрунтового теплообмінника із теплового балансу ВГТО

$$Q_{\text{підв}} = Q_{\text{відв}}, \quad (9)$$

який можна записати у вигляді

$$q_{\text{г}} L_{\text{св}} = \frac{\pi d^2}{4} \rho C_p w (t_{\text{гто}}^{\text{вх}} - t_{\text{гто}}^{\text{вих}}) \quad (10)$$

Прийнявши, що температура $t_{\text{гто}}^{\text{вх}} = t_{\text{к}}$, та той факт, що теплоносій нижнього контуру охолоджується в ґрунтовому теплообміннику до температури, яка асимптотично наближається до температури ґрунту, з врахуванням (10) маємо температуру теплоносія на виході з конденсатора ТН.

$$t_{\text{к}} = t_{\text{г}} + \frac{4 q_{\text{г}} L_{\text{св}}}{w \rho C_p \pi d^2}, \quad (11)$$

Визначивши основні параметри роботи системи у вузлових точках, можемо записати вираз для визначення холодильного коефіцієнту ТН:

$$\varepsilon = \eta_{\text{ТН}} \frac{1}{\frac{273+t_{\text{в}}+5}{273+t_{\text{к}}-5}-1}, \quad (12)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат ТН.

Виходячи з цього, розв'язавши систему рівнянь (11) та (12) з урахуванням виразу (8) можемо отримати значення температури теплоносія нижнього контуру на виході з конденсатора ТН і значення холодильного коефіцієнта, що характеризує термодинамічну ефективність роботи ТН для кондиціювання приміщення з використанням ґрунтового теплообмінника заданих параметрів в *активному* режимі роботи системи.

Розрахунковий аналіз параметрів системи кондиціювання

Проведений розрахунковий аналіз системи кондиціювання проведено за умов використання в системі ґрунтових теплообмінників з оптимальними параметрами в таких діапазонах зміни вихідних даних:

- температура зовнішнього повітря – 20-40 °С;
- коефіцієнт пропорційності K , значення якого залежить від величини теплових надходжень до будівлі $K=0,1 - 0,5$ [19];
- діаметри труб ґрунтового теплообмінника – $d=25; 32; 40$ мм;
- глибина свердловини для ВґТО – $L_{\text{св}}=50 - 150$ м;
- середня температура ґрунту в теплий період року прийнята на рівні $t_{\text{г}}=10$ °С [18];
- ККД реального ТН в розрахунках прийнятий на рівні $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$.

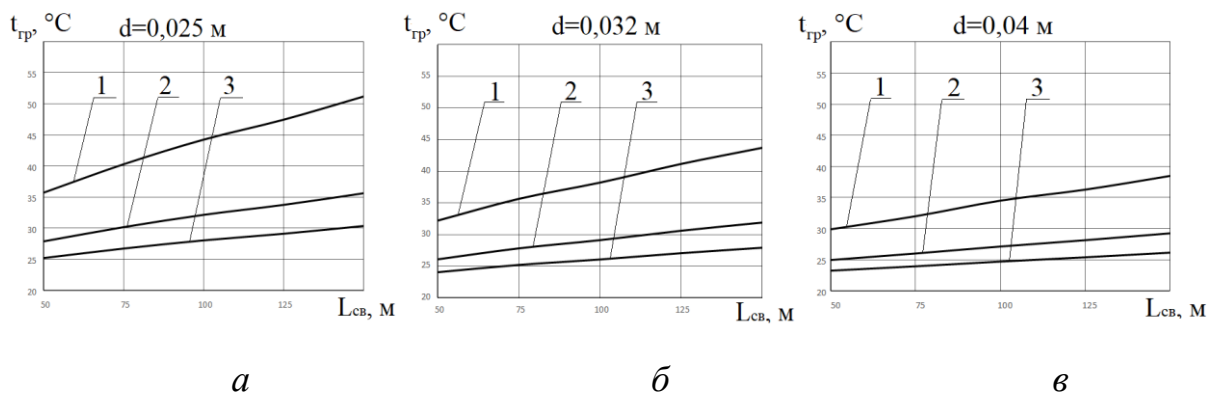


Рис. 2. Залежності граничної температури зовнішнього повітря від глибини свердловини:

