

ЗАСТОСУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ЛЬОДОАКУМУЛЮЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ У СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Отримано 16 трав. 2025 р.; рекомендовано до публікації 22 вер. 2025 р.
Доступно онлайн 30 вер. 2025 р.

Корбут В. П.¹, Рибачов С. Г.²

Автор для кореспонденції: Рибачов Сергій,
e-mail: 9599770@i.ua

¹ д-р. техн. наук, професор
<http://orcid.org/0000-0002-0831-2477>

² канд. техн. наук, доцент
<http://orcid.org/0000-0002-0093-9750>

^{1, 2} Київський національний університет
будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

Розглянуто результати досліджень природного та штучного утворення льодового масиву для холодопостачання систем кондиціювання повітря (СКП). З огляду на географічні широти України практичні проробки підтверджують можливість використання намерзання льодового масиву природним способом у холодну пору року з подальшим використанням його в інші періоди року. Для мінімізації танення льоду і забезпечення ефективного використання холоду із застосуванням льодоаккумуляторних систем послуговуються декількома методами його захисту.

Дослідження нестационарних тепломасообмінних процесів, які протікають у системі «повітря – вода – лід» з урахуванням конвективно-променевої теплоти, а також теплоти випаровування, підтверджують ефективність зберігання льодового масиву під шаром талої води в суміші з природними опадами та водяної пари, що конденсується.

Таке рішення дозволяє зменшити швидкість танення в 3...5 разів залежно від терміну зберігання, а в разі збільшення товщини талої води зменшується кількість тепла, яка надходить у цю систему під впливом зовнішніх факторів.

Розглянуто питання можливого використання штучних льодоаккумуляторних систем охолодження в СКП у теплий період року. Застосування таких енергоефективних технологій дає змогу накопичувати холод в акумуляторах льоду під час періодів низького енергоспоживання і нижчих температур зовнішнього повітря (наприклад, вночі) та використовувати його для охолодження в години пікового навантаження.

Наведено принципові схеми часткового зберігання холоду в баках-акумуляторах, що дозволяє зменшити споживання електроенергії на 5...7 % за номінальної холодопродуктивності залежно від конструкції конденсатора і типу компресорів.

Ключові слова: коефіцієнт енергоефективності, льодоаккумуляторні технології, природний льодовий масив, градирні, нестационарні теплообмінні процеси, холодопродуктивність льодового масиву, конвективна теплота, сонячна радіація, холодильна машина, бак-акумулятор холоду, цикли замерзання-розмерзання, прихована теплота льодоутворення.

APPLICATION OF ENERGY-EFFICIENT ICE-ACCUMULATING TECHNOLOGIES IN AIR CONDITIONING SYSTEMS

Received May. 16, 2025; accepted Sept. 22, 2025
Available online Sept. 30, 2025

Korbut V.¹, Rybachov S.²

Author for correspondence: Rybachov Sergey,
e-mail: 9599770@i.ua

¹ Dr. of Tech.Science
<http://orcid.org/0000-0002-0831-2477>

² Cand. of Tech.Science
<http://orcid.org/0000-0002-0093-9750>

^{1, 2} Kyiv National University of Constructions
and Architecture, Kyiv, Ukraine

Abstract. An analytical model for the flow of heat carrier in natural-circulation (thermosiphon) solar water heaters is presented. A differential equation for the flow velocity is derived, accounting for the gravitational driving head due

to density differences between hot and cold fluid and for hydraulic losses (friction and local resistances). The time evolution of the temperature difference between the heated and cold sections of the loop is characterized and described by a generalized gamma-like function with a controllable peak. Using the derived model, the unsteady velocity and volumetric flow rate of the circulating fluid are simulated numerically. Graphs of are provided, as well as a surface illustrating the relationship between flow rate, time, and temperature head. The conclusions highlight the scientific novelty of the results, their practical significance for designing efficient thermosyphon solar heaters, and directions for further research, including accounting for nonlinear fluid properties and system optimization.

Keywords: renewable energy sources, solar radiation energy, natural circulation, solar water heater, flow rate, temperature head.

Вступ

Системи формування комфортного або технологічного мікроклімату – доволі затратна стаття загального бюджету як під час будівництва, так і експлуатації споруд різного призначення. Так, для виробничих споруд на системи кондиціонування повітря (СКП) припадає 15...20 % капітальних вкладень (для деяких спецтехнологій і до 40 %), а в загальному енергетичному балансі витрати на системи формування мікроклімату становлять понад 30 % витрат на енергозабезпечення споруд.

