

DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2020-3-79-41>

УДК 697.329

Москвітін А.С.

Київський національний університет будівництва і архітектури

## АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ГЕЛІОКОЛЕКТОРАМИ ТА АКУМУЛЯТОРОМ ТЕПЛОТИ

**Анотація.** Одним з ефективних та широко розповсюджених способів отримання теплоти є перетворення сонячного випромінювання, яке падає на поверхню Землі. Але, у зв'язку з тим, що період опалення у холодний період року зміщений на 180 діб відносно періоду найбільш інтенсивної сонячної інсоляції, виникає необхідність акумулювання сонячної теплоти. Застосування сезонного акумулятора теплоти, для зберігання теплоти на короткостроковий або довгостроковий період часу, дозволяє підвищити ефективність роботи та надійність геліосистем та теплових насосів для теплопостачання навіть за несприятливих кліматичних умов. Використання сезонних теплових акумуляторів для теплопостачання споживачів неможливе без визначення їх оптимальних конструкцій та режимів експлуатації на основі яких розробляються технічні проекти їх будівництва, а також без техніко-економічного обґрунтування ефективності зазначених проектів. В даній статті наведено аналітичну модель, яка описує двоконтурну геліосистему з баком ГВП, водяною буферною ємністю для систем опалення та ГВП і сезонним акумулятором теплоти. Розглядаються нестационарні умови роботи геліосистеми з визначенням миттєвої теплової продуктивності і температури теплоносіїв протягом заданих діб, а також режим роботи системи.

**Ключові слова:** сезонне акумулювання теплоти, теплоємнісний акумулятор теплоти, теплоакумулюючий матеріал, системи опалення та ГВП.

Moskvitina Anna

Kyiv National University of Construction and Architecture

## ANALYTICAL MODEL OF HEAT SUPPLY SYSTEM WITH GELIO COLLECTORS AND HEAT ACCUMULATOR

**Summary.** One of the effective and widespread methods for generating heat is the conversion of solar radiation, which falls on the surface of the Earth. But, due to the fact that the heating period in the cold period is shifted by 180 days relative to the period of the most intense solar insolation, there is a need for the accumulation of solar heat. The use of a seasonal heat accumulator for storing heat for a short or long period of time can improve the efficiency and reliability of solar systems for heat supply even in adverse climatic conditions. Therefore, the goal is to create environmentally friendly, energy-saving heat supply systems using solar energy based on a seasonal heat accumulator. The use of seasonal heat accumulators for heat supply to consumers is impossible without determining their optimal designs and operating modes on the basis of which technical projects for their construction are developed, as well as without a feasibility study of the effectiveness of these projects. The aforementioned requires the possession of scientifically sound methods and calculation methods for the main technical and operational parameters of autonomous heat supply systems with seasonal accumulators and the ability to evaluate the economic efficiency of using the noted systems based on these parameters. Moreover, the technical parameters of heat supply systems mean: its heat output, heat output of individual energy sources (peak boilers, heat pumps, seasonal accumulator), overall dimensions of the heat accumulator. Under operational conditions – the amount of heat that is produced by one or another source of energy, the amount of electricity consumed in this case, the dynamics of the temperature of the heat-accumulating material over time, the required flow rate of the intermediate heat carrier, the heat loss of the battery, the operating life and thermal power of the energy sources that are used for “charging” underground heat accumulator. The article presents an analytical model of a dual-circuit solar heating system with a hot water tank, a buffer water tank for the heating system and a seasonal heat accumulator. The unsteady conditions of the solar system with the determination of instantaneous thermal productivity and temperature of the coolant for a given day are considered. The system of differential equations of unsteady heat transfer described in the article is solved numerically by the finite difference method. The analytical model, which contains the induced relations, makes it possible to study the processes of unsteady energy conversion in a solar system with a heat accumulator under various boundary conditions. The article describes the mode of operation of an autonomous heat supply system with a solar system and a heat accumulator.

**Keywords:** seasonal heat accumulator, the construction of seasonal heat accumulator, heat storage material, combined heat accumulator, heat accumulator operating mode.