$a - q_{\text{г}}=22,5 \text{ Вт/м}, d=25 \text{ мм}, 1-3 - K=0,1; 0,2; 0,3; б - q_{\text{г}}=22,5 \text{ Вт/м}, d=32 \text{ мм}, 1-3 - K=0,1; 0,2; 0,3; в - q_{\text{г}}=22,5 \text{ Вт/м}, d=40 \text{ мм}, 1-3 - K=0,1; 0,2; 0,3.$

На рис. 2 приведено залежності, які ілюструють результати розрахунків температури навколишнього повітря, за якої система переходить з *пасивного* до *активного* режиму кондиціювання, тобто вмикається компресор ТН.

З графіків видно, що при збільшенні глибини свердловини суттєво зростає значення граничної температури, а от від зміни діаметра труби ця температура залежить несуттєво і катастрофічно падає при збільшенні коефіцієнта K . З цього можна зробити висновок, що суттєвим є вплив рівня термосанації будівлі та теплоізолюючих властивостей зовнішніх огорожувальних конструкцій. При погіршенні цих властивостей зменшується область використання *пасивного* режиму охолодження будівлі, а отже і зростають експлуатаційні затрати.

Залежності, що зображені на рисунках 3, 4, 5 ілюструють результати розрахунків параметрів роботи системи в *активному* режимі кондиціювання.

На рис. 3 і 4 наведені залежності температур теплоносія від температури навколишнього повітря t_0 на виході із випарника і конденсатора ТН відповідно.

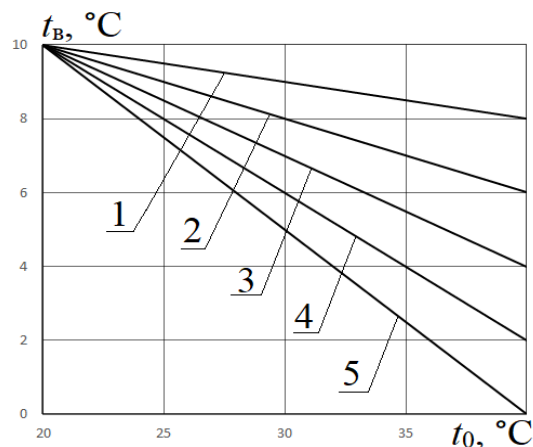


Рис. 3. Залежність температури теплоносія на виході з випарника ТН від температури навколишнього повітря:
1-5 $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$

З рис. 3 видно, що з підвищенням температури зовнішнього повітря і коефіцієнта K , температура на виході з випарника зменшується, що призводить до розширення температурних рамок циклу Карно через збільшення навантаження системи.

Температура ж конденсації (рис. 4) зростає зі збільшення глибини свердловини, та не суттєво залежить від діаметра труб вертикального ґрунтового теплообмінника,

навіть зі збільшенням глибини свердловини вплив діаметра труб практично не змінний.

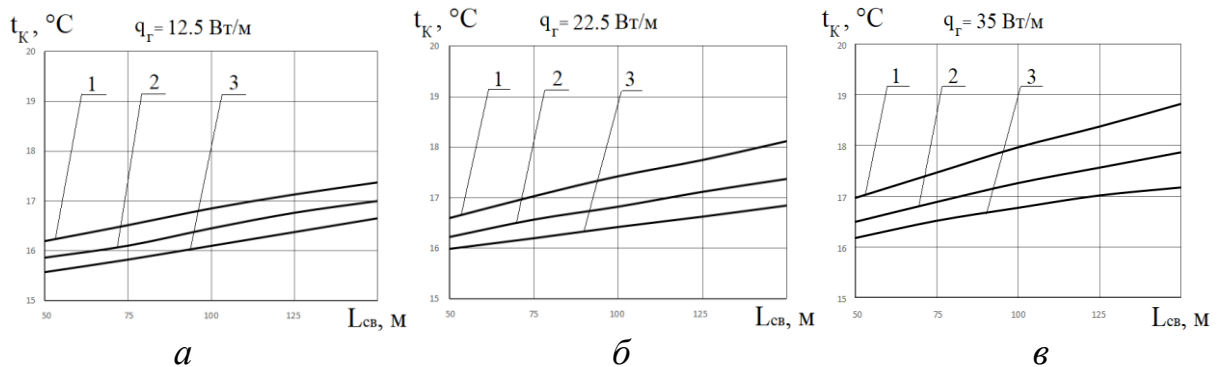


Рис. 4. Залежність температури теплоносія на виході з конденсатора ТН від температури навколишнього повітря:

a – $q_r = 12,5$ Вт/м 1-3 – $d = 25, 32, 40$ мм; *б* – $q_r = 22,5$ Вт/м; 1-3 – $d = 25, 32, 40$ мм; *в* – $q_r = 35$ Вт/м; 1-3 – $d = 25, 32, 40$ мм