Енергоекологоефективні технології, які слід впроваджувати під час створення внутрішніх мікрокліматичних умов, оцінюються сезонним коефіцієнтом енергоефективності (SEER), що характеризує середню ефективність роботи системи охолодження протягом усього охолоджувального сезону [2, 3]. Цей показник визначається як відношення загальної кількості теплової енергії, відведеної системою в режимі охолодження протягом певного періоду часу, до загальної електричної енергії, спожитої за цей період. Ефективність роботи обладнання (кондиціонери, холодильні машини, теплові насоси) у режимі охолодження також оцінюється коефіцієнтом енергоефективності (EER), який визначається як відношення продуктивності холодильного обладнання до витрат електроенергії для цього охолодження [2, 3].

Показник перетворення електричної енергії на енергію асиміляції теплоти приміщення або технологій для сучасних холодильних процесів з водяним охолодженням конденсаторів, де джерелом холоду є пристрій контактної дії з процесами випарного охолодження води (градирні, кондиціонери-градирні, бризгальні басейни тощо), перебуває на рівні до 4 одиниць. Збільшення значення (EER) для СКП можливо при застосуванні процесів отримання додаткових джерел холоду з утворенням льодового масиву природним або штучним шляхом.

Природним способом лід утворюється намерзанням води з використанням інтенсивних технологій за від'ємних температур зовнішнього повітря, а штучним шляхом – з використанням холодильних машин, які працюють в економічному температурному тарифному нічному режимі.

Природне намерзання масиву льоду і його зберігання до початку роботи систем кондиціонування повітря (СКП) може бути реалізовано відповідно до кліматичних

умов України. Практичні проробки підтверджують можливість висоту намерзання товщини льоду до 0,5 см за добу на кожний градус від'ємних температур. На 30 % території України можлива розрахункова висота намерзання становить до 2,0 м (в разі виконанні заходів із захисту від танення на період зберігання). Використання талої води з температурою 1...2 °C у системі зворотного водопостачання з градирнями для конденсаторів холодильних машин у теплий період з витратою 7... 10 % загальної витрати (компенсація на випарювання води) дає змогу знизити температуру охолоджувальної води на 2,5...3,0 °C і, відповідно, зменшити споживання електроенергії на 5...7 % за номінальної холодопродуктивності залежно від конструкції конденсатора і типу компресорів.

Технології штучного намерзання, зберігання і використання льодового масиву передбачають перемикання роботи штатних холодильних машин для акумулювання холоду в умовах знижених температур зовнішнього повітря та за економічним нічним тарифом електропостачання. Це дозволяє в проектних режимах використовувати додатковий холод для зниження температури холодоносія в баку-акумуляторі і, відповідно, зменшувати добові пікові теплові та електричні навантаження на СКП.

Мета роботи полягає в дослідженні систем, що використовують природне або штучне утворення льодового масиву для холодопостачання систем кондиціонування повітря.

Існують різні методи захисту природно намороженого льоду від танення. На наш погляд, найраціональніше та найефективніше створювати масиви льоду нижче природного рівня землі. У разі такого рішення на поверхні льоду при його зберіганні до періоду використання в теплий період року утворюється шар талої води та природних опадів у суміші з водяною парою, що конденсувалась.

Розглянемо тепломасообмінні процеси, які протікають у взаємозв'язаній вертикальній системі «повітря – вода – лід». Ці процеси нестаціонарні, оскільки танення льоду змінює висоту рівня води, що своєю чергою зменшує надходження теплоти через кондукцію з верхнього шару води до поверхні льоду і відповідно зменшується швидкість танення.

У природних водоймах профілі температур відповідають прямій температурній стратифікації з виділенням трьох характерних зон: верхня – найбільше тепла, середня – з різкою зміною температур, нижня – з повільним зниженням температур. З огляду на це нижня зона є найприйнятнішою для зберігання льоду. Крім того, джерело холоду стабілізує пряму стратифікацію і зменшує вертикальний рух води, що зі свого боку зменшує надходження конвективної теплоти в нижню зону й танення льоду. Враховуючи, що при $t_w \leq +4^\circ\text{C}$ густина води зменшується, утворюється шар циркуляційних течій ($0^\circ\text{C} \leq t_w \leq +7^\circ\text{C}$).

Граничні умови в системі такі: температура поверхні води встановлюється на рівні температури мокрого термометра повітря t_{oda}^m , температура поверхні льоду $t_{ice} = 0^\circ\text{C}$.

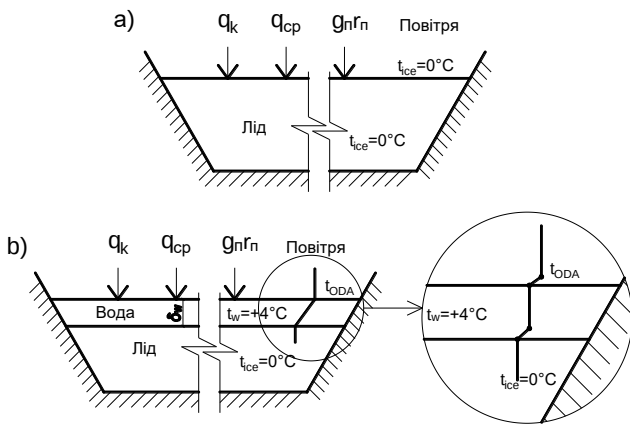


Рис. 1. Фізична модель процесів, що протікають в системі «повітря – вода – лід»: а) початковий момент; б) поточний момент.