**Постановка проблеми.** Необхідність акумулювання теплоти при сонячному теплопостачанні обумовлена значною нерівномірністю надходження сонячної радіації та її тепло споживання протягом доби та року. Враховуючи те, що в холодний період року надходження сонячної радіації мінімальне, а теплоспоживання максимальне, доцільно розглянути можливість акумулювання теплової енергії від сонячних ко-

лекторів (СК) влітку з метою її подальшого використання для теплопостачання в перехідний та опалювальний періоди. Запас енергії в акумуляторі може бути розрахований на кілька годин, діб, місяців або опалювальний період – при сезонному акумулюванні. У цілому ж застосування міжсезонного акумулятора теплоти (АТ) зможе підвищити енергонезалежність та ефективність теплопостачання при використанні геліосистем

та надлишкової теплоти в теплий період року від когенераційних установок та ТЕЦ.

Можливі такі режими роботи теплоаккумуляторних систем з геліоколекторами:

1) Покриття навантаження опалення та ГВП (режим теплопостачання);

2) Покриття навантаження тільки ГВП протягом усього року;

3) Покриття навантаження тільки ГВП в неопалювальний період.

Перші два режими передбачають використання геліосистеми з двоконтурною схемою, коли в грійчому контурі циркулює теплоносія (наприклад, етиленгліколь), а тепло в акумулятор теплоти відводиться через теплообмінник. Для розрахунку параметрів геліосистеми застосовується так званий f-метод, що враховує кліматичні параметри місцевості: значення сумарної і розсіяної сонячної радіації за місяць на горизонтальну поверхню і середньомісячну температуру повітря [1].

**Аналіз попередніх досліджень.** Відомі дослідження Накорчевського А.І., Примака А.І., Беляєвої Т.Г., Забарного Г.М. присвячені ґрунтовим акумуляторам без теплової ізоляції [2]. Їх ефективність невисока – має місце значна втрата енергії. Тому існує необхідність в розробці методу дослідження роботи сезонних акумуляторів з твердим та рідким теплоаккумуляюючим матеріалом (ТАМ), вкритим тепловою ізоляцією [3].

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.** Недолік відомостей про роботу сезонних акумуляторів не дозволяє коректно проектувати повністю автономні геліосистеми, які не потребують дублюючих джерел тепла, що призводить до подорожчання проекту [4].

**Формулювання цілей статті.** Використання сезонних теплових акумуляторів для теплопостачання споживачів неможливе без визначення їх оптимальних конструкцій та режимів експлуатації на основі яких розробляються технічні проекти їх будівництва, а також без техніко-економічного обґрунтування ефективності зазначених проектів. Вказане потребує володіння науково обґрунтованими методами та методиками розрахунків основних технічних та експлуатаційних параметрів автономних систем теплопостачання з сезонними акумуляторами теплоти і вміння оцінювати на основі цих параметрів економічну ефективність використання зазначених систем.

При цьому під технічними параметрами системи теплопостачання розуміються: її теплова потужність, теплова потужність окремих енергоджерел (пікових котлів, теплових насосів, сезонного акумулятора), габаритні розміри акумулятора теплоти та непродуктивні тепловтрати при зберіганні енергії. Під експлуатаційними – кількість теплоти, що виробляється тим чи іншим джерелом енергії, кількість споживаємої при цьому електроенергії, динаміка зміни у часі температури ТАМ, необхідні витрати проміжного теплоносія, тепловтрати акумулятора, терміни експлуатації та теплова потужність джерел енергії, які використовуються для "зарядки" підземного акумулятора теплоти.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Аналітична модель для дослідження описує двоконтурну систему теплоакмуляції з геліоко-

лекторами, з баком ГВП, водяною буферною ємністю для системи опалення (рис. 1). Розглядаються нестационарні умови роботи геліосистеми з визначенням миттєвої теплової продуктивності і температури теплоносіїв протягом заданих діб.

Максимальна миттєва інтенсивність опромінення горизонтальної поверхні визначається [5; 7]:

$$N_r^{\max} = \frac{H_r(n_m) \cdot 10^3}{N(1,707 + \frac{50}{365-n})}, \text{ Вт} / \text{ м}^2, \quad (1)$$

де  $H_r(n_m)$  – питомий середньозважений тепловий потік денного опромінення горизонтальної поверхні, МДж/(м<sup>2</sup> · день);  $N$  – тривалість дня;  $n$  – номер дня в році.