Однак слід зауважити, що теплосприймаюча спроможність ґрунту має суттєвий вплив на температуру на виході з конденсатора ТН, а отже, і на ефективність системи в цілому. Так, при діаметрі труби 25 мм та використанні сухих ґрунтів температура конденсації буде змінюватись від 16,2 до 17,4 °С, в той час як при такому ж діаметрі, але ґрунті з високим рівнем ґрунтових вод від 17 до 18,9 °С.

Розглянувши залежності холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря (рис. 5) слід зауважити, що ефективність роботи холодильної системи не суттєво залежить від глибини свердловини і дещо знижується з її збільшенням. Також видно, що при збільшенні вологості ґрунту від сухих, зв'язаних до ґрунтів з великим вмістом ґрунтових вод коефіцієнт енергетичної ефективності системи знижується. Цей феномен пов'язаний з тим, що підвищення ефективності, яке відбувається за рахунок збільшення вологості не таке інтенсивне як зростання продуктивності системи, яке в свою чергу призводить до зниження холодильного коефіцієнта.

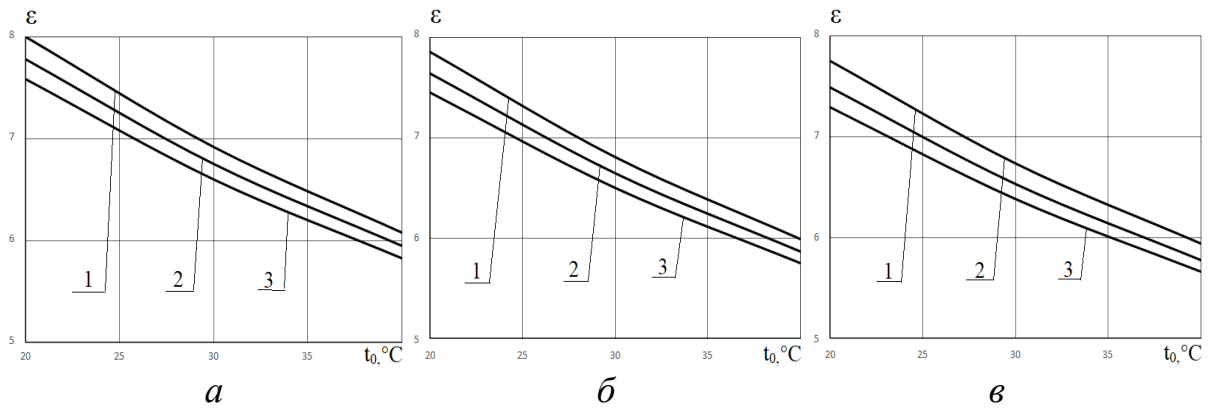


Рис. 5. Залежність холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{\text{тн}} = \eta_{\text{спліт}} = 0,6$; $K = 0,2$:
а – $q_{\text{г}} = 12,5$ Вт/м; 1-3 – $L_{\text{св}} = 50, 100, 150$ м; **б** – $q_{\text{г}} = 22,5$ Вт/м; 1-3 – $L_{\text{св}} = 50, 100, 150$ м; **в** – $q_{\text{г}} = 35$ Вт/м; 1-3 – $L_{\text{св}} = 50, 100, 150$ м

Наступним кроком аналізу слід порівняти систему на базі вертикального ґрунтового теплообмінника в режимі кондиціювання та звичайний повітряний кондиціонер з точки зору ефективності їх роботи. У роботі [19] авторами було проведено аналіз ефективності повітряного кондиціонера. Скористуємось результатами цього дослідження та побудуємо залежність холодильного коефіцієнта цих систем в одній площині координат (рис. 6).