Fig. 1. Physical model of processes occurring in the "air – water – ice" system: a) initial moment; b) current moment.

Рівняння теплових потоків у системі (рис. 1) у загальному вигляді:

$$q_{hid} + q_{conv} + q_{solar} = q_{cold}, \quad (1)$$

де q_{cold} – кількість холоду, що утворюється під час танення льоду (холодопродуктивність льодового масиву), Вт/м²;

q_{hid} – прихована теплота випаровування під час конденсації водяної пари з повітря при контакті з поверхнею води, Вт/м²;

q_{conv} , q_{solar} – відповідно, теплота, яка надходить у систему конвекції та за рахунок сонячної радіації, Вт/м²;

Прихована теплота випаровування, що надходить у систему:

$$q_{hid} = 0,278 g_{st} \cdot r_{st} \text{ Вт/м}^2, \quad (2)$$

де g_{st} – кількість водяної пари, що сконденсувалася, кг/год·м²;

r_{st} – прихована теплота пароутворення, $r_{st} = 205,3$ кДж/кг.

Парціальний тиск пари в повітрі вище парціального тиску безпосередньо над поверхнею, тому що температура поверхні t_{surf} нижча за температуру повітря t_{oda} і точки роси t_{dew} ($t_{dew} > t_{surf} < t_{oda}$). Відповідно, потік пари направлено з оточуючого повітря до поверхні (в початковий момент часу до холодної поверхні льоду ($t_{dew} = t_{ice}$), і при контакті з нею утворюється конденсат з виділенням теплоти випаровування).

Розглянемо критеріальні залежності, які характеризують тепломасообмінні процеси на горизонтальній поверхні за умов вимушеної конвекції [4], оскільки температура розвинутої поверхні $t_{surf} < t_{oda}$, і мають місце вітрові потоки при $Re = 2,2 \cdot 10^4 \dots 3,15 \cdot 10^5$.

$$Nu' = 0,248 (Re)^{0,9} \cdot (Pr')^{0,33} \cdot (Gu)^{0,135} \cdot (\Theta)^2, \quad (3)$$

де Nu' – дифузійний критерій Нусельта:

$$Nu' = \frac{\beta \cdot l}{D}, \quad (4)$$

де β – коефіцієнт масообміну, м/год;

$l = \sqrt{F}$ – характерний розмір, м;

F – площа тепломасообмінної поверхні, м.

Коефіцієнт дифузії:

$$D = 0,0754 \left(\frac{T}{273} \right)^{1,89} \cdot \frac{101,3}{P_{bar}}, \quad (5)$$

де P_{bar} – барометричний тиск, кПа;

Дифузійний критерій Прандтля:

$$Pr' = \frac{\gamma}{D}, \quad (6)$$

де γ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\gamma} \quad (7)$$

Критерій Гухмана:

$$Gu = (T_{oda} - T_{oda}^m) / T_{oda} \quad (8)$$

Температурний фактор:

$$\Theta = T_{oda} / T_{vap} \quad (9)$$

Розрахунок коефіцієнта масообміну виконується за формулою (3) і знаходиться кількість водяної пари, що конденсувалася, кг/год·м²:

$$g_{vap} = Nu' \frac{D'}{l} (P_{oda} - P_{vap}) \frac{1}{g}, \quad (10)$$

де D' – коефіцієнт дифузії, який віднесено до градієнта парціального тиску, м²/год·Па;

P_{oda} , P_{vap} – парціальний тиск випаровуючого середовища та на поверхні, Па.

Конвективна теплота, що надходить у систему:

$$q_{conv} = \alpha_c (t_{oda} - t_{vap}) \quad (11)$$

де α_c – коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/м²·°C.

Для визначення середнього коефіцієнта теплообміну можливо застосування критеріального рівня $Nu = f(Re)$ для теплообміну при обтіканні горизонтальної поверхні потоком повітря в турбулентному режимі:

$$Nu = 0,032 \cdot Re^{0,2}, \quad (12)$$

де Nu – термічний критерій Нусельта:

$$Nu = \alpha_c \cdot l / \lambda, \quad (13)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·°С.

У визначених границях критерію Re точнішого значення α_c можна досягти за критеріальним рівнянням для випадку теплообміну, що ускладнено тепломасообміном [9]:

$$Nu = 0,027 (Re)^{0,9} \cdot (Pr)^{0,33} \cdot (Gu)^{0,175} \cdot (\Theta)^2, \quad (14)$$

де Pr – термічний критерій Прандтля:

$$Pr = \gamma / a. \quad (15)$$

Теплота, яка надходить від сонячної радіації в систему «повітря – вод – лід» визначається на основі процесів променевого теплообміну. Сонячне випромінювання є основним фактором формування теплового режиму шару води і, відповідно, за законом збереження енергії теплового випромінювання рівняння теплового балансу має вигляд:

$$E_{surf} - E_w = (E_{refl})_w + (E_{abs})_w + (E_{pass})_w, \quad (16)$$

де E_{surf} – густина потоку променевої енергії, що потрапляє на поверхню, Вт/м²;

E_w – густина потоку власної променевої енергії води, Вт/м²:

$$E_w = \varepsilon_w \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{oda}}{100} \right)^4 \right] \quad (17)$$

де $\varepsilon_w = 0,95 \dots 0,963$ – ступінь чорноти поверхні води;

$C_0 = 5,67$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/м²К⁴.

Величина E_w враховується тільки за умови $t_w > t_{oda}$.

Густина потоку променевої енергії, що відбивається від поверхні води, Вт/м²:

$$(E_{refl})_w = R_w \cdot E_{surf}, \quad (18)$$

$$R_w = 0,037 \dots 0,05$$

Густина потоку променевої енергії, що поглинається водою, Вт/м²:

$$(E_{abs})_w = A_w \cdot E_{surf}, \quad (19)$$

де A_w – інтегральна поглинальна здатність $A_w = 0,95 \dots 0,963$;

$(E_{pass})_w$ – густина потоку випромінювання, що пропускається водою.

$$(E_{refl})_w = (E_{refl})_{ice} + (E_{abs})_{ice}, \quad (20)$$

де $(E_{від})_{ice}$, $(E_{abs})_{ice}$ – відповідно, густина променевої енергії, що відбивається і поглинається для льоду, Вт/м² (при $A_w = 0,95 \dots 0,98$)

Крім того:

$$(E_{pass})_w = D_w \cdot E_{surf}, \quad (21)$$

де D_w – інтегральна пропускну здатність води;

Враховуючи, що вода для теплових променів практично непрозора (атермічна), то $D_w = 0$ і $(E_{pass})_w = 0$.

Отже, за наявності шару води на поверхні льоду променевої теплота не надходить до поверхні льоду і не впливає на тепловий баланс на границі «вода – лід» (рис. 1, б)

Згідно з формулами (16) – (19) променевої теплота, що потрапляє на поверхню води, здебільшого витрачається на нагрівання води і передається до поверхні льоду кондукцією. Окрім того, на відбивну і поглинальну властивість води, тобто на значення $(E_{refl})_w$ та $(E_{abs})_w$, впливає ступінь шорсткості води.

Таким чином, враховуючи розподілення променевої енергії в систему «повітря – вода – лід» (див. рис. 1) кількість теплоти, що потрапляє від сонячної радіації, дорівнює:

$$q_{solar} = (E_{abs})_w = A_w \cdot E_{surf} = (0,95 \dots 0,963) \cdot E_{surf} \quad (22)$$

Розглянемо особливості танення льоду в системі «повітря – вода – лід» з визначенням холодопродуктивності льодового масиву:

$$q_{cold} = 0,278 \cdot g_{ice} \cdot r_{ice}, \quad (23)$$

де g_{ice} – витрата льоду, що розморожується, кг/год м²;

r_{ice} – прихована теплота плавлення льоду, $r_{ice} = 333,98$ кДж/кг.

Надходження на поверхню льоду теплоти сонячної радіації при різниці температур повітря та поверхні льоду визначається за умовами теплопередачі:

$$q_{solar} = \frac{1}{R_0} (t_{oda}^{ym} - t_{ice}), \quad (24)$$

де R_0 – опір теплопередачі:

$$R_0 = \frac{1}{(\alpha_c)_{oda}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{(\alpha_c)_w}, \quad (25)$$

де $(\alpha_c)_{oda}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну між повітрям і шаром води, Вт/м²°С, визначається за формулами (12) та (13), а з урахуванням масообміну – за формулою (14);

$(\alpha_c)_w$ – коефіцієнт конвективного теплообміну між водою і поверхнею льоду Вт/м²°С, визначається за критеріальною залежністю для умов вільної конвекції.

$$Nu = 0,135 (Gr \cdot Pr)^{0,33}_w \quad (26)$$

відповідно:

$$(\alpha_c)_w = \lambda_w \cdot Nu_w / l \quad (27)$$

Gr_w – критерій Грасгофа для води:

$$Gr_w = \frac{g \cdot \beta \cdot (\bar{t}_w - t_{ice}) \cdot l^3}{\gamma^2} \quad (28)$$

$\bar{t}_w = 0,5(t_{surf} - (t_w)_{ice})$ – середня температура води, °C;

t_{ice} – температура на поверхні льоду, приймається $t_{ice} = 0$ °C;

$(t_w)_{ice}$ – температура води на границі з льодом, °C;

δ_w – товщина шару води в поточний момент, м;

λ_w – коефіцієнт теплопровідності води, Вт/м²°C;

t_{oda}^{ym} – умовна середньодобова температура зовнішнього повітря з урахуванням сонячного випромінювання («сонячна повітряна температура»), °C

$$t_{oda}^{ym} = t_{oda} + \frac{(E_{abs})_w}{(\alpha_c)_{oda}} \quad (29)$$

або з урахуванням формули (19):

$$t_{oda}^{ym} = t_{oda} + \frac{(0,95 \dots 0,963) \cdot E_{surf}}{(\alpha_c)_{oda}} \quad (30)$$

Розрахунки, що виконані за наведеними залежностями, підтверджують можливість зберігання пласту льоду під шаром води зі значно більшою ефективністю порівняно з іншими методами зберігання при намерзанні блоками. Така система «повітря – вода – лід» зменшує швидкість танення в 3...5 разів залежно від терміну зберігання. При цьому зі збільшенням товщини талої води зменшується кількість тепла, яка надходить у цю систему під впливом зовнішніх факторів (температура повітря, конденсація пари, сонячна радіація) і відповідно знижується швидкість танення льоду.

Швидкість танення g_{ice} і товщина шару води δ_w визначається на основі розрахунків тепломасообмінних процесів з урахуванням перемінної величини δ_w у визначені періоди.

Для збільшення значення коефіцієнта енергоефективності (EER) перспективними є також вдосконалені технології штучного намерзання зберігання льоду і використання талої води в періоди максимальних добових теплових навантажень (відповідно і електричних) СКП.

Під час проектування СКП навантаження для охолодження приймається на весь період роботи (рис. 2, а) тобто 10 год. Фактично СКП не працюють на 100 % потужності в повному циклі охолодження протягом дня. Пікові навантаження починаються орієнтовно з 14:00 до 16:00 за максимальних температур зовнішнього повітря.

На графіку (рис. 2, б) показано навантаження при використанні «типового» рішення влаштування СКП на охолодження повітря в приміщенні за добу. Як видно, повна потужність холодильної машини в циклі охолодження потрібна лише на термін до двох годин на добу.

Протягом інших восьми годин роботи холодильна машина споживає менше холоду, ніж та його кількість, на яку розрахована СКП (працює в режимі 70...75 % номінальної потужності). Проте до установки приймається холодильна машина з розрахунку 100 % навантаження, тільки щоб забезпечити роботу двох годин на охолодження.

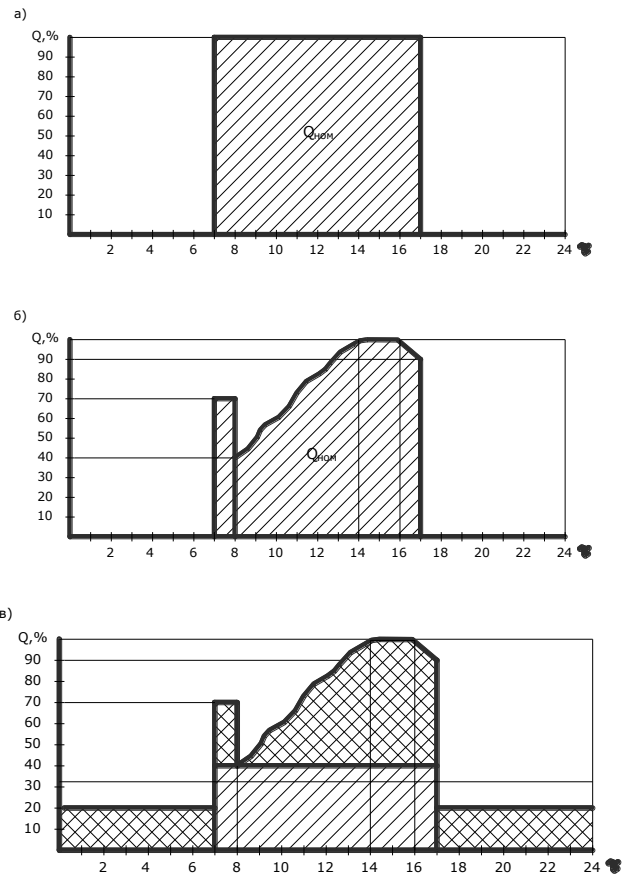


Рис. 2. Добовий графік роботи та потужності холодильної машини: а) – фактична потужність встановленої машини холоду; б) – реальний графік роботи встановленої холодильної машини; в) – графік роботи холодильної машини при використанні акумуляторів холоду

Fig. 2. Daily schedule of operation and capacity of the refrigeration machine: a) – actual capacity of the installed refrigeration machine; b) – real schedule of operation of the installed refrigeration machine; c) – schedule of operation of the refrigeration machine when using cold accumulators

Коефіцієнт одночасності – це співвідношення фактичного навантаження обладнання (Q_{ϕ}) для охолодження будівлі до загальної потенційної потужності холодильної машини ($Q_{пот}$):

$$K_{sim} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{пот}} \cdot 100 \quad (31)$$

Тобто що нижче K_{sim} , то вище потенційні переваги застосування такої системи зниження теплового навантаження. Використовується практична й економічна стратегія розподілення навантаження: значно менш потужна, ніж потрібно за розрахунком, холодильна машина працює постійно протягом доби. Вона заряджає баки для акумулювання холоду в нічний час і знижує навантаження протягом дня за рахунок накопиченого холоду. Така цілодобова робота холодильної машини забезпечує мінімально можливе середнє навантаження (див. рис. 1, б). Значення максимальної потужності СКП істотно знижується, внаслідок чого потужність холодильної машини можна скоротити на 50–60 %.

Технологія штучного намерзання льоду дає змогу перенести значну частку навантаження енергоспоживання на години мінімальних навантажень, що скорочує потребу в електроенергії на кондиціонування і забезпечує загальне зниження споживання енергії. У цій системі стандартна холодильна машина утворює лід у нічний час за мінімальних навантажень електроенергії для споруд і за нижчим тарифом. Лід утворюється та зберігається в модульних ізольованих поліетиленових баках, в яких розміщений спіральний теплообмінник з пластикових трубок, занурений у воду. Вночі водогліколева суміш (25 %) охолоджується в холодильній машині й циркулює через теплообмінник, відбираючи тепло від води до повного її замерзання.

Технологічні схеми часткового зберігання холоду показані на рис. 3. Вночі водогліколева суміш циркулює через холодильну машину (2) і теплообмінник у баку (1) з обводним контуром через клапани регулювання температури (5), що мають електроприводи. Рідина, охолоджена до температури $t = -4^{\circ}\text{C}$, заморожує воду навкруги теплообмінника в баку (рис. 3, а).

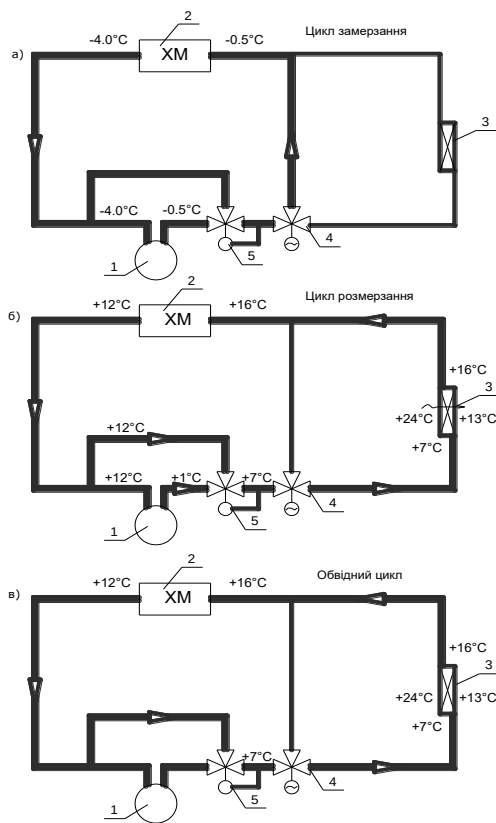


Рис. 3. Технологічні схеми часткового зберігання холоду: 1 – бак – акумулятор холоду; 2 – холодильна машина; 3 – теплообмінник повітроохолоджувача УКП; 4 – автоматичний клапан одночасності; 5 – клапан регулювання температури

Fig. 3. Technological schemes of partial cold storage: 1 – tank – cold accumulator; 2 – refrigerating machine; 3 – heat exchanger of the air cooler of the central heating system; 4 – automatic simultaneity valve; 5 – temperature control valve

На наступний день (рис. 3, б) згенерований лід охолоджує водогліколеву суміш від $t = +12^{\circ}\text{C}$ до $t = +1^{\circ}\text{C}$. За допомогою клапана регулювання температури (5) та обвідного контуру навколо бака забезпечується змішування холодоносіїв, що мають температуру $t = +12^{\circ}\text{C}$ та $t = +1^{\circ}\text{C}$, до необхідної температури $t = +7^{\circ}\text{C}$. Рідина з температурою $t = +7^{\circ}\text{C}$ рухається до теплообмінника кондиціонера для охолодження повітря від $t = +24^{\circ}\text{C}$ до $t = +13^{\circ}\text{C}$. Після нього теплоносіє з $t = +16^{\circ}\text{C}$ потрапляє в холодильну машину для охолодження до $t = +12^{\circ}\text{C}$.

Слід зазначити, що на відміну від широкоживаних схем холодопостачання з температурою холодоносія $t = +7^{\circ}\text{C}$ для отримання льоду водогліколевий розчин у холодильній машині необхідно охолоджувати до $t = -4^{\circ}\text{C}$. Цей ефект називається «зниженням» номінальної потужності холодильної машини орієнтовно на 30–35 %. Проте ефективність компресора змінюється неістотно, оскільки нижча температура навколишнього середовища в нічний час приводить до нижчих температур конденсації. Це забезпечує більшу ефективність холодильної машини в цілому.

На схемі (рис. 3, в) клапан регулювання (5) в обвідному циклі забезпечує необмежений контроль потужності. Тобто значний час при середніх знижених температурах, а також в сутінках (друга половина дня) холодильна машина може працювати без накопичення холоду і забезпечувати необхідне охолодження повітря для СКП.

Коли фактичне навантаження для охолодження дорівнює або нижче потужності холодильної машини холодоносіє системи циркулює по обвідному каналу.

Процеси намерзання льоду і наступного його танення нестационарні тому, що змінюється товщина шару льоду, а відповідно, і теплоізолявальні властивості льоду. Кількість льоду, який утворюється, визначається залежністю:

$$W_{ice} = \frac{W_w \cdot C_w \cdot \Delta t_w}{r}, \quad (32)$$

де W_w – кількість води, що охолоджується, кг;

Δt_w – перепад температури води в льодоаккумуляторі, $^{\circ}\text{C}$;

C_w – питома теплоємність води, $\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$;

$r = r_{ice}$ – прихована теплота льодоутворення, кДж/кг .

Ефективність холодильних машин з повітряним охолодженням найбільша в нічний час, коли температури навколишнього середовища нижче. При цьому температура конденсації також може бути нижче, ніж в денний час (до $+20^{\circ}\text{C}$), що збільшує ефективність енергоспоживання на 2...8 % порівняно з системами без накопичувачів льоду.

Висновки

Результати досліджень для холодопостачання систем кондиціонування повітря (СКП) підтверджують можливість використання намерзання льодового масиву природним способом у холодну пору року з подальшим

використанням його в інші періоди року. Для мінімізації танення льоду і забезпечення ефективного використання холоду можливе зберігання льодового масиву під шаром талої води в суміші з природними опадами та водою пари, що конденсується.

У разі використання акумуляторів льоду в системах зі штучним охолодженням зменшуються габарити елементів системи охолодження (типорозмір холодильної машини, геометрія труб, насосів, запірно-регулювальної арматури).

У традиційних системах при штучному охолодженні без льодового акумулятора холодильна машина щонайменше половину сезону роботи працює з потужністю, що на 30 % менше від номінальної.

Системи з акумуляторами льоду використовують ефект поглинання прихованої теплоти, коли вода з рідини перетворюється на лід. Якщо вода є просто охолодженою, то використовується лише специфічна теплота води, що приводить до зміни температури води, а не до зміни фази.

ПОСИЛАННЯ

1. ASHRAE. "Ice Storage Design and Application Manual". American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2006.
2. ANSI/AHRI 210/240-2008: 2008 Standard for Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment. Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute. 2008. Архів оригіналу (PDF) за 29 березня 2018.
3. ДСТУ EN 378-2:2017 Холодильні установки та теплові насоси. Безпечність та екологічні вимоги. Частина 2. Проектування, спорудження, випробування, маркування та документація (EN 378-2:2016, IDT)
4. Cebeci T. and Bradshaw P. (1988) Physical and Computational Aspects of Convective Heat Transfer. Springer, New York. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4612-3918-5>
5. Khandelwal A., Talukdar P. and Jain S. "Energy savings in a building using regenerative evaporative cooling," Energy and Buildings, vol. 43, no. 2-3, pp. 581-591, 2011.
6. Dorgan CE; Elleson JS (1994) Design Guide For Cool Storage. ASHRAE, Atlanta.
7. Holman A. S. ACES (The Annual Cycle Energy System) Demonstration: Construction, Startup and Performance Report. / Holman A. S., Brantley V. R. // OAK Ridge National Laboratory, 1978.
8. Panayiotou G. Thermal performance of dwellings in Cyprus and approaches for energy conservation. 2014.
9. Kreith F., Wang SK, Norton P. Air Conditioning and Refrigeration Engineering. London: CRC Press; 2018.