Миттєва інтенсивність опромінення горизонтальної поверхні в припущенні синусоїдального закону її зміни протягом дня [5, 7]:

$$H_r = N_r^{\max} \sin\left(\frac{\pi t'}{N}\right) \frac{1}{1 + (20370 - 1226N) \exp(-t')}, \text{ Вт} / \text{ м}^2, \quad (2)$$

де  $t'$  – тривалість періоду від сходу сонця до поточного часу,  $t' = t - t_{\text{cx}}$ ;  $t$  – поточний час;  $t_{\text{cx}}$  – час сходу сонця,  $t_{\text{cx}} = 12,27 - 0,52 N$ .

Для температури повітря отримані розрахункові співвідношення на основі емпіричних даних [6; 7]:

– при  $t_{\text{cx}} > t > t_{\text{зах}}$

$$T_a = X + \frac{Y}{\text{tg}\varphi} \left[ \frac{1,507N - 3,14t + 45,03 + 0,0258n - 9,345 \cdot 10^{-5} n^2}{N} \right], \quad (3)$$

де  $t_{\text{зах}}$  – час заходу сонця,  $t_{\text{зах}} = t_{\text{cx}} + N$ ;  $\varphi$  – широта місцевості;

$$X = 2,884 \cdot 10^{-8} \cdot n^4 - 2,2845 \cdot 10^{-5} \cdot n^3 + 5,18 \cdot 10^{-3} \cdot n^2 - 0,2508 \cdot n + 0,0751;$$

$$Y = 0,1792 + 0,044 \cdot n - 1,217 \cdot 10^{-4} \cdot n^2$$

– при  $24 > t > t_{\text{зах}}$

$$T_a = T_{\text{зах}} - \frac{T_{\text{зах}} - T_{\text{cx}}}{24 - N} (t - t_{\text{зах}}), \quad (4)$$

– при  $0 < t < t_{\text{cx}}$

$$T_a = T_{\text{зах}} - (t + 24 - t_{\text{зах}}) \frac{T_{\text{зах}} - T_{\text{cx}}}{24 - N}, \quad (5)$$

де  $T_{\text{cx}}$  і  $T_{\text{зах}}$  – температури повітря відповідно при  $t_{\text{cx}}$  і  $t_{\text{зах}}$ .

Кількість корисної теплоти  $q_{\text{кор}}$ , яку поглинає СК, можна знайти з виразу:

$$q_{\text{кор}} = H_r R(\tau\alpha) - U [0,5(T'_{11} + T''_{11}) - T_a], \quad (6)$$

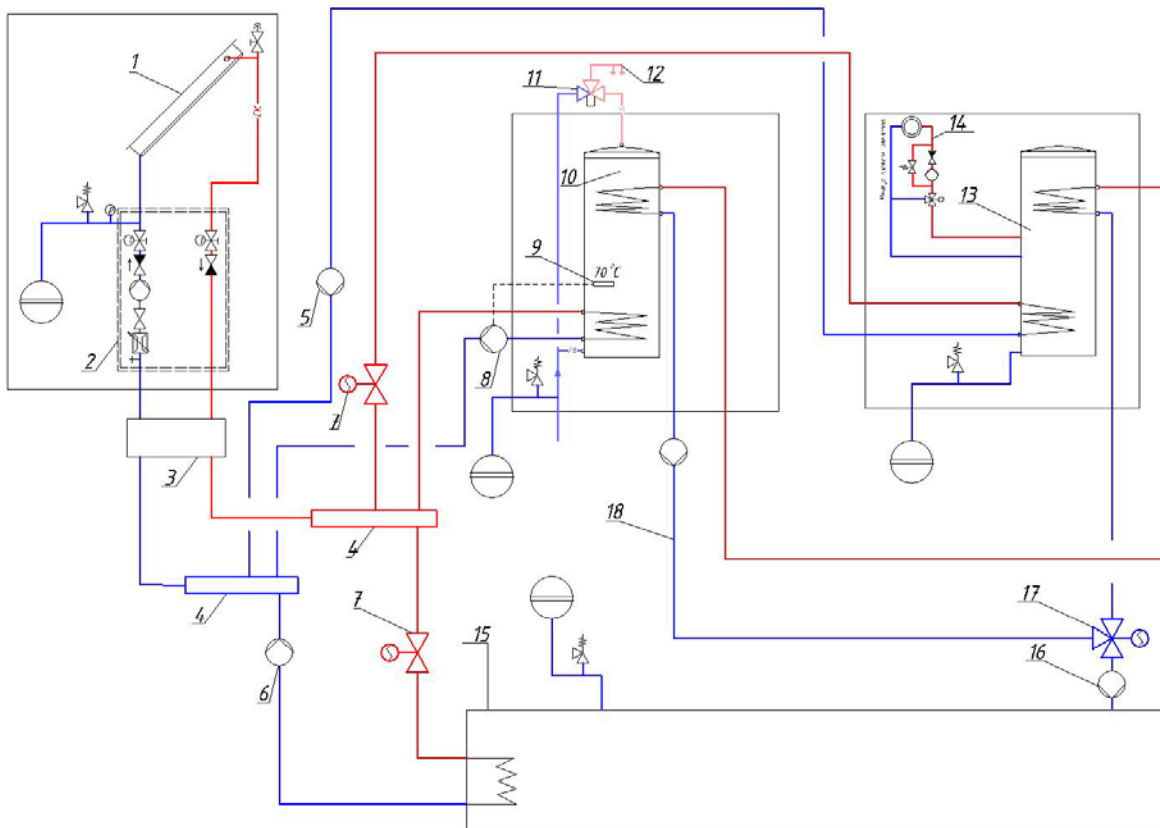
де  $T'_{11}$  і  $T''_{11}$  – температури теплоносія на вході і виході з колектору, відповідно;  $R$  – коефіцієнт, що враховує орієнтацію колектору відносно горизонтальної площини;  $(\tau\alpha)$  – оптична характеристика колектору;  $U$  – коефіцієнт втрат тепла колектором.

Тут прийнято лінійний закон зміни температури вздовж поверхні абсорбера і рівність температур абсорбера та теплоносія. Такі припущення є прийнятними для теплотехнічних розрахунків [4; 8].

Температура теплоносія, який надходить в теплообмінники баку ГВП, буферної ємності, АТ:

$$T_{11} = T'_{11} + \frac{q_{\text{кор}}}{\dot{m}_1 c_1}, \quad (7)$$

де  $\dot{m}_1, c_1$  – масова витрата і теплоємність теплоносія, відповідно.



**Рис. 1. Принципова схема теплопостачання з геліосистемою та сезонним акумулятором теплоти.**

1 – система сонячних колекторів; 2 – насосний вузол системи сонячних колекторів; 3 – гідравлічна стрілка; 4 – розподільчий колектор; 5 – насос на буферну ємність системи опалення; 6 – насос на сезонний акумулятор теплоти; 7 – двопозиційний клапан; 8 – насос бойлера гарячого водопостачання (ГВП); 9 – термічний датчик вмикання/вимикання насоса по температурі; 10 – бойлер ГВП; 11 – термозмішувальний клапан системи ГВП (для отримання постійної температури гарячої води); 12 – до споживачів системи ГВП; 13 – буферна ємність системи опалення; 14 – контур системи опалення; 15 – сезонний акумулятор теплоти; 16 – насос теплопостачання систем ГВП та опалення від сезонного акумулятора теплоти; 17 – трьохходовий переключаючий клапан; 18 – байпасна лінія з насосом для системи ГВП для використання буфера системи опалення в теплий період року як короткостроковий акумулятор теплоти для системи ГВП.

Джерело: розроблено автором

Тепловий баланс для баку ГВП та для буферної ємності буде однаковий і відрізнятися буде тільки при підставленні значень фізичних величин. Поверхня нагрівача баку ГВП та буферної ємності має вигляд одно- або багатоступінчастого трубчастого теплообмінника. Нагрівач працює в нестационарному режимі, при якому температура теплоносія змінюється в часі, тому закон зміни температури уздовж поверхні може істотно відрізнятися від експоненціального, покладеного в основу розрахунку середньологарифмічного температурного напору. З огляду на це для визначення розрахункової температури поверхні теплообмінника тепловий баланс теплообмінника баку ГВП та буферної ємності має розглядатися в нестационарному тепловому режимі [5; 8]:

$$\dot{m}_1 c_1 \frac{dT_{11}}{dl} - k_{11} \pi d_{11} (T_{11} - T_{12}) - f_{11} (c\rho)_1 \frac{dT_{11}}{dl} = 0, \quad (8)$$

де  $(c\rho)_1$  – теплоємність і густина гріючого теплоносія відповідно;  $T_{11}$  – локальна, миттєва температура гріючого середовища;  $l$  – довжина трубки теплообмінника в баці ГВП або буферній ємності;  $T_{12}$  – миттєва середня температура середовища, яке нагрівається в баці ГВП або

буферній ємності;  $k_{11}$  – коефіцієнт теплопередачі для теплообмінника в баці ГВП або буферній ємності;  $d_{11}$  – внутрішній діаметр трубки теплообмінника в баці ГВП або буферній ємності;  $f_{11}$  – площа перерізу трубки теплообмінника в баці ГВП або буферній ємності.