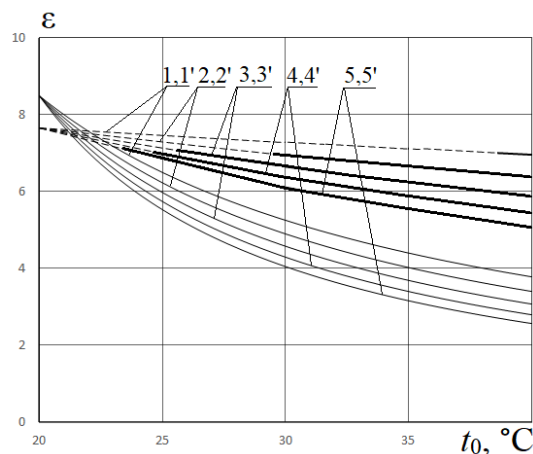


Рис. 6. Залежність холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{\text{тн}} = \eta_{\text{спліт}} = 0,6$: 1-5 – $K = 0,1 - 0,5$ для ґрунтового ТН; 1'-5' – $K = 0,1 - 0,5$ для спліт-системи

Як впливає з рис. 6, величина холодильного коефіцієнта і спліт системи і ТН зменшується з підвищенням температури зовнішнього повітря. Однак, значення холодильного коефіцієнта системи кондиціювання при скиданні відведеної теплоти

в ґрунт залишаються значно вищими в порівнянні з системою кондиціонування з використанням повітряних теплових насосів у вигляді спліт-системи.

Криві 1-5 на рис. 6 поділені на дві області (пунктирна та жирна частини кривих). Ці області відповідають активному та пасивному режиму роботи системи кондиціонування на базі ґрунтового ТН.

Зауважимо, що при однаковій температурі навколишнього повітря на рівні 30 °С при збільшенні коефіцієнта K (що відповідає погіршенню теплоізолюючих характеристик зовнішнього огороження будівлі) значення холодильного коефіцієнту для ТН системи кондиціонування з використанням ґрунту зменшується в діапазоні з 7,6 до 6,0, в той час як для спліт-системи від 5,2 до 4,0. Слід зауважити, що погіршення термосанації будівлі впливає в більшій мірі на ефективність ґрунтового ТН, аніж повітряного. Це свідчить про те, що для ґрунтових систем мають прийматись більш жорсткі умови по утепленню будинку, ніж у випадку повітряної системи кондиціонування.

Висновки і перспективи.

1. Ефективність роботи теплонасосної системи на базі ґрунтового ТН може бути підвищена на етапі її проектування з використанням теплоти ґрунту як для опалення, так і для кондиціонування.

2. Визначено, що при використанні вертикального ґрунтового теплообмінника у системі кондиціонування повітря за умов мінімальних сумарних затрат енергії (оптимальні параметри) в режимі опалення така система в літній період може працювати в широкому діапазоні параметрів без затрат енергії на роботу компресора (пасивний режим).

3. Система кондиціонування на базі ґрунтового ТН має значно більші показники енергетичної ефективності, аніж повітряна система.

4. Отримані дані свідчать, що для систем на базі вертикальних ґрунтових теплообмінників вимоги до теплоізоляційних властивостей огорожуючих конструкцій будівлі мають бути вищими, ніж для систем на базі повітряного ТН.

Список використаних джерел

1. Kaygusuz K. Energy and environmental issues relating to greenhouse gas emissions for sustainable development in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2009. Vol. 13. P. 253–270.
2. Ma Z., Wang S. Building energy research in Hong Kong: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2009. Vol. 13. P. 1870–1883.
3. Wan K., Li D., Pan W., Lam J. Impact of climate change on building energy use in different climate zones and mitigation and adaptation implications. *Applied Energy*. 2012. Vol. 97. P. 274–282.
4. Ma Z., Ren H., Lin W. A review of heating, ventilation and air conditioning technologies and innovations used in solar-powered net zero energy Solar Decathlon houses. *Journal of Cleaner Production*. 2019. Vol. 240. P. 148-158.
5. Wang Z., Wang F., Liu J., Ma Z., Han E., Song M. Field test and numerical investigation on the heat transfer characteristics and optimal design of the heat exchangers of a deep borehole ground source heat pump system. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 153. P. 603–615.
6. Sarbu I., Sebarchievici C. General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*. 2014. Vol. 70. P. 441–454.
7. Omer A. M. Ground-source heat pump systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 10. P. 123-134.
8. Lund J. W. Ground source (geothermal) heat pumps. In: Lineau P. J., editor. *Course on heating with geothermal energy: conventional and new schemes. World geothermal congress 2020 short courses*. Kazuno, Tohuko District, Japan, 2020. P. 1–21.
9. Sanner B., Karytsas C., Mendrinis D., Rybach L. Current status of ground source heat pumps and underground thermal storage in Europe. *Geothermics*. 2013. Vol. 32. P. 579–588.
10. Hepbasli A., Akdemir O., Hancioglu E. Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system. *Energy Conversion and Management*. 2013. Vol. 44. P. 527–548.
11. Hepbasli A. Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating. *International Journal of Energy Research*. 2015. Vol. 7. P. 671–687.
12. Akpinar E., Hepbasli A. A comparative study on exergetic assessment of two ground source (geothermal) heat pump systems for residential applications. *Building and Environmen*. 2017. Vol. 42. P. 2004–2013.
13. Petit P. J., Meyer J. P. A techno-economic analysis comparison of the performance of air-source and horizontal ground-source air conditioners in South Africa. *International Journal of Energy Research*. 2017. Vol. 21. P. 1011–1021.
14. De Swartdt CA, Meyer JP. A performance comparison between an air source and a ground source reversible heat pump. *International Journal of Energy Research*. 2021. Vol. 25. P. 899–910.
15. Liu Z., Xu W., Qian C., Chen X., Jin G. Investigation on the feasibility and performance of ground source heat pump (GSHP) in three cities in cold climate zone, China. *Renewable Energy*. 2015. Vol. 19. P. 76-89.

16. Yang W., Chen Y., Shi M., Spitler J. D. Numerical investigation on the underground thermal imbalance of ground-coupled heat pump operated in coolingdominated district. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 58. P. 627-637.
17. Pandey N., Murugesan K., Thomas H. R. Optimization of ground heat exchangers for space heating and cooling applications using Taguchi method and utility concept. *Applied Energy*. 2017. Vol. 190. P. 421-438.
18. Безродний М. К., Притула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. 272 с.
19. Безродний М. К., Кутра Д. С. Ефективність теплонасосних систем кондиціонування повітря. К.: НТУУ «КПІ», 2015. 172 с.
20. Стрельчук О. М. Сізов О. В. ДБН В.2.5-67:2013 "Опалення, вентиляція та кондиціонування". К.: ДП «Укрархбудінформ», 2013. 141 с.

References

1. Kaygusuz, K. (2009). Energy and environmental issues relating to greenhouse gas emissions for sustainable development in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 253–270.
2. Ma, Z., Wang, S. (2009). Building energy research in Hong Kong: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1870–1883.
3. Wan, K., Li, D., Pan, W., Lam, J. (2012). Impact of climate change on building energy use in different climate zones and mitigation and adaptation implications. *Applied Energy*, 97, 274–282.
4. Ma, Z., Ren, H., Lin, W. (2019). A review of heating, ventilation and air conditioning technologies and innovations used in solar-powered net zero energy Solar Decathlon houses. *Journal of Cleaner Production*, 240, 148-158.
5. Wang, Z., Wang, F., Liu, J., Ma, Z., Han, E., Song, M. (2017). Field test and numerical investigation on the heat transfer characteristics and optimal design of the heat exchangers of a deep borehole ground source heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 153, 603–615.
6. Sarbu, I., Sebarchievici, C. (2014). General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 70, 441–454.
7. Omer, A. M. (2017). Ground-source heat pump systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10, 123-134.
8. Lund, J. W. (2020). Ground source (geothermal) heat pumps. In: Lineau P. J., editor. *Course on heating with geothermal energy: conventional and new schemes. World geothermal congress 2020 short courses*. Kazuno, Tohuko District, Japan, 2020, 1–21.
9. Sanner, B., Karytsas, C., Mendrinos, D., Rybach, L. (2013). Current status of ground source heat pumps and underground thermal storage in Europe. *Geothermics*, 32, 579–588.
10. Hepbasli, A., Akdemir, O., Hancioglu, E. (2013). Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 44, 527–548.
11. Hepbasli, A. Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating. *International Journal of Energy Research*, 7, 671–687.

