

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.577

М.К. Безродний, Д.С. Кутра, І.В. Сергієнко

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В ЗАКРИТОМУ ПЛАВАЛЬНОМУ БАСЕЙНІ В СПЕКОТНИЙ ПЕРІОД РОКУ

The thermodynamic efficiency of the open heat pump air conditioning system for indoor swimming pool in the hot season, depending on the parameters of the system and the outside air was analyzed. A mathematical model of open heat pump air conditioning system was constructed and realized by a numerical method of successive approximations. It was revealed, that with increasing temperature and relative humidity of outdoor air temperature frames of the heat pump cycle expanded leading to deterioration of conditions of its work, and a significant reduction in the coefficient of performance of the heat pump and refrigerating efficiency of the heat pump scheme. For providing a temperature and humidity in the room in a pool of cooling the incoming air regulation of its two streams, characterized by the value share of air entering the evaporator, and a portion of the air entering the condenser, depending on the parameters of the environment. Opportunity of air conditioning indoor pools in the hot season is limited primarily by high values after the exhaust air temperature of the condenser of the heat pump.

Keywords: heat pump; pool; conditioning; open scheme.

Вступ

Використання теплових насосів (ТН) у системах тепло- та холодопостачання як житлових, так і громадських будівель та об'єктів у наш час набуває все більшого розповсюдження. До останніх можна віднести спортивні та рекреаційні комплекси, зокрема зали плавальних басейнів, підтримка заданого тепловологісного режиму в яких є важливим та, водночас, складним завданням. Завдяки успішному поєднанню у теплових насосах функцій охолоджувача, осушувача і нагрівача повітря створюються передумови їх ефективного використання в системах вентиляції та кондиціювання згаданих вище об'єктів [1].

Видалення великої кількості вологи, що надходить у приміщення басейну внаслідок випаровування вологи із дзеркала його чаші, а також підтримка регламентованих санітарними нормами параметрів (температури та вологості) повітря, є основними завданнями, які має ефективно вирішувати теплонасосна система тепло- та вологообробки повітря.

Разом з тим, оскільки рекреаційні та спортивні комплекси працюють протягом всього року, теплонасосна система має вирішувати завдання не тільки видалення й утилізації значних об'ємів вологого повітря, а й завдання, пов'язані з сезонною зміною температури та вологості зовнішнього припливного повітря: нагрів і зволоження припливного повітря взимку та охолодження і осушення його влітку (кондиціювання).

Практичний досвід успішного використання теплового насоса для утилізації енергії відпрацьованого повітря плавального басейну наведено в праці [2] на прикладі системи вен-

тиляції критого басейну у м. Шанхай. У працях [3, 4] розглянуто можливість використання як додаткового джерела енергії для теплонасосної системи вентиляції басейну сонячного колектора, що дає змогу, за даними авторів, досягти значення реального коефіцієнта трансформації 4,5 та знизити споживання енергії на 79 % порівняно з традиційною системою.

У праці [5] наведено приклад успішного застосування теплонасосної системи подібного типу, яку вперше було впроваджено в Україні з метою забезпечення комфортного мікроклімату в холодний і теплий періоди року для різних режимів роботи типового критого басейну. Наведені в [5] характеристики роботи системи свідчать про доволі високу енергетичну ефективність роботи подібної системи в холодний період року. Аналіз термодинамічної ефективності такої системи з утилізатором теплоти скидного вентиляційного повітря залежно від температури зовнішнього повітря виконано в [6]. У працях [7] і [8] наведено термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних систем вентиляції [7] і систем вентиляції з підігрівом води у ванні басейну [8] в умовах з частковим байпасуванням теплового насоса. Однак у зазначених вище працях розглядається функціонування теплонасосних систем тільки в холодний період року. Відповідні результати досліджень ефективності теплонасосних систем для теплового періоду року в умовах охолодження припливного повітря в літературі практично відсутні. У зв'язку з цим ефективність застосування ТН для вирішення завдань кондиціювання повітря в критих басейнах на сьогодні є питанням відкритим і потребує детальної термодинамічної оцінки.