Середня вздовж трубки теплообмінника температура гріючого теплоносія в силу складного закону зміни в часі визначається як миттєва, осереднена по довжині каналу [5; 6]:

$$T_{11cp} = \frac{1}{l} \int_0^l T_{11} dl. \quad (9)$$

Рівняння збереження енергії для води, що нагрівається як в баці ГВП так і в буферній ємності складено для нестационарного режиму, але за умови рівномірного розподілу миттєвої температури в об'ємі:

$$k_{11} F_{11} (T_{11cp} - T_{12}) - k_{12} F_{12} (T_{12} - T_{н.с.}) - V_{12} (c\rho)_2 \frac{dT_{12}}{dt} - \dot{m}_2 (T_{12} - T_{13}) = 0, \quad (10)$$

де  $k_{12}$  – коефіцієнт теплопередачі для зовнішньої стінки баку ГВП або буферної ємності;  $F_{11}$  і  $F_{12}$  – площі теплопередаючих поверхонь теплооб-

мінника і зовнішньої стінки баку ГВП або буферної ємності, відповідно;  $V_{12}$  – об'єм баку ГВП або буферної ємності;  $(c\rho)_2$  – теплоємність і густина води, що нагрівається в баці ГВП або буферній ємності;  $\dot{m}_2$  – масова витрата води, яка поступає в бак ГВП або в буферну ємність;  $T_{13}$  – температура води, яка поступає в бак ГВП або в буферну ємність – температура в системі холодного водопостачання або температура в зворотньому трубопроводі системи опалення;  $T_{н.с.}$  – температура навколишнього середовища, де розміщено бак ГВП або буферну ємність.

Для самопливних геліосистем, якщо бак ГВП або буферна ємність для геліосистеми знаходяться назовні  $T_{н.с.} = T_{а.}$

Поверхня нагрівача АТ також має вигляд трубчастого теплообмінника, який закладається в твердий ТАМ. Рівняння теплового балансу теплообмінника в нестационарному тепловому режимі [5]:

$$\dot{m}_{21}c_1 \frac{dT_{11}}{dt} - k_{21}\pi d_{21}(T_{11} - T_{22}) - f_{21}(c\rho)_1 \frac{dT_{11}}{dt} = 0, \quad (11)$$

де  $\dot{m}_{21}, c_1$  – масова витрата і теплоємність теплоносія, відповідно;  $T_{22}$  – середня температура ТАМ, які нагріваються в АТ;  $k_{21}$  – коефіцієнт теплопередачі для теплообмінника в АТ;  $d_{21}$  – внутрішній діаметр трубки теплообмінника в АТ;  $f_{21}$  – площа перерізу трубки теплообмінника в АТ.

Середня уздовж трубки теплообмінника температура гріючого теплоносія так само, як і для теплообмінника баку ГВП або буферної ємності, визначається у вигляді миттєвої осередненої по довжині –  $T'_{11cp}$ .

Рівняння збереження енергії в нестационарному режимі нагріву ТАМ в АТ, приймається зі спрощенням – в припущенні рівномірного поля миттєвої температури в об'ємі, що допустимо за умови гарного розподілу поверхні теплообмінника в масиві ТАМ:

$$k_{21}F_{21}(T'_{11cp} - T_{22}) - k_{22}F_{22}(T_{22} - T_{н.с.}) - V_{21}(c\rho)_{21} \frac{dT_{22}}{dt} - V_{22}(c\rho)_{22} \frac{dT_{22}}{dt} = 0, \quad (12)$$

де  $k_{12}$  – коефіцієнт теплопередачі для зовнішньої стінки АТ;  $F_{21}$  і  $F_{22}$  – площі поверхонь теплообмінника, які передають тепло, і зовнішньої стінки АТ, відповідно;  $V_{21}$  – об'єм рідкого ТАМ в АТ;  $V_{22}$  – об'єм твердого ТАМ в АТ;  $(c\rho)_{21}$  – теплоємність і густина рідкого ТАМ в АТ;  $(c\rho)_{22}$  – теплоємність і густина твердого ТАМ в АТ;  $T'_{н.с.}$  – при розміщенні АТ в ґрунті  $T'_{н.с.} = T_{гр.}$  – середня температура ґрунту.