12. Akpinar, E., Hepbasli, A. A. (2017). Comparative study on exergetic assessment of two ground source (geothermal) heat pump systems for residential applications. *Building and Environment*, 42, 2004–2013.
13. Petit, P. J., Meyer, J. P. A. (2017). Techno-economic analysis comparison of the performance of air-source and horizontal ground-source air conditioners in South Africa. *International Journal of Energy Research*, 21, 1011–1021.
14. De Swartdt, C. A., Meyer, J. P. (2021). A performance comparison between an air source and a ground source reversible heat pump. *International Journal of Energy Research*, 25, 899–910.
15. Liu, Z., Xu, W., Qian, C., Chen, X., Jin, G. (2015). Investigation on the feasibility and performance of ground source heat pump (GSHP) in three cities in cold climate zone, China. *Renewable Energy*, 19, 76-89.
16. Yang, W., Chen, Y., Shi, M., Spitler, J. D. (2013). Numerical investigation on the underground thermal imbalance of ground-coupled heat pump operated in coolingdominated district. *Applied Thermal Engineering*, 58, 627-637.
17. Pandey, N., Murugesan, K., Thomas, H. R. (2017). Optimization of ground heat exchangers for space heating and cooling applications using Taguchi method and utility concept. *Applied Energy*, 190, 421-438.
18. Bezrodny, M. K., Pritula N.O. (2016). *Termodynamichna ta enerhetychna efektyvnist teplonasosnykh skhem teplopostachannia* [Thermodynamic and energy efficiency of heat pump heat supply circuits]: monography. Kyiv: NTUU "KPI" View "Polytechnic", 272.
19. Bezrodny, M., Kutra, D. (2015). *Efektyvnist teplonasosnykh system kondytsiuvannia povitria* [Efficiency of heat pump air conditioning systems]. Kyiv: NTUU "KPI" View "Polytechnic", 172.
20. Strelchuk, O., Sizov, O. (2013). *DBN V.2.5-67:2013 "Opalennia, ventylyatsiia ta kondytsionuvannia"* [DBN V.2.5-67:2013 Heating, ventilation and air conditioning]. Kyiv: SE "Ukrakhbudinform", 141.

Thermodynamic efficiency of heat pump air conditioning system based on vertical ground heat exchanger

M. Bezrodny, S. Oslovskyi

Abstract. *An analysis of literary sources in which heat pump heating and air conditioning systems were studied over the past 10 years was carried out. It was determined that research for heat pumps using vertical soil heat exchangers was conducted more in the empirical plane. The authors analyzed the effectiveness of using existing systems that work for heating and air conditioning in different countries. The results of many studies are given, which show that, in fact, the use of ground heat pumps in a temperate climate only in the heating mode entails the exhaustion of the thermal potential and the impossibility of its use in the future. Theoretical studies at the system design stage are not sufficiently presented, and the issue of predictioning the efficiency of the use of such systems is not disclosed. In this regard, it is proposed to investigate the energy efficiency of the heat-pump air conditioning system based on vertical soil heat exchangers.*

A heat pump air conditioning system based on a vertical soil heat exchanger is considered. Two research tasks were defined: analysis of efficiency in active and passive modes of conditioning. A thermodynamic analysis of the efficiency of the proposed scheme was carried out. The main operating parameters of the system at nodal points are defined. With the help of balance equations, the framework of the system's operation in passive and active modes according to the main parameters is determined. Graphical dependences of energy efficiency indicators on the determining parameters of the system were constructed and analyzed. It is shown at which parameter values the system has optimal operating costs. The results of the study are compared with those for the split system. The advantages and disadvantages of using the proposed solution are determined. It was determined that the heat pump system using soil heat for air conditioning with a vertical soil heat exchanger has stricter requirements for the thermal insulation of the air conditioning object than the system based on the air heat pump.

Key words: *air conditioning, heat pump, energy efficiency, ground heat exchanger, soil heat, passive cooling mode, energy efficiency ratio*