10. Chua K., Chou S., Yang W., Yan J. Achieving better energy-efficient air conditioning—a review of technologies and strategies. Appl Energy. 2013; 104:87-104.
11. Li C. and Zhao J. "Experimental study on indoor air temperature distribution of gravity air-conditioning for cooling," Energy Procedia, no. 17, pp. 961-967, 2012.
12. Chovniuk Y., Moskvitina A., Shyshyna M., Rybachov S., Mykhailuk O. Optimization of heat transfer processes in enclosing structures of architectural monuments located outside urban agglomeration. Engineering for Rural Development, 2024, 23, pp. 615–622.
13. Rasouli M., Simonson C. J. and Besant R. W. "Applicability and optimum control strategy of energy recovery ventilators in different climatic conditions," Energy and Buildings, vol. 42, no. 9, pp. 1376-1385, 2010.
14. Пуховий І. І. Кривошеев М. О. Акумулятори холоду фазового переходу / І. І. Пуховий, М. О. Кривошеев. Енергетика та електротехніка. Тем. Випуск. 2013. С. 74–79.
15. Пуховий І. І. Безпосереднє використання теплоти доквілля в системах тепло- і холодопостачання / І. І. Пуховий. Технічна електродинаміка. Тем. Випуск. 2003. С. 31–33.
16. Пуховой И. И. Анализ теплопритоков и теплопотерь, кондиционирование воздуха с использованием льдохранилищ в пассивных зданиях / И. И. Пуховой, М. А. Кривошеев. Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2011. № 6. С. 28–333.
17. Літовко Б. М., Лідер М. Ю. Аналіз способів підвищення енергоефективності систем вентиляції та кондиціювання. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2021. № 4.

REFERENCES

1. ASHRAE. "Ice Storage Design and Application Manual". American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2006.
2. ANSI/AHRI 210/240-2008: 2008 Standard for Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment. Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute. 2008. Архів оригіналу (PDF) за 29 березня 2018.
3. DSTU EN 378-2:2017 Refrigerating systems and heat pumps. Safety and environmental requirements. Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation (EN 378-2:2016, IDT)
4. Cebeci T. and Bradshaw P. (1988) Physical and Computational Aspects of Convective Heat Transfer. Springer, New York. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4612-3918-5>
5. Khandelwal A., Talukdar P. and Jain S. "Energy savings in a building using regenerative evaporative cooling,"

- Energy and Buildings, vol. 43, no. 2-3, pp. 581-591, 2011.
6. Dorgan CE; Elleson JS (1994) Design Guide For Cool Storage. ASHRAE, Atlanta.
7. Holman A. S. ACES (The Annual Cycle Energy System) Demonstration: Construction, Startup and Performance Report. / Holman A. S., Brantley V. R. // OAK Ridge National Laboratory, 1978.
8. Panayiotou G. Thermal performance of dwellings in Cyprus and approaches for energy conservation. 2014.
9. Kreith F., Wang SK, Norton P. Air Conditioning and Refrigeration Engineering. London: CRC Press; 2018.
10. Chua K., Chou S., Yang W., Yan J. Achieving better energy-efficient air conditioning—a review of technologies and strategies. Appl Energy. 2013; 104:87-104.
11. Li C. and Zhao J. "Experimental study on indoor air temperature distribution of gravity air-conditioning for cooling," Energy Procedia, no. 17, pp. 961-967, 2012.
12. Chovniuk Y., Moskvitina A., Shyshyna M., Rybachov S., Mykhailik O. Optimization of heat transfer processes in enclosing structures of architectural monuments located outside urban agglomeration. Engineering for Rural Development, 2024, 23, pp. 615–622.
13. Rasouli M., Simonson C. J. and Besant R. W. "Applicability and optimum control strategy of energy recovery ventilators in different climatic conditions," Energy and Buildings, vol. 42, no. 9, pp. 1376-1385, 2010.
14. Pukhovyi I. I. Krivosheev M. O. Cold accumulators of phase transition / I. I. Pukhovyi, M. O. Krivosheev. Power engineering and electrical engineering. Topic. Issue. 2013. P. 74–79.
15. Pukhovyi I. I. Direct use of environmental heat in heat and cold supply systems / I. I. Pukhovyi. Technical electrodynamics. Topic. Issue. 2003. P. 31–33.
16. Pukhovyi I. I. Analysis of heat inflows and heat losses, air conditioning using ice storage in passive buildings / I. I. Pukhovyi, M. A. Krivosheev. Energy technologies and resource conservation. 2011. No. 6. P. 28–333.
17. Litovko B. M., Lider M. Yu. Analysis of ways to increase the energy efficiency of ventilation and air conditioning systems. Bulletin of Vinnytsia Polytechnic Institute. 2021. No. 4.