Система диференціальних рівнянь нестационарного теплообміну вирішується чисельно, методом кінцевих різниць. Аналітична модель, що містить наведені співвідношення, дозволяє досліджувати процеси нестационарного перетворення енергії в системі теплоаккумуляції з геліоколекторами при різних крайових умовах, що описують зміну температури ґрунту та величину енергоспоживання протягом року.

Система децентралізованого тепlopостачання з сезонним акумулятором теплоти та сонячними колекторами представлена на рис. 1. Розрахунок системи проводився для приватного енергоефективного будинку в північному регіоні України, в Київській області, площею 200 м<sup>2</sup>, теплове навантаження на систему опалення в становить 8,08 кВт, система гарячого водопостачання розрахована на проживання 5 осіб. Графік теплового навантаження системи опалення і гарячого водопостачання (ГВП) та надходження теплової енергії від сонячних колекторів представлено на рис. 2 [9].

20.04 – Система опалення вже не працює, температура навколишнього повітря більше +8°C. Навантаження на систему ГВП покривається за рахунок сонячних колекторів, надлишок тепла направляє в сезонний акумулятор теплоти. Оскільки після опалювального сезону температура в АТ найнижча, геліоколектори будуть ефективно працювати при найнижчих значеннях вихідного теплоносія. Автоматичне переключення теплового потоку між баком ГВП, та АТ.

30.07 – Система сонячних колекторів покриває навантаження на систему ГВП, закінчується пік надходження сонячної енергії, необхідне

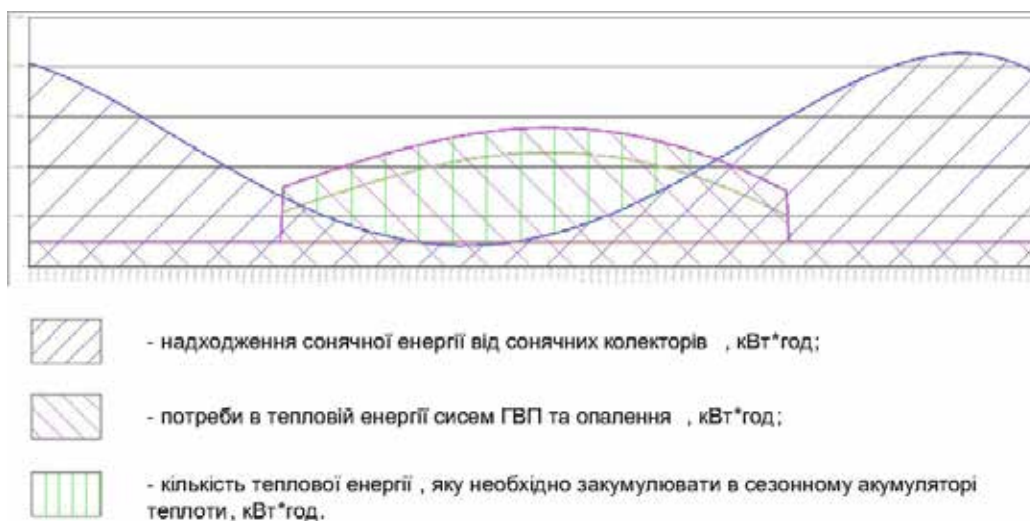


Рис. 2. Графік теплового навантаження на системи опалення, ГВП та теплонадходження від системи сонячних колекторів

Джерело: розроблено автором



коригування температури в сонячному колекторі більше температури сезонного акумулятора. В хмарні дні навантаження на систему ГВП покривається з сезонного акумулятора та буферу системи опалення.

20.09 – теплонадходження від сонячної енергії витрачаються на систему ГВП. Після нагрівання баку ГВП нагріваємо буфер системи опалення, оскільки в період зниження сонячної активності його доцільно використовувати для короткострокового зберігання гарячої води, яка буде використовуватися для нагріву бойлера ГВП.

З 10.10 – теплонадходження від сонячної енергії витрачаються на систему ГВП. Після нагрівання баку ГВП нагріваємо буфер системи опалення. Оскільки в перехідний період року, коли тільки починається опалювальний сезон, температура теплоносія в системі опалення (при температурному режимі 70-55°C) – 42°C. Для направлення теплоти від сонячних колекторів в сезонний акумулятор теплоти необхідний контроль за температурою сонячного колектору.

10.11 – температура зовнішнього повітря наближається до мінусової. Теплової енергії від сонячних колекторів вистачає на покриття потреб системи ГВП та часткового покриття потреб системи опалення (через буфер системи опалення). Потреби теплової енергії для системи опалення покриваються закумуляованою теплою з сезонного акумулятора теплоти (температура подачі системи опалення при температурному режимі 70-55°C є 44,8°C).

20.12 – період найкоротших сонячних днів, мінімальні надходження сонячної енергії. Теплової енергії від системи сонячних колекторів вистачає на часткове покриття потреб системи ГВП, остаточне покриття потреб в тепловій енергії систем ГВП та опалення відбувається за рахунок закумуляованої теплової енергії в сезонному акумуляторі теплоти. Температура в сезонному акумуляторі теплоти падає.

20.01 – збільшення тривалості світлового дня дає можливість покривати потреби системи ГВП вже за рахунок теплової енергії від сонячних колекторів, якщо виконувати корегування температури на сонячному колекторі, то надлишок теплової енергії від сонячних колекторів можливо використати для потреб системи опалення (буфер системи опалення), оскільки температура подачі системи опалення при температурному режимі 70-55°C становить 50,6°C. Теплопостачання системи опалення відбувається з сезонного акумулятора теплоти. Подальше падіння температури в сезонному акумуляторі теплоти.

25.02 – теплової енергії від сонячних колекторів вистачає на покриття потреб системи ГВП, якщо виконувати корегування температури на сонячному колекторі, то надлишок теплової енергії від сонячних колекторів можливо використати для потреб системи опалення (буфер системи опалення), потреби теплової енергії для системи опалення покриваються закумуляованою теплою з сезонного акумулятора теплоти (температура подачі системи опалення при температурному режимі 70-55°C становить 48,8°C). Подальше падіння температури в сезонному акумуляторі теплоти.

15.03 – теплової енергії від сонячних колекторів вистачає на покриття потреб системи ГВП, якщо виконувати корегування температури на сонячному колекторі, то надлишок теплової енергії від сонячних колекторів може покривати значну частину теплового навантаження на систему опалення (буфер системи опалення), потреби теплової енергії для системи опалення покриваються закумуляованою теплою з сезонного акумулятора теплоти (температура подачі системи опалення при температурному режимі 70-55°C становить є 46,3°C). Подальше падіння температури в сезонному акумуляторі теплоти.

5.04 – теплової енергії від сонячних колекторів вистачає на покриття потреб систем опалення та ГВП. Оскільки температура в сезонному акумуляторі теплоти досягла мінімального розрахункового значення, надлишок теплоти від сонячних колекторів потрібно направляти в сезонний акумулятор теплоти, з коригуванням температури сонячних колекторів більше температури в сезонному акумуляторі теплоти. Температура подачі системи опалення при температурному режимі 70-55°C становить є 42,3°C.

**Висновки з даного дослідження і перспективи** подальшого розвитку в цьому напрямку. Незважаючи на значне число експериментальних сезонних акумуляторів сонячного теплоти економічна ефективність їхнього застосування не завжди очевидна. Для рішення питання про доцільність їхнього спорудження необхідно, щоб витрати на сам АТ й його експлуатацію були істотно менше вартості запасеної енергії. Система акумулявання теплової енергії характеризується наступними параметрами: теплоакумуляуючою здатністю або питомою енергоємністю, ГДж/м<sup>3</sup>; діапазоном робочих температур, °С; швидкістю підведення й відводу теплоти при зарядці й розрядці акумулятора, кДж/с – при оптимізації цих параметрів отримуємо найкращі економічні та експлуатаційні показники. Оптимальна енергоємність акумулятора теплоти та всієї системи сонячного теплопостачання залежить від: вартості акумулятора, яка включає в себе вартість спорудження резервуару (повна конструкція резервуару з теплоізоляцією), вартість самого теплоакумуляуючого матеріалу; робочих температур теплоакумуляуючого матеріалу; вартості експлуатації акумулятора; вартості й експлуатаційних характеристик геліоколекторів (виникає питання доцільності використання дорогих та складних конструкцій імпортованих геліоколекторів). З огляду на той факт, що всі види теплових акумуляторів працюють в нестационарному тепловому режимі, то одним з найважливіших завдань є підвищення динамічних характеристик – оптимізація процесів заряду і розряду шляхом раціонального вибору конструктивних характеристик теплового акумулятору і його робочого тіла. На даний момент є потреба у створенні ефективного сезонного акумулятора теплоти для індивідуального будівництва котеджів, розробка його конструкції та перевірка його роботи експериментальним шляхом.