Постановка задачі

Мета статті – проаналізувати термодинамічну ефективність відкритої теплонасосної схеми кондиціювання повітря для критого басейну в спекотний період року залежно від параметрів роботи системи і зовнішнього повітря.

Опис роботи схеми

На рис. 1 наведено принципову схему відкритої теплонасосної системи кондиціювання повітря у закритому плавальному басейні. Робочий процес тепловологообробки повітря в системі кондиціювання подано на рис. 2.

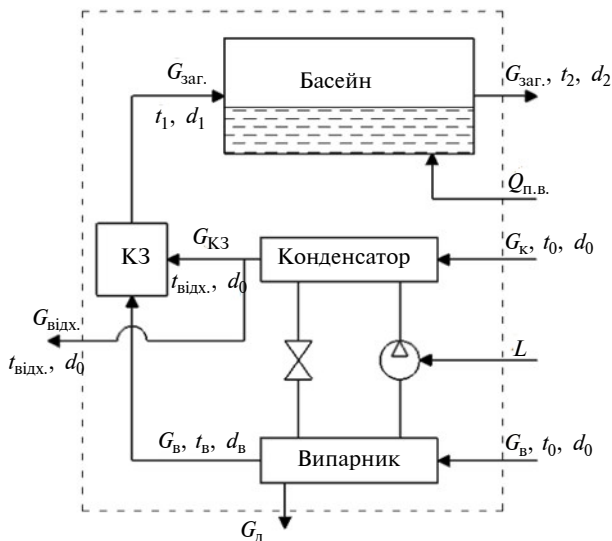


Рис. 1. Принципова схема теплонасосної системи кондиціювання повітря плавального басейну

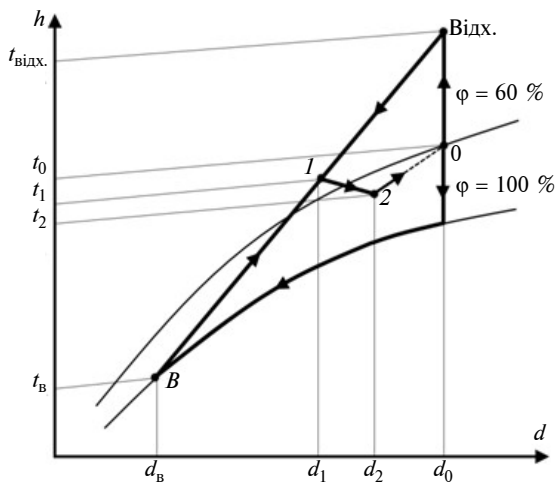


Рис. 2. Діаграма процесу тепловологообробки повітря в системі кондиціювання плавального басейну

У стаціонарному режимі роботи установки потік повітря витратою $G_{\text{заг.}}$ та параметрами t_1, d_1 після проходження приміщення басейну з параметрами t_2, d_2 повністю видаляється в атмосферу. До випарника ТН надходить зовнішнє повітря з параметрами t_0, d_0 та витратою $G_{\text{в.}}$. У випарнику, завдяки теплообміну між повітрям і холодильним агентом, відбувається видалення частки вологи ($G_{\text{д.}}$) з атмосферного повітря внаслідок його охолодження і осушення до параметрів $t_{\text{в.}}, d_{\text{в.}}$. У свою чергу для охолодження конденсатора ТН використовується потік навколишнього повітря ($G_{\text{к.}}$) з тими ж параметрами t_0, d_0 . Частина нагрітого таким чином у конденсаторі ТН навколишнього повітря ($G_{\text{кз.}}$) з параметрами $t_{\text{відх.}}, d_0$ надходить у камеру змішування (КЗ), де змішується із потоком охолодженого й осушеного у випарнику ТН повітря. Отримана суміш із заданими параметрами t_1, d_1 надходить у приміщення басейну. Інша частина повітря із конденсатора ($G_{\text{відх.}}$) видаляється в атмосферу.

Аналітичний аналіз схеми

Підтримка заданих технологічних параметрів у характерних вузлових точках схеми забезпечується за допомогою ТН та розподілом повітря в системі після конденсатора ТН, що характеризується змішуванням у КЗ певної кількості повітря, що надходить від випарника та конденсатора ТН.

Частку зовнішнього повітря, підведеного до випарника ТН (відносно загального потоку повітря через приміщення басейну), в загальному випадку можна виразити співвідношенням

$$K_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в.}}}{G_{\text{заг.}}} \tag{1}$$

Аналогічно можна навести вираз, що характеризує частку зовнішнього повітря, підведеного до конденсатора ТН:

$$K_{\text{к}} = \frac{G_{\text{к.}}}{G_{\text{заг.}}} \tag{2}$$

Відповідне рівняння для визначення $K_{\text{в}}$ може бути отримане на основі рівняння матеріального балансу КЗ, яке у кінцевому випадку буде мати такий вигляд:

$$K_B = \frac{d_0 - d_1}{d_0 - d_B},$$

де d_0 – вологовміст припливного зовнішнього повітря, що подається в КЗ після конденсатора ТН, кілограм води на кілограм сухого повітря (далі кг_{вл}/кг_{с.п.}); d_1 – вологовміст повітря, що подається в приміщення басейну, кг_{вл}/кг_{с.п.}; d_B – вологовміст повітря, що подається в КЗ після випарника ТН, кг_{вл}/кг_{с.п.}.

Остання величина може бути визначена за допомогою діаграми вологого повітря на лінії $\phi = 100\%$ або із інтерполяційного рівняння

$$d_B = 4,42 \cdot 10^{-3} e^{0,0596t_B},$$

де t_B – температура повітря після випарника ТН, яка може бути визначена залежно від ентальпії цього ж повітря h_B на виході із випарника за наступним інтерполяційним рівнянням:

$$t_B = -2,1 \cdot 10^{-3} h_B^2 + 0,552 h_B - 4,58.$$

У свою чергу необхідна ентальпія потоку повітря на виході із випарника h_B може бути визначена на основі теплового балансу КЗ:

$$Q_B + Q_{K3} = Q_1,$$

де $Q_B = G_B h_B$ – кількість теплоти, що надходить у КЗ з потоком повітря після випарника, кВт; $Q_{K3} = G_{K3} h_{відх.}$ – кількість теплоти, що надходить у КЗ з потоком повітря після конденсатора, кВт; $Q_1 = G_{заг.} h_1$ – кількість теплоти, що надходить до приміщення басейну, кВт.

Таким чином, отримуємо

$$h_B = \frac{h_1 - (1 - K_B) h_{відх.}}{K_B}.$$

Важливим завданням при аналізі системи є визначення ентальпії $h_{відх.}$ повітря (із подальшим визначенням температури $t_{відх.}$) після охолодження конденсатора ТН. Рівняння для визначення $h_{відх.}$ може бути отримане із теплового балансу всієї схеми в цілому:

$$L + Q_{п.в.} + Q_B + Q_K = Q_2 + Q_{відх.} + Q_D, \quad (3)$$

де L – робота приводу компресора ТН, кВт; $Q_{п.в.}$ – кількість теплоти, що підводиться до

води басейну для компенсації теплових втрат внаслідок випаровування води, кВт; Q_B – кількість теплоти, що надходить із навколишнім повітрям до випарника, кВт; Q_K – кількість теплоти, що надходить із навколишнім повітрям до конденсатора, кВт; Q_2 – кількість теплоти, що видаляється в навколишнє середовище з відпрацьованим повітрям, кВт; $Q_{відх.}$ – кількість теплоти, що видаляється в навколишнє середовище з повітрям після конденