

МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ З СЕЗОННИМИ ТЕПЛОВИМИ АКУМУЛЯТОРАМИ ВІДНОВЛЮВАНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ

Отримано 09 сер. 2023 р.; рекомендовано до публікації 18 вер. 2023 р.
Доступно онлайн 30 вер. 2023 р.

О. М. Попович^{1, 2}

Автор для кореспонденції: Олександр Попович,
e-mail: popovich1955@ukr.net

д-р техн. наук.

<https://orcid.org/0000-0002-9238-5782>

¹ Інститут електродинаміки НАН України,
м. Київ, Україна.

² Інститут відновлюваної енергетики НАН України,
м. Київ, Україна.

Розроблено, програмно реалізовано й апробовано комплексну математичну модель для проєктного синтезу конструктивних і режимних параметрів систем відновлюваної енергетики з сезонним акумулюванням теплової енергії. Розроблено критерій ефективності цих систем як відношення доходу від продажу одиниці енергії, направленої на акумулювання, до вартості потрібного для цього теплоізоляційного матеріалу. Математична модель забезпечує визначення інтегральної величини цього критерію за сезонний цикл роботи теплового акумулятора з урахуванням сумісного впливу електро механічного й теплотехнічного обладнання на ефективність системи. Початок математичного моделювання потребує інформації про величину коефіцієнта використання енергії теплового акумулятора як співвідношення енергій: направленої споживачу і на його вході, а також про номінальні дані компресорного агрегату теплового насоса для моделювання втрат у ньому. Ці величини уточнюються за результатами розрахунку циклу роботи для повторної ітерації. Алгоритм дослідження передбачає різні варіанти передачі тепла від теплового акумулятора до системи теплоприйому, залежно від співвідношення їх температур: за допомогою як теплообмінників, так і теплових насосів. До вхідних параметрів, що варіюються, належать: режим роботи й величина сезонного теплоспоживання, температури навколишнього середовища, теплового акумулятора, споживача, системи опалення, параметри теплової ізоляції споживача й акумулятора. За допомогою розробленої моделі виконано порівняльні дослідження ефективності систем теплових акумуляторів у формі паралелепіпеда й кулі, а також при варіюванні обсягів енергії.

Ключові слова: сезонний тепловий акумулятор, комплексна математична модель, комплексний критерій ефективності, ітераційний метод

SIMULATION OF RENEWABLE ENERGY SYSTEMS WITH SEASONAL HEAT ACCUMULATORS

Received Aug. 09, 2023; accepted Sept. 18, 2023

Available online Sept. 30, 2023

O. Popovych^{1, 2}

Author for correspondence: Olexandr Popovych,
e-mail: popovich1955@ukr.net

Dr. of Tech. Sciences.

<https://orcid.org/0000-0002-9238-5782>

¹ Institute of Electrodynamics of National Academy of Science of Ukraine, Kyiv, Ukraine.

² Institute of Renewable Energy National Academy of Science of Ukraine, Kyiv, Ukraine.

A complex mathematical model for optimizing the parameters of structures and regimes of renewable energy systems with seasonal thermal energy storage was developed, implemented and tested. A criterion for the efficiency of these systems has been developed, as the ratio of income from the sale of a unit of energy directed to accumulation to the cost of the heat-insulating material required for this. The mathematical model ensures the determination of the integral value of this criterion for the seasonal cycle of the heat accumulator, taking into account the combined effect of electromechanical and thermal equipment on the efficiency of the system. To start mathematical modeling, information is needed on the value of the heat storage energy utilization

factor, as a ratio of energies: transmitted to the consumer and at its input, as well as on the nominal data of the heat pump compressor unit. The latter provides simulation of losses in it. These values are determined based on the results of the work cycle calculation for repeated iteration. The research algorithm provides various options for heat transfer from the thermal accumulator to the heat receiving system, depending on the ratio of their temperatures: with the help of both heat exchangers and heat pumps. The variable input parameters include: operating mode and amount of seasonal heat consumption, ambient temperature, heat accumulator temperature, consumer temperature, heating system temperature, thermal insulation parameters of the consumer and accumulator. With the help of the developed model, comparative studies of the efficiency of thermal accumulator systems in the form of a parallelepiped and a sphere, as well as for variations in the amount of stored energy, were performed.

Key words: seasonal thermal accumulator, complex mathematical model, complex efficiency criterion, iteration method

Перелік використаних позначень та скорочень

ГЕС – гідравлічна електрична станція
ТА – тепловий акумулятор
ТН – тепловий насос
ККД – коефіцієнт корисної дії
ЕМС – електромеханічна система
АД – асинхронний двигун

W – енергія
 dW/dt – потужність
T – температура
t – час
A – теплова провідність

Вступ. Ефективність роботи системи генерування й споживання енергії залежить від узгодженості часових закономірностей цих процесів і від зміни при цьому енергоефективності окремих ланок системи. Нерівномірність споживання, яка має добовий, тижневий і сезонний періоди, може бути прогнозована з достатньою точністю. В умовах традиційної структури системи енергозабезпечення нерівномірність споживання компенсується організаційними й наявними технічними засобами, зокрема системою ГАЕС. Збільшення обсягів використання енергії відновлюваних джерел часто призводить до стохастичного характеру генерування енергії, що обумовлює потребу збільшення потужностей і різновидів систем акумуляування. Зокрема використовують акумулятори теплової енергії, які забезпечують достатньо високу густину її накопичення. Наприклад, механічній енергії 24 м³ води на висоті 10 м еквівалентна енергія перегріву 0,0115 м³ води на 50 °C.

Висока густина теплової енергії обумовлює доцільність комплексного використання механічних і теплових енергетичних ресурсів води водосховищ ГЕС [1, 2]. При цьому прибуток від реалізації енергії може збільшуватись у десятки разів [2]. Ступінь збільшення прибутку зростає зі зменшенням висоти греблі ГЕС, що підвищує доцільність таких систем у випадку малих ГЕС. Корисне використання теплової енергії води водосховищ для систем тепlopостачання будівель, тепличних господарств є доцільним, але з урахуванням явно вираженого сезонного попиту. При чому зі зниженням температури навколишнього середовища цей попит зростає, а енергетичні ресурси води зменшуються. З огляду на це засобом забезпечення стабільності тепlopостачання й повнішого комплексного використання енергії води водосховищ ГЕС можуть бути сезонні теплові акумулятори, які

можна використати як демпфер невідповідності між попитом на теплову енергію та її наявними ресурсами у водосховищі.

Для високої ефективності ланок акумуляування енергії треба мінімізувати кількість етапів перетворення типів енергії. Для цього доцільно узгоджувати спосіб акумуляування енергії з типами енергій первинного джерела і споживача. Системи опалення й тепlopостачання є потужними споживачами енергії з сезонною нерівномірністю режиму роботи. Для роботи таких систем доцільним є використання акумуляторів теплової енергії, але їх застосування ускладнюється проблемами ефективного зберігання енергії, мінімізації капітальних вкладень і розробки спеціалізованого електромеханічного обладнання для забезпечення оптимальних режимів роботи.

Спрямування теплової енергії до акумулятора може забезпечувати система утилізації енергії первинного джерела. Це може бути як теплова енергія від сонячних колекторів [3] або дзеркальних концентраторів [4], так і електрична енергія сонячних панелей або гідро- чи вітроелектростанцій. Первинна енергія може перетворюватися на енергію теплоносія теплового акумулятора (ТА) з його робочими параметрами за допомогою теплових насосів (ТН), або електричних нагрівальних елементів. Параметри теплоносія значно варіюються: наприклад, це може бути нагріта вода або розплав солі чи піску [5]. Температурний режим ТА й терміни зберігання енергії визначають вимоги до конструктивних параметрів корпусу ТА стосовно механічної міцності й теплоізоляційних властивостей. Спрямування збереженої енергії ТА до споживача здійснюють системами теплообміну, ТН, а також з перетворенням на електричну енергію через паротурбінний цикл.

Системи з ТА являють собою сукупність конструкцій і груп обладнання, які повинні забезпечити ефективну роботу за мінімальних капітальних вкладень. Ця задача може бути ефективно реалізованою при застосуванні комплексного проектування [6]. Таке проектування передбачає визначення оптимальних величин конструктивних і режимних параметрів складових системи з ТА за комплексним критерієм ефективності всієї системи, який є співвідношенням величини корисної дії системи за кінцевим результатом з обсягом спожитих ресурсів [6]. Реалізація цієї проектною задачі може бути досягнута за наявності комплексної математичної моделі системи з ТА, яка дає можливість кількісно оцінювати величину комплексного критерію ефективності з урахуванням особливостей робочих режимів складових системи та їх взаємного впливу. Ефективність комплексного проектування посилюється знаходженням синергетичних ефектів, зокрема при застосуванні інтегрованих конструкцій обладнання [7].

Визначення області ефективного і конкурентоспроможного застосування систем з ТА потребує аналізу різних можливих режимів і конфігурації системи. Залежно від сфери застосування, тривалості зберігання енергії та її обсягів у пріоритеті можуть бути системи з ТН, які підвищують порівняно невисокий потенціал теплової енергії теплоносія ТА до потрібного споживачького рівня, або системи з високотемпературними ТА, в яких теплопостачання споживача здійснюється за допомогою теплообмінного обладнання з регулюванням інтенсивності теплового потоку. В першому випадку енергетичні перетони здійснюються з використанням електромеханічних систем (ЕМС) компресорних агрегатів ТН, у другому – ЕМС регулювання теплового потоку крізь теплообмінник, зокрема насосних агрегатів з асинхронними двигунами (АД) спеціалізованого конструктивного виконання для роботи в умовах високих температур. Також можливий варіант комбінації наведених варіантів системи з ТА. Порівняльний вибір і обґрунтування різних структур систем з ТА коректно здійснювати за допомогою єдиного інструментарію, що забезпечує еквівалентність умов і припущень порівняльного дослідження.

Метою роботи є розробка й апробація засобів комплексного проектного синтезу конструктивних і режимних параметрів систем ТА з урахуванням сумісного впливу електромеханічного й теплотехнічного обладнання на ефективність системи, а також з урахуванням зміни режимів накопичення й зберігання енергії, її величини.

Критерій ефективності для комплексного проектування складових системи відновлюваної енергетики з сезонним акумулюванням теплової енергії можна визначити відношенням обсягу доставленої споживачу енергії до величини спожитих ресурсів: електричних і теплових енергій, капітальних вкладень в обладнання й матеріали. Доцільність систем з сезонними ТА обумовлюється різною вартістю енергетичних ресурсів у різні пори року й можливостями ефективного акумулювання теплової енергії. Обґрунтування ефективності

таких систем доцільно здійснювати при порівняльному дослідженні характерних варіантів постачання теплової енергії споживачу: 1) перетворення електричної енергії на теплову резистивними нагрівачами; 2) перекачування низькопотенційної теплової енергії навколишнього середовища за допомогою ТН; 3) теплопостачання з використанням енергії ТА. Порівняння за наведеними варіантами потребує інформації про вартість енергетичних ресурсів, які направляються до акумулювання, і про величину капітальних вкладень. При чому останню величину треба визначати для оптимізованого ТА, який спроектовано за критерієм ефективності зберігання заданого обсягу енергії за допомогою ТА. Тобто на першому етапі задачі оптимізації конструктивних і режимних параметрів систем ТА можна розв'язувати задачу оптимізаційного дослідження ТА безвідносно до вартості енергії, яка направлена до акумулювання.

Як критерій енергетичної ефективності ТА застосуємо цикловий коефіцієнт використання енергії ТА як співвідношення енергій: корисно використаної споживачем і направленої до акумулювання. Для питомої оцінки обсягу використання конструктивних матеріалів визначимо величину об'єму теплового ізолятора на одиницю збереженої енергії. Вказані критерії вступають у протиріччя один з одним під час пошуку оптимуму. Наприклад, збільшення товщини шару теплової ізоляції підвищує коефіцієнт використання енергії ТА, але при цьому погіршується економічна ефективність використання цього матеріалу.

У першому наближенні оптимізаційного дослідження одночасне врахування енергетичного й економічного чинників здійснимо протягом одного циклу сезонного акумулювання енергії у припущенні, що: ТА має форму кулі; його розмір обумовлюється величиною направленої до акумулювання енергії, теплоємністю і заданим діапазоном робочих температур теплоносія ТА; має місце рівномірний розподіл температури в ТА; тепла й електрична енергії мають однакову незмінну вартість.

У цьому дослідженні використаємо відносну величину коефіцієнта ефективності системи на одиницю енергії на вході акумулятора як відношення доходу від продажу одиниці енергії, направленої на акумулювання до вартості потрібного для цього теплоізоляційного матеріалу:

$$K_{ef} = \frac{c_e W_u}{c_i 4\pi R^2 \delta_{hi}} = \frac{c \eta_{ha}}{s_w \delta_{hi}}; \quad (1)$$

де $\eta_{ha} = W_u / W_1$ – коефіцієнт використання енергії ТА як співвідношення енергій, направленої споживачу і на вході ТА (оцінює зниження доходу від продажу енергії внаслідок її розсіювання до навколишнього середовища при зберіганні); $s_w = 4\pi R^2 / W_1$ – площа поверхні кулі ТА з радіусом R на одиницю енергії, відправленої на акумулювання; δ_{hi} – товщина теплової ізоляції; c – співвідношення вартостей електричної енергії $c_e = 1,68$ грн/кВт·год і теплоізоляційного матеріалу c_i (пінопласт, 1500 грн/м³).

Радіус кулі ТА визначається за умови накопичення в цьому об'ємі теплоносія (з теплоємністю c_t і густиною ρ_t при діапазоні зміни його робочих температур ΔT) заданої величини вхідної енергії W_1 :

$$R = \sqrt[3]{3W_1 / (c_t \rho_t 4\pi \Delta T)}. \quad (2)$$

Комплексна математична модель системи об'єкта опалення з сезонним ТА ґрунтується на системі рівнянь процесів енергоперетворення в елементах системи і на виразах визначення величини параметрів цих рівнянь. Для визначення величини параметрів у рівняннях енергоперетворення дослідження виконаємо, спираючись на характеристики деякого тестового варіанту сезонного акумулятора з водою, нагрітою до максимальної температури T_{ma} за теплий період року [8]. Вважаємо, що цього тепла вистачає на сезон опалення приватного будинку, якщо коефіцієнт використання енергії ТА дорівнює 0,5, а температура його теплоносія знижується до мінімальної T_{mi} . Для такого варіанта визначимо питому теплову провідність теплової ізоляції ТА. Накопичену теплову енергію ТА об'єму V_{ha} оцінимо за виразом:

$$W_{1b} = W_u / \eta_{ha} = V_{ha} (T_{ma} - T_{mi}) \rho_t c_t \quad (3)$$

Залежність зміни у часі температури зовнішнього середовища треба сформулювати за статистичними даними. Наприклад, для регіону м. Київ температуру в градусах за Цельсієм можна визначити у функції часу t_{week} (одиниця виміру тижнів, нульовий відлік 15 жовтня) відповідно залежності:

$$T_{atm} = 5 - 15 \sin(t_{week} 14\pi / 365). \quad (4)$$

З урахуванням цієї залежності в межах половини року (26,07 тижнів, з 15 жовтня по 15 квітня), за інформацією про величини теплової провідності зовнішніх поверхонь будівлі тестового варіанту A_u та внутрішньої температури споживача T_u можна визначити енергію на опалення споживача: $W_{ub} = \int_0^{26,07} A_u (T_u - T_{atm}) dt$. При цьому визначається максимум потужності $(dW_u/dt)_m$ за мінімальної температури навколишнього середовища. Тут і далі індекс часу $week$ опускається.

Протягом періоду зберігання, до початку опалювального сезону, накопичена енергія ТА розсіюється в навколишнє середовище з потужністю:

$$dW_{ha}/dt = A_{ha} (T_{ha} - T_{atm}). \quad (5)$$

де A_{ha} – теплова провідність оболонки ТА.

Для визначення поточного значення температури теплоносія ТА T_{ha} для поточного часу t отримаємо вираз об'єму ТА з (3):

$$V_{ha} = W_u / [(T_{ma} - T_{mi}) \rho_t c_t \eta_{ha}]. \quad (6)$$

Спираючись на вираз (5), визначимо поточну величину теплових втрат для часу t :

$$\Delta W_{ha} = \int_{t_s}^t A_{ha} [T_{ha}(t) - T_{atm}] dt, \text{ яка подібно до (3)}$$

пов'язана з поточною T_{ha} такою залежністю:

$\Delta W_{ha} = V_{ha} (T_{ma} - T_{ha}) \rho_t c_t$. Відповідно до цього визначимо температуру за умови неробочого ходу ТА:

$$T_{ha} = T_{ma} - \frac{(T_{ma} - T_{mi}) \eta_{ha}}{W_u} \int_{t_s}^t A_{ha} [T_{ha}(t) - T_{atm}] dt, \quad (7)$$

де максимальний інтервал часу розрахунку (7) складається з часу опалювального сезону $t_h = 26,07$ тижнів (початок сезону відповідає нулю на осі часу) і часу зберігання енергії в ТА до початку її використання t_s (при подальших розрахунках прийнято, що $t_s = -5$ тижнів).

При постачанні теплом споживача енергія ТА з тепловим потенціалом T_{ha} може використовуватися в **трьох режимах** роботи системи, залежно від співвідношення температур ТА і системи опалення: безпосередній теплообмін між ТА і споживачем; залучення теплового насоса для збільшення теплового потенціалу теплового потоку від ТА; суміщення обох вказаних режимів. Задача оптимізації величини конструктивних і режимних параметрів системи з ТА потребує варіювання величиною вхідних параметрів (параметрів оптимізації) у широких межах. Для цього треба застосовувати математичну модель, яка забезпечить дослідження у всіх вказаних режимах.

Розрахункова схема, яка відповідає аналізу процесів за допомогою математичної моделі системи з сезонним ТА, зображена на рис. 1. На схемі позначено енергетичні потоки (обґрунтування математичних виразів надано далі за текстом): 1 – розсіювання ТА; 2 – споживання енергії з електричної мережі двигуном компресора теплового насоса; 3 – розсіювання об'єктом опалення; 4 – теплової енергії на вході теплового насоса; 5 – теплові втрати в двигуні компресора теплового насоса; 6 – передача тепла до об'єкта опалення від теплового акумулятора; 7 – передача тепла від системи опалення до об'єкта опалення; 8 – передача тепла від теплового акумулятора безпосередньо до системи опалення за допомогою теплообмінника, який підключено у паралель до теплового насоса; 9 – передача тепла від теплового насоса до системи опалення. На рис. 1 позначено блоки: ha – ТА; hp – ТН; u – об'єкт опалення; hs – система опалення.

Режим 1. Енергія теплового акумулятора з тепловим потенціалом T_{ha} крізь теплообмінну систему потрапляє до системи опалення, яка передає тепло до приміщення. Потрібна величина теплового потенціалу теплоносія системи опалення T_{hs} змінюється зі зміною температури навколишнього середовища T_{atm} для підтримання заданої сталої температури приміщення T_u .

Тепло потрапляє до навколишнього середовища крізь теплову ізоляцію як будинку, так і теплового акумулятора, відповідно до їх властивостей. Перетоки енергії відбуваються відповідно до співвідношень:

$$dW_u/dt = A_u(T_u - T_{atm}). \quad (8)$$

$$dW_u/dt = A_{hs}(T_{hs} - T_u). \quad (9)$$

$$\frac{dW_{ha}}{dt} = A_{ha}(T_{ha} - T_{atm}) + A_{hs}(T_{hs} - T_u). \quad (10)$$

де $A_{hs} = (dW_u/dt)_m / (T_{hsm} - T_u)$ – теплова провідність радіаторів системи опалення, яка визначається при максимальних значеннях теплової потужності й температури системи опалення T_{hsm} , які будуть у разі мінімуму температури навколишнього середовища.

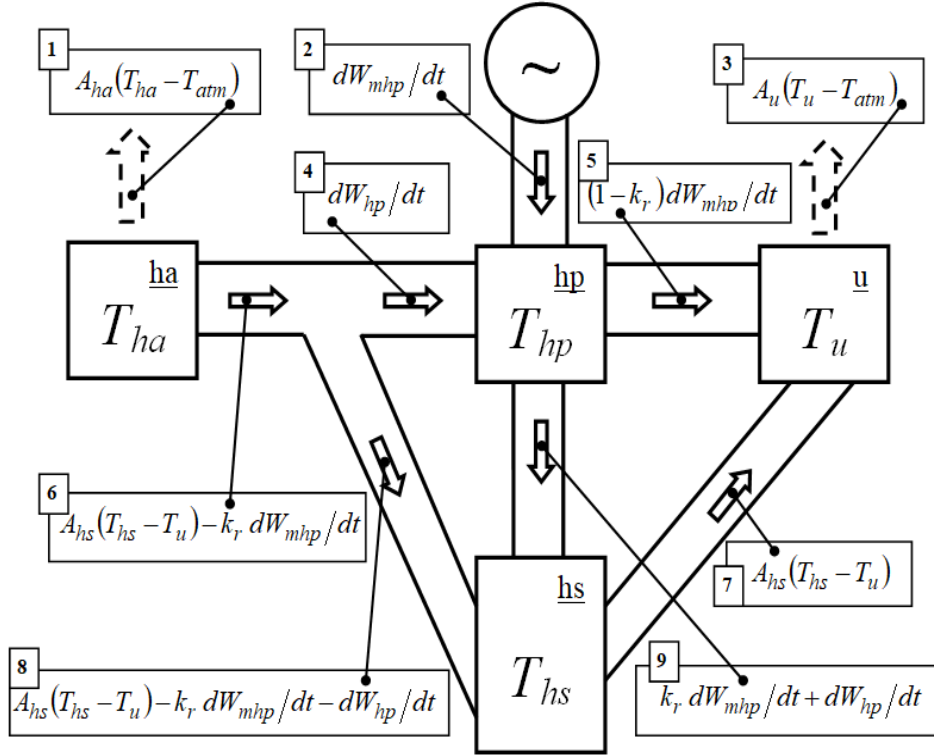


Рис. 1. Розрахункова схема системи з сезонним ТА

Fig. 1. Calculation scheme of the system with a seasonal heat accumulator

Поточне значення температури системи опалення можна знайти з (8), (9), а температура теплоносія ТА визначається подібно до (7) за умови, що теплообмін між ТА і

системою опалення еквівалентний теплообміну між системою опалення і споживачем:

$$T_{hs} = T_u + (T_u - T_{atm})A_u/A_{hs}. \quad (11)$$

$$T_{ha} = T_{ma} - \frac{(T_{ma} - T_{mi})\eta_{ha}}{W_u} \int_{t_s}^t [A_{ha}(T_{ha}(t) - T_{atm}) + A_{hs}(T_{hs} - T_u)]dt, \quad (12)$$

Режим 1 використовується, доки ТА має більшу температуру, ніж система опалення, на величину мінімально достатнього (для забезпечення умови передачі потрібної потужності за існуючих конструктивних параметрів теплообмінника) перепаду температур у системі теплообмінника між ТА і системою опалення. Тобто доки виконується умова:

$$T_{ha} - T_{hs} \geq \frac{dW_u/dt}{A_{asm}}. \quad (13)$$

де A_{asm} – максимальна теплова провідність теплообмінника між ТА і системою опалення. В загальному випадку ця величина $A_{as} = A_{hs}(T_{hs} - T_u)/(T_{ha} - T_{hs})$ є змінною завдяки регулюванню величини потоку

теплоносія з ТА до цього теплообмінника, наприклад у разі застосування відповідних насосів.

Режим 3. Енергія теплового акумулятора потрапляє до входу теплового насоса, який підвищує тепловий потенціал до такої температури системи опалення T_{hs} , яка забезпечить стабільну температуру приміщення за поточних атмосферних умов з урахуванням тепла, що розсіюється обладнанням теплового насоса. Оцінка роботи в режимі 3 починається за умови:

$$T_{ha} - T_{hs} < 0. \quad (14)$$

На додаток до залежності (8), перетоки енергії відбуваються відповідно до співвідношень:

$$dW_u/dt = A_{hs}(T_{hs} - T_u) + (1 - k_r)dW_{mhp}/dt; \quad (15)$$

$$dW_{ha}/dt = A_{ha}(T_{ha} - T_{atm}) + dW_{hp}/dt; \quad (16)$$

$$dW_u/dt = dW_{hp}/dt + dW_{mhp}/dt, \quad (17)$$

де dW_{mhp}/dt – потужність споживання енергії двигуном теплового насоса; $(1 - k_r)dW_{mhp}/dt$ – потужність втрат енергії в ЕМС теплового насоса; dW_{hp}/dt – потужність теплового потоку від теплового акумулятора до теплового насоса.

Для теплового насоса, спираючись на співвідношення ідеальної теплової машини, можна записати вираз взаємозв'язку похідних від енергій:

$$k_r \frac{dW_{mhp}}{dt} = \left(1 - \frac{T_{ha} + 273}{T_{hs} + 273}\right) \left(\frac{dW_{hp}}{dt} + k_r \frac{dW_{mhp}}{dt}\right), \quad (18)$$

де $k_r = P_{cu}/(dW_{mhp}/dt)$ – коефіцієнт врахування співвідношення між корисно використаною у компресорі механічною (відповідає ідеальним процесам) і споживаною електричною потужностями двигуна компресора теплового насоса, а також відхилення процесів у тепловому насосі від ідеальних.

Спираючись на вираз (18), отримаємо співвідношення між споживаною потужністю АД теплового насоса й тепловою потужністю на його вході:

$$\frac{dW_{mhp}}{dt} = \frac{k_h}{k_r} \frac{dW_{hp}}{dt} = \frac{P_{cu}}{k_r}, \quad (19)$$

де k_h – зворотна величина до холодильного коефіцієнта [9]. При ідеалізації процесів:

$$k_h = (T_{hs} + 273)/(T_{ha} + 273) - 1, \quad (20)$$

Вираз (19) достовірно описує фізичні процеси в системі теплового насоса, коли температура на його вході T_{hs} більша за температуру на вході T_{ha} (режим 3).

$$k_n(P) = \left[\eta_1 + (P - P_1) \frac{\eta_2 - \eta_1}{P_2 - P_1}\right] k_2 + \left[\eta_2 + a(P - P_2) + b(P - P_2)^c\right] k_1 k_3 + \left[\eta_3 + (P - P_3) \frac{\eta_4 - \eta_3}{P_4 - P_3}\right] k_4, \quad (22)$$

де

$$a = \frac{\eta_2 - \eta_1}{P_2 - P_1};$$

$$c = \frac{(\eta_4 - \eta_3)/(P_4 - P_3) - a}{(\eta_3 - \eta_2)/(P_3 - P_2) - a};$$

$$b = \frac{\eta_3 - \eta_2 - a(P_3 - P_2)}{(P_3 - P_2)^c};$$

$$k_1 = \frac{1}{2} + \frac{P - P_2}{2|P - P_2| + 10^{-7}};$$

У подальшому в інших варіантах (у режимі 2) вираз (20) буде застосовуватись з обмеженнями.

Величину $k_r = k_d k_c$ визначимо як добуток ККД асинхронного двигуна (АД) приводу компресора k_d і коефіцієнта врахування незворотних втрат у компресорі k_c .

Величина ККД АД змінюється у функції ступеня його завантаження [10], яку визначають відношенням поточного значення потужності на валу АД до її номінальної величини. Дослідження виконано за умови, що номінальна потужність АД визначається максимальною величиною потужності на валу АД за період опалювального сезону. Даний максимум знаходиться за результатами ітераційного розрахунку системи рівнянь режиму 3 (достатня збіжність результату досягається в межах одного десятка ітерацій). У такому разі ступінь завантаження визначається за виразом:

$$p = k_d \frac{dW_{mhp}}{dt} / \left(k_d \frac{dW_{mhp}}{dt}\right)_m.$$

Для проведення чисельного експерименту сформовано таку апроксимацію залежності зміни ККД АД за зміни завантаження:

$$k_d = (2,32p^{0.5} - 1,48p + 0,16p^2) k_n. \quad (21)$$

де k_n – номінальне значення ККД АД; величини коефіцієнтів полінома (21) визначено за умов: при $p = 1$ вираз у дужках дорівнює одиниці, а похідна від нього – нулю; при $p = 0,25$ вираз дорівнює 0,8.

Математичну модель, яка розробляється, призначено для досліджень у широкому діапазоні режимів і потужностей. Тому номінальне значення ККД АД визначено за довідниковими даними дво полюсних АД серії 4А [10] для всього представленого діапазону зміни номінальної потужності (0,09 ... 315 кВт) у функції номінальної споживаної потужності $P = (dW_{mhp}/dt)_m$ з використанням розробленої поліноміальної залежності:

$$k_2 = \frac{1}{2} - \frac{P - P_2}{2|P - P_2| + 10^{-7}};$$

$$k_3 = \frac{1}{2} - \frac{P - P_3}{2|P - P_3| + 10^{-7}};$$

$$k_4 = \frac{1}{2} + \frac{P - P_3}{2|P - P_3| + 10^{-7}}$$

– координати чотирьох точок довідникової залежності, що апроксимується: $\eta_1 = 0,6$; $\eta_2 = 0,84$; $\eta_3 = 0,91$; $\eta_4 = 0,93$; $P_1 = 0,09/0,6$; $P_2 = 2$; $P_3 = 45/0,91$;

$P_4 = 315/0,93$. Ці точки є межами трьох ділянок неперервної (за функцією і першою похідною) апроксимації довідникової залежності [10]: крайні ділянки – прямолінійні, середня – область коліна. Керуючі коефіцієнти k_1, k_2, k_3, k_4 забезпечують вибір ділянки залежно від поточного значення P (споживаної потужності АД).

На рис. 2 наведено графічне зображення відносної залежності ККД (21), (вираз у дужках, k'_d) і апроксимаційну залежність ККД серійних АД (22) у функції споживаної потужності у кВт, разом з даними довідника (пунктирна лінія). Залежність k'_d (21) на рис. 2 побудована у припущенні, що номінальному завантаженню відповідає максимум ККД. Проектування серії 4А асинхронних машин здійснювалось з умовою максимуму ККД для завантаження 40...50 % (для врахування середньостатистичного завантаження АД при експлуатації). Врахування цієї особливості при моделюванні здійснюється збільшенням ступеня завантаження p у виразі (21) з коефіцієнтом 1,5. При цьому ККД АД при завантаженні 25 % стає приблизно 90 % від номіналу (а не 80 %, як на рис. 2), що відповідає даним довідника.

Визначення величини k_d , яка є множителем при визначенні k_r виразу (19), дає можливість врахувати втрати

$$k_d(dW_{mhp}/dt) = P_{c0} + P_{cu} = (1/\eta_{cn} - 1)P_{cun} + k_h dW_{hp}/dt, \quad (23)$$

де P_{cun}, η_{cn} – корисно використана механічна потужність та ККД компресора у номінальному режимі, (при подальших розрахунках прийнято: $\eta_{cn} = 0,85$). Корисно використана потужність компресора у номінальному режимі визначається, як і номінальна потужність АД, за результатами виконання кількох ітерацій розрахунку системи рівнянь режиму 3: $P_{cun} = \eta_{cn}(k_d dW_{mhp}/dt)_m$. Визначення навантаження АД з урахуванням (23) підвищує адекватність математичної моделі: в разі нульового значення k_h (рівність температур на вході й виході теплового насоса) навантаження АД не буде дорівнювати нулю, як це було б із застосуванням при визначенні k_r величини η_{cn} замість k_c .

Враховуючи вираз потужності АД (23), відповідно до (19) можна визначити величину k_r :

$$k_r = \frac{k_d k_h dW_{hp}/dt}{(1/\eta_{cn} - 1)P_{cun} + k_h dW_{hp}/dt}. \quad (24)$$

Для забезпечення працездатності моделі за нульових корисних навантажень, вираз (24) застосовується з обмеженнями: мінімальне значення величини k_r фіксується на деякому граничному рівні (при виконаних розрахунках було прийнято 0,05).

Розв'язок системи рівнянь (4), (8), (15), (16), (17) забезпечує: визначення часових залежностей зміни температур і потужностей у системі об'єкта опалення з сезонним

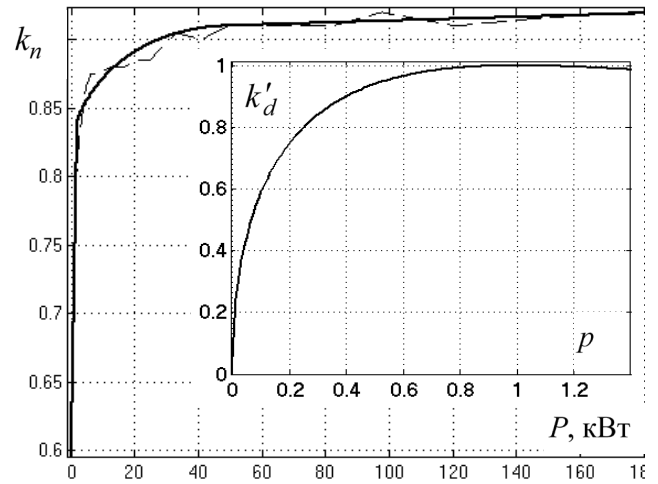


Рис. 2. Апроксимаційні залежності ККД АД

Fig. 2. Approximation dependences of AD efficiency

енергії при роботі АД. Оцінку втрат у компресорі виконаємо у припущенні, що потужність незворотних втрат у компресорі P_{c0} разом з корисно використаною у ньому потужністю $P_{cu} = k_h(dW_{hp}/dt)$, (19) визначають навантаження АД:

ТА, визначення інтегральних (циклових) показників ефективності системи, що є інформацією для оптимізації її конструктивних і режимних параметрів. Для отримання розв'язку системи в режимі 3 треба знати температуру теплоносія системи опалення T_{hs} . Для її визначення рівняння (17), (15) перетворимо з урахуванням (19):

$$\frac{dW_{hp}}{dt} = \frac{dW_u}{dt} \left/ \left(1 + \frac{k_h}{k_r} \right) \right., \quad (25)$$

$$dW_u/dt - A_{hs}(T_{hs} - T_u) = \left(\frac{1}{k_r} - 1 \right) k_h \frac{dW_{hp}}{dt}. \quad (26)$$

Урахування залежності (25) у виразі (26) дозволяє отримати рівняння відносно T_{hs} :

$$T_{hs} = T_u + \frac{1}{A_{hs}} \frac{dW_u}{dt} \left(1 - \frac{1 - k_r}{1 + k_r/k_h} \right). \quad (27)$$

Режим 2 призначений для роботи в інтервалі виконання умов (13) і (14). При цьому проміжному режимі енергія від ТА потрапляє до споживача двома паралельними шляхами: як крізь теплообмінник режиму 1, так і за допомогою теплового насоса для компенсації нестачі енергії. Потужність цієї нестачі становить:

$$dW_{\Delta}/dt = dW_u/dt - A_{asm}(T_{ha} - T_{hs}). \quad (28)$$

Співвідношення енергетичних потоків у режимі 2 визначається рівнянням (15). Але при цьому є особливості

математичної моделі порівняно з режимом 3. Коли величина k_h , (20) буде меншою за деяке критичне значення k_{kr} , компресор теплового насоса працюватиме з мінімальним завантаженням АД для здійснення корисної роботи з теплопереносу. Таку роботу оцінюватимемо у припущенні, що завантаження АД при малих величинах k_h обумовлюється сталою складовою потужності компресора, яка визначається з використанням виразів (23), (24). Для аналізу таких режимів у процесі математичного моделювання замінимо величину k_h у (19) на:

$$k_{h1} = k_{kr} + (k_h - k_{kr} + |k_h - k_{kr}|) / 2; \quad (29)$$

Це забезпечить збереження співвідношення (19), коли $k_h > k_{kr}$ й інваріантність взаємозв'язку потужностей (19) від температури, коли $k_h \leq k_{kr}$, тобто при цьому виконуватиметься умова $k_{h1} = k_{kr}$:

$$\frac{dW_{mhp}}{dt} = \frac{k_{h1}}{k_r} \frac{dW_{hp}}{dt}, \quad (30)$$

Якщо не здійснити заміну виразу (19) на (30), то, у випадку перевищення температури теплоносія ТА над температурою у системі опалення, величина k_h була би

$$\frac{dW_{uhp}}{dt} = \frac{1}{2} \left[\frac{dW_u}{dt} - \frac{A_{asm}}{2} (T_{ha} - T_{hs} + |T_{ha} - T_{hs}|) + \left| \frac{dW_u}{dt} - \frac{A_{asm}}{2} (T_{ha} - T_{hs} + |T_{ha} - T_{hs}|) \right| \right]. \quad (31)$$

Цей вираз забезпечує аналіз у режимі 2 і також у режимах 1 і 3. Величина за виразом (31) у режимі 3 дорівнює споживаній тепловій потужності dW_u/dt , а в режимі 1 дорівнює нулю. Подальший аналіз із залученням виразу (31) потребує трансформації (15). Для цього враховуємо, що:

$$dW_{uhp}/dt = dW_{hp}/dt + dW_{mhp}/dt, \quad (32)$$

Перетворення (32) з урахуванням (30) дозволяє отримати співвідношення:

$$\frac{dW_{mhp}}{dt} = \frac{dW_{uhp}}{dt} \left/ \left(1 + \frac{k_r}{k_{h1}} \right) \right., \quad (33)$$

Для співвідношень режиму 2 величину k_r визначаємо з урахуванням (32), (33) (подібно до (24)), із фіксацією мінімального значення величини k_r на граничному рівні

$$dW_{ha}/dt = A_{ha}(T_{ha} - T_{atm}) + A_{hs}(T_{hs} - T_u) - k_r dW_{mhp}/dt. \quad (36)$$

Перетворення (36) з урахуванням (33) забезпечує отримання виразів визначення потужності тепlopоста-

менша за нуль і механічна потужність двигуна й потужність теплового відбору від ТА мали б різний знак (аналіз відповідав би генераторному режиму двигуна), що вступає у протиріччя з фізикою процесів у цій ЕМС. За умови $k_h \leq k_{kr}$ застосування виразів (29), (30) забезпечує сталість співвідношення змінної складової механічної потужності двигуна (у виразі (24) це друга складова знаменника) й потужності теплового відбору від ТА, яка обумовлюється виразом (28). При розрахунках було прийнято $k_{kr} = 0.0025$, що відповідає приблизно: різниці температур у (20) на 1° , коли частка сталого навантаження у (24) – 90 %.

Крім цього, у режимі 2, на відміну від режиму 3, у загальному випадку теплова потужність теплового насоса менша за потужність тепlopостачання споживача, відповідно до (28). Для врахування цієї особливості режиму 2 визначимо й застосуємо величину dW_{uhp}/dt – потужність тепlopостачання споживача завдяки функціонуванню теплового насоса в системі з паралельним до нього тепловим потоком крізь додатковий теплообмінник (ТА – система опалення):

за виразом:

$$k_r = k_{h1} \left[\frac{k_d dW_{uhp}/dt}{(1/\eta_{cn} - 1)P_{cun} + k_{h1}dW_{hp}/dt} - 1 \right]. \quad (34)$$

Перетворивши (15) з урахуванням (33):

$$dW_u/dt = A_{hs}(T_{hs} - T_u) + \frac{1 - k_r}{1 + k_r/k_{h1}} \frac{dW_{uhp}}{dt}, \text{ можна}$$

отримати вираз для визначення температури теплоносія в системі опалення:

$$T_{hs} = T_u + \frac{1}{A_{hs}} \left(\frac{dW_u}{dt} - \frac{1 - k_r}{1 + k_r/k_{h1}} \frac{dW_{uhp}}{dt} \right). \quad (35)$$

Відповідно до рис. 1 енергія ТА розсіюється в навколишньому середовищі й забезпечує теплом систему опалення разом з корисно використаною у компресорі теплового насоса механічною енергією:

$$dW_{ha}/dt = A_{ha}(T_{ha} - T_{atm}) + A_{hs}(T_{hs} - T_u) - k_r dW_{mhp}/dt. \quad (36)$$

чання від ТА і температури його теплоносія для поточного часу t :

$$dW_{ha}/dt = A_{ha}(T_{ha} - T_{atm}) + A_{hs}(T_{hs} - T_u) - \frac{1}{1/k_r + 1/k_{h1}} \frac{dW_{uhp}}{dt}. \quad (37)$$

$$T_{ha} = T_{ma} - \frac{(T_{ma} - T_{mi})\eta_{ha}}{W_u} \int_{t_s}^t \left[A_{ha}(T_{ha}(t) - T_{atm}) + A_{hs}(T_{hs} - T_u) - \frac{1}{1/k_r + 1/k_{h1}} \frac{dW_{uhp}}{dt} \right] dt, \quad (38)$$

Рівняння підрозділу «режим 2» мають універсальний характер і забезпечують потреби аналізу усіх трьох режимів завдяки плавному переходу між ними за рахунок застосування перемикаючих функцій у виразах (29) і (31). Розроблена математична модель реалізована за допомогою структурного моделювання системи МАТЛАВ. Початок моделювання потребує інформації про робочі температури споживача, системи опалення, ТА, залежність зміни температури навколишнього середовища, а також про величини теплової провідності. Останні визначаються для заданого тестового варіанту системи і масштабуються пропорційно співвідношенню потужностей: потрібної споживача і тестового варіанту.

Розроблена математична модель забезпечує дослідження з урахуванням нелінійних властивостей, обумовлених зміною ефективності компресорного агрегату теплового насоса зі зміною його завантаження. Це потребує інформації про номінальні потужності АД і компресора. Оскільки ці величини, а також коефіцієнт використання енергії ТА, заздалегідь невідомі, розв'язок знаходиться ітераційним методом. На початку кроку ітераційного розрахунку ці величини задаються орієнтовно й уточнюються за його результатами. За виконанням кількох ітерацій (у межах одного десятка) досягається збіжність результатів. Зафіксовані в процесі розрахунку циклу роботи максимальні значення (приймаються як

номінальні величини) потужностей і ККД для АД, компресора, ТА забезпечують уточнене визначення залежностей зміни температур і потужностей системи протягом її робочого циклу, а також розрахунок величини комплексного показника ефективності системи. Реалізація ітераційного розрахунку в системі МАТЛАВ здійснена з використанням блоків *To Workspace*: наприкінці кроку ітераційного розрахунку результат направляється до робочого простору системи МАТЛАВ, звідки він зчитується на початку наступного кроку.

Визначення параметрів для тестового варіанту системи опалення з ТА. Дослідження виконаємо, спираючись на характеристики тестового варіанту сезонного акумулятора, який являє собою ємність з розмірами $3 \times 4 \times 10$ м з водою, нагрітою до максимальної температури $T_{ma} = 80$ °C за теплий період року [8]. Вважаємо, що цього тепла вистачає на сезон опалення приватного будинку, якщо коефіцієнт використання енергії ТА дорівнює 0,5, а температура його теплоносія знижується до мінімальної $T_{mi} = 20$ °C. Для такого варіанту визначимо питому теплову провідність теплової ізоляції ТА, а також параметри робочого режиму ТА:

1. Накопичену теплову енергію ТА об'єму V_{ha} оцінимо за виразом (3):

$$W_{lb} = 120 \text{ м}^3 \cdot (80 - 20) \text{ °C} \cdot 1000 \text{ кг/м}^3 \cdot 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)} = 30,17 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 8380 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Цієї енергії, якщо коефіцієнт використання енергії ТА 0,5, вистачить на корисне використання: $8376/2/24 = 174,6$ кВт·діб = 24,94 кВт·тижд. Вартість такої кількості електроенергії становить 4190 кВт·год * 1,68 грн/кВт·год = 7039 грн.

2. З урахуванням залежності (4), в межах половини року (26,07 тижнів, з 15 жовтня по 15 квітня), за результатами математичного моделювання (для інтегрування рівняння (8) використано засоби системи МАТЛАВ) можна визначити енергію на опалення споживача:

$$W_{ub} = \int_0^{26,07} A_{ub}(T_u - T_{aim}) dt. \text{ Вона, за температури споживача } T_u = 20 \text{ °C, становить обумовлену величину}$$

$$A_{hs} = (dW_u/dt)_m / (T_{hsm} - T_u); A_{hs} = 1,169 / (80 - 20) = 0,0195 \text{ кВт} \cdot \text{тижд.}/(\text{тижд.} \cdot \text{°C}).$$

4. Величина максимальної теплової провідності теплообмінної системи між ТА і безпосередньо системою опалення впливає на перерозподіл енергій між цією системою і ТН, відповідно до рівнянь (28), (31). Аналіз виконано для системи зі співвідношенням: $A_{asm} = 2 A_{hs}$.

5. За допомогою розв'язку рівнянь (4), (8), (31), (33), (35), (37), (38) було досліджено тестовий варіант системи. З урахуванням обумовлених вище величин теплової провідності було визначено величину A_{hab} ітераційним чином. В разі цієї шуканої провідності ТА величина температури його теплоносія в кінці опалювального сезону повинна дорівнювати заданій величині T_{mi} . За резуль-

татами дослідження тестового варіанту визначено: $A_{ub} = 0,03897$ кВт·тижд./((тижд.·°C). При цьому максимум потужності (за мінімальної температури навколишнього середовища) становив $(dW_u/dt)_m = 1,169$ кВт, середня й мінімальна потужності становили 0,9567 кВт і 0,5845 кВт відповідно.

3. Теплову провідність радіаторів системи опалення визначимо з (15) при мінімальній температурі навколишнього середовища й за умови нехтування тепловими втратами у двигуні. При цьому температура теплоносія сягає заданого максимального рівня $T_{hsm} = 80$ °C:

татами дослідження тестового варіанту визначено: $A_{hab} = 0,018$ кВт·тижд./((тижд.·°C).

6. Коефіцієнт теплопередачі шару теплової ізоляції ТА U у Вт/(м²·К) визначимо, як відносну величину на 1 м² площі поверхні ТА (площа поверхні тестового варіанту $S_{hab} = 164$ м²):

$$U_{hab} = A_{hab} / S_{hab} = 18 / 164 = 0,11 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

7. Визначимо товщину еквівалентної теплової ізоляції з пінопласту (коефіцієнт теплопровідності $\lambda_n = 0,037$ Вт/(м·К), вартість $c_n = 1500$ грн/м³):

$$\delta_{hib} = \lambda_n / U_{hab} = 0,037 / 0,1046 = 0,337 \text{ м}$$

8. Об'єм і вартість такої теплової ізоляції: 55,3 м³ і **82,93 тис. грн.**

9. Величина коефіцієнта ефективності системи

$$K_{ef} = \frac{c_e W_u}{c_i V_{hi}} = \frac{1,68 \cdot 4190}{1500 \cdot 55,3} = 0,085.$$

$$R = \sqrt[3]{3V_{ha}/4\pi} = 3,06 \text{ м і } S_{ha} = 4\pi \left(\sqrt[3]{3V_{ha}/4\pi} \right)^2 = \sqrt[3]{36\pi V_{ha}^2} = 117,65 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$U_{ha} = A_{hab} / S_{ha} = 1000 \cdot 0,018 / 117,65 = 0,153 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Товщина теплової ізоляції з пінопласту

$$\delta_{hi} = \lambda_n / U_{ha} = 0,037 / 0,153 = 0,242 \text{ м.}$$

Об'єм теплової ізоляції

$$V_{hi} = S_{ha} \delta_{hi} = S_{ha}^2 \lambda_n / A_{ha} = 28,45 \text{ м}^3.$$

Величина коефіцієнта ефективності систем

$$A_{ha} = S_{ha}^2 \lambda_n / V_{hi} = S_{ha} \lambda_n / \delta_{hi} = \sqrt[3]{36\pi} \frac{\lambda_n}{\delta_{hi}} \left[\frac{W_u / \eta_{ha}}{(T_{ma} - T_{mi}) \rho_t c_t} \right]^{2/3}.$$

Дослідження режиму роботи за допомогою рівнянь (4), (8), (31), (33), (35), (37), (38) дало змогу визначити закономірності зміни потужностей перетоків енергії й температур у системі, які наведено на рис. 3 у функції часу в тижнях. Де позначено:

$dW_{uha} = A_{hs}(T_{hs} - T_u) - k_r, dW_{mhp}/dt$ – потужність корисного використання енергії ТА, рис. 1, потік 6; dW_u – потужність розсіювання тепла споживачем, рис. 1, потік 3; dW_{uhp} – потужність теплопостачання споживача завдяки функціонуванню теплового насоса, (31), на рис. 1 це сума потоків 2 і 4, відповідно (32); dW_{mhp} – потужність споживання енергії з електричної мережі, рис. 1, потік 2. Також показано розрахункові залежності температур системи опалення, атмосфери, ТА. Крім того, дослідження режиму роботи дозволило отримати інтегральні величини енергії за річний цикл роботи, визначити величини коефіцієнтів (наведені у таблиці) використання енергії ТА η_{ha} й енергетичної ефективності теплового насоса η_{hp} , останній як співвідношення теплової енергії з його виходу до спожитої електричної енергії (з урахуванням (30) і рис. 1):

$$\eta_{hp} = 1 + \int_0^{t_h} \frac{k_r}{k_{h1}} (dW_{mhp}/dt) dt \Big/ \int_0^{t_h} (dW_{mhp}/dt) dt;$$

$$\eta_{ha} = \frac{\int_0^{t_h} A_u (T_u - T_{atm}) dt}{\int_{t_s}^{t_h} \left[A_{ha} (T_{ha} - T_{atm}) + A_{hs} (T_{hs} - T_u) - k_r \frac{dW_{mhp}}{dt} \right] dt}.$$

Дослідження конструктивних і режимних параметрів системи з ТА у формі кулі, який еквівалентний до тестового варіанту за об'ємом та тепловою провідністю зовнішньої поверхні.

Радіус і площа поверхні еквівалентної кулі становлять відповідно:

$$K_{ef} = \frac{c_e W_u}{c_i 4\pi R^2 \delta_{hi}} = \frac{c_e W_u}{c_i V_{hi}} = \frac{1,68 \cdot 4190}{1500 \cdot 28,45} = 0,165.$$

Вартість теплової ізоляції $C_{hi} = c_n V_{hi} =$ **42,68 тис. грн.**

Тобто застосування кулястої форми ТА замість застосованої форми тестового ТА зменшує вартість теплової ізоляції практично **у два рази**.

Вираз величини теплової провідності оболонки кулястого ТА у разі зміни значень його конструктивних і режимних параметрів можна отримати з урахуванням останніх виразів і (6):

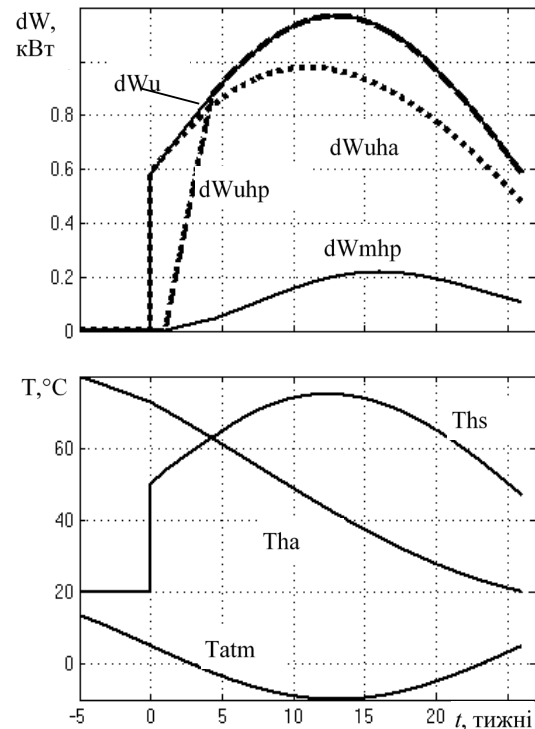


Рис. 3. Параметри робочих режимів

Fig. 3. Parameters of working modes

Дослідження конструктивних і режимних параметрів системи з ТА за зміни потужності споживача виконано у припущенні зміни кількості однотипних будинків, що дозволило пропорційно до їх кількості змінювати величини теплової провідності. Результати дослідження

зведені до таблиці. Максимальна кількість будинків була обмежена максимальною номінальною потужністю двополюсних АД серії 4А приводу теплового насоса (315 кВт), яка врахована при формуванні апроксимації його ККД. Цей чисельний експеримент, для врахування нелінійних залежностей зміни параметрів системи рівнянь, спирається на ітераційні алгоритми розв'язку. З огляду на це зміна кількості будинків здійснювалась поступово, кроками зі збільшенням у 1,5...2 рази.

Таблиця. Результати дослідження

Table. Research results

Форма ТА	Кількість будинків	R, м	K_{ef}	η_{ha}	η_{hp}
Тестова	1	-	0,085	0,5	6,536
Куляста	1	3,06	0,165	0,5	6,536
	10	5,7	0,4713	0,765	8,254
	100	11,55	1,156	0,929	9,115
	270	15,84	1,661	0,973	9,38

Висновки. Розроблена математична модель, яка програмно реалізована в системі структурного моделювання МАТЛАБ, забезпечує потреби комплексного проєктного синтезу систем сезонних ТА завдяки можливості визначення величини комплексного критерію ефективності з урахуванням зміни режимів накопичення і зберігання енергії, її величини, величини конструктивних і режимних параметрів системи ТА. Застосування апроксимаційних залежностей ККД компресорного агрегату й ітераційний розрахунок його максимальної потужності забезпечує уточнене визначення втрат у електромеханічних складових системи при широкому діапазоні зміни обсягів зберігання енергії. Запропонований комплексний критерій забезпечує можливість встановлення оптимального співвідношення енергетичної й ресурсної ефективності за рахунок врахування співвідношення вартості енергії й теплової ізоляції ТА. Розроблена модель забезпечує порівняльне дослідження систем ТА з водою як теплоносія і з високотемпературними розплавами завдяки врахуванню в алгоритмі дослідження режимів передачі тепла від ТА до споживача за допомогою як теплообмінних пристроїв, так і теплових насосів. Порівняльні дослідження ефективності систем теплових акумуляторів у формі паралелепіпеда і кулі показали можливість двократного зменшення вартості теплової ізоляції в останньому випадку. На прикладі збільшення ємності ТА у 270 разів показано збільшення ефективності ТА на порядок. Тобто в разі достатньо великих обсягів тривалого зберігання теплової енергії вплив енергетичної ефективності на величину конструктивних параметрів ТА зменшується і це дає можливість знижувати ресурсовитратність конструкції.

ПОСИЛАННЯ

1. Попович О. М. Комплексне використання гідроенергоресурсів / О. М. Попович. Гідроенергетика України. 2021. № 3-4. С. 53–60.
2. Popovych O. Electromechanical Equipment for Integrated Use of Power Potential of Hydroelectric Power Plant Reservoirs / O. Popovych, I. Golovan, S. Shevchuk, V. Polishchuk. 2020 IEEE 7th International Conference on Energy Smart Systems (2020 IEEE ESS). Pp.93–96.
3. Зоценко С. А. Сонячне теплопостачання: різновиди систем перетворення, ефективність. Відновлювана енергетика. 2022. № 4. С. 43–48. doi.org/10.36296/1819-8058.2022.4(71)43-48
4. Масаликін С. С., Книш Л. І. Моделювання енергетичних втрат при розфокусуванні сонячних параболоїдних концентраторів. Відновлювана енергетика. 2022. № 4. С. 26–31. doi.org/10.36296/1819-8058.2022.2(69)26-31
5. Tian Y., Zhao C. Y. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications/Applied Energy. Volume 104, April 2013. Pp. 538–553. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.051
6. Popovych O. M., Golovan I. V. Complex design tools for improvement of electromechanical systems with induction motors. Tekhnichna Elektrodynamika. 2022. No. 2. Pp. 52–59. DOI:10.15407/techned2022.02.052
7. Попович О. М., Яшин Р. В. Дослідження енергоефективності електромеханічної системи водопостачання багатопверхового будинку із дворівневими стояками. Технічна електродинаміка. 2023. № 1. С. 42–50. DOI: https://doi.org/10.15407/techned2023.01.042
8. Забарний Г. М., Кудря С. О., Маслюкова З. В., Примак А. Сезонне акумулювання теплоти в підземних акумуляторах. К.: ТОВ «ВІОЛ-ПРИНТ». 2009. 278 с.
9. Дячек П. И. Холодильные машины и установки: Учеб. пособие / П. И. Дячек. Ростов н/Д: Феникс. 2007. 424 с.
10. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник / [Кравчик А. Э., Шлаф М. М., Афонин В. И., Соболенская Е. А.]. М.: Энергоиздат. 1982. 504 с.

REFERENCES

1. Popovych O. M. Kompleksne vykorystannya hidroenerghoresursiv, [Integrated use of hydropower resources] / O. M. Popovych // Hidroenerhetyka Ukrayiny. 2021. № 3-4. S. 53–60. [in Ukr].

2. Popovych O. Electromechanical Equipment for Integrated Use of Power Potential of Hydroelectric Power Plant Reservoirs / O. Popovych, I. Golovan, S. Shevchuk, V. Polishchuk. 2020 IEEE 7th International Conference on Energy Smart Systems (2020 IEEE ESS). Pp.93–96. [in Eng]
3. Zoshchenko S. A. Sonyachne teplopostachannya: rizno-
vydy system peretvorenniya, efektyvnist', [Solar heat
supply: types of conversion systems, efficiency]. Vid-
novlyuvana enerhetyka. 2022. № 4. S. 43–48.
[doi.org/10.36296/1819-8058.2022.4\(71\)43-48](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2022.4(71)43-48). [in Ukr]
4. Masalykin S. S., Knysh L. I. Modelyuvannya enerhetych-
nykh vtrat pry rozfokusuvanni sonyachnykh para-bo-
loyidnykh kontsentratoriv, [Modeling of energy losses
during defocusing of solar paraboloid concentrators].
Vidnovlyuvana enerhetyka. 2022. № 4. S. 26–31.
[doi.org/10.36296/1819-8058.2022.2\(69\)26-31](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2022.2(69)26-31). [in Ukr]
5. Tian Y., Zhao C. Y. A review of solar collectors and ther-
mal energy storage in solar thermal applications/Ap-
plied Energy. Volume 104, April 2013. Pp. 538–553.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.051>. [in
Eng]
6. Popovych O. M., Golovan I. V. Complex design tools for
improvement of electromechanical systems with induc-
tion motors. Tekhnichna Elektrodynamika. 2022. No. 2.
Pp. 52–59. DOI:10.15407/technd2022.02.052. [in Eng]
7. Popovych O. M., Yashyn R. V. Doslidzhennya en-
erhoefektyvnosti elektromekhanichnoyi systemy
vodopo-stachannya bahatopoverkhovoho budynku iz
dvorivnevymy stoyakamy, [Study of the energy effi-
ciency of the electromechanical water supply system of
a multi-story building with two-level risers]. Tekhnichna
elektrodynamika. 2023. № 1. S. 42–50.
DOI:10.15407/technd2022.02.052 [in Ukr].