**Список літератури:**

1. Харченко Н.В. Гелиотеплонасосные системы теплоснабжения с сезонным аккумулярованием теплоты. Москва, 1989. 56 с.
2. А.М. Накорчевский, Б.И. Басок, Т.Г. Беляева. Проблемы грунтового аккумулярования теплоты и методы их решения. *Пром. теплотехника*. 2003. Т. 25. № 3. С. 42–44.
3. Шило В. Кто будет внедрять энергосберегающие технологии. *ЭСТА*. 2008. № 5. С. 70–71.
4. Аvezov P.P., Barskiy-Zorin M.A., Vasil'yeva I.M. Системы солнечного тепло- и хладоснабжения. Москва, 1990. 324 с.
5. Высочин В.В. Математическая модель гелиосистемы с сезонным аккумулятором тепла. *Праці Одеського політехнічного університету*. 2011. № 2. С. 125–129.
6. Высочин В.В. Влияние размеров сезонного аккумулятора тепла на автономность работы гелиосистемы. *Праці Одеського політехнічного університету*. 2012. № 1. С. 129–132.
7. ДСТУ–Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів від пожежі. Будівельна кліматологія. Київ : Мінрегіон України, 2011. 83 с.
8. Бекман Н.Г., Гилли П. Тепловое аккумулярование энергии. Москва, 1987. 272 с.
9. Любарець О.П., Москвітїна А.С. Вибір форми і розрахунок об'єму сезонного теплоаккумулятора. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. 2016. № 20. С. 24–38.

**References:**

1. Kharchenko, N.V. (1989). Gelioteplonasosnyye sistemy teplosnabzheniya s sezonnym akkumulirovaniyem teploty [Solar- heat-pump heating systems with seasonal heat storage]. Moscow: Informenergo. (in Russian)
2. Nakorchevskiy, A.M., Basok, B.I., & Belyayeva, T.G. (2003). Problemy gruntovogo akkumulirovaniya teploty i metody ikh resheniya [Problems of soil heat storage and methods for solving them]. *Industrial heat engineering*, vol. 25, no. 3, pp. 42–44.
3. Shilo, V. (2008). Kto budet vnedryat' energosberegayushchiye tekhnologii [Who will introduce energy-saving technologies]. *ESTA*, vol. 5, pp. 70–71.
4. Avezov, P.P., Barskiy-Zorin, M.A., & Vasil'yeva, I.M. (1990). Sistemy solnechnogo teplo- i khladosnabzheniya [Solar heat and cold supply systems]. Moscow: Stroyzdat. (in Russian)
5. Vysochin, V.V. (2011). Matematicheskaya model' geliosistemy s sezonnym akkumulyatorom tepla [Mathematical model of a solar system with a seasonal heat accumulator.]. *Proceedings of the Odessa Polytechnic University*, vol. 2, pp. 125–129.
6. Vysochin, V.V. (2012). Vliyaniye razmerov sezonnogo akkumulyatora tepla na avtonomnost' raboty geliosistemy [Influence of the dimensions of the seasonal heat accumulator on the autonomy of the solar system]. *Proceedings of the Odessa Polytechnic University*, vol. 1, pp. 129–132.
7. DSTU–N B V.1.1-27:2010. Zakhist від небезпечних геологічних протsesів, shkідlivikh yekspluatatsiynikh vplivів від pozhezhi. Budiveln'a klіmatologiya [Protection against dangerous geological processes, harmful operational impacts from fire. Building climatology.]. Kyiv: Ministry of Regional Development of Ukraine, 2011. 83 p. (in Ukrainian)
8. Bekman N.G., & Gilli P. (1987). Teplovoye akkumulirovaniye energii [Thermal energy storage]. Moscow: Peace. (in Russian)
9. Liubarets, O., & Moskvitina, A. (2016). Vybir formy i rozrakhunok ob'yemu sezonnoho akumulyatora teploty. [The choice of form and volume calculation of seasonal heat accumulator]. *Ventilation, lighting and heat supply*, vol. 20, pp. 24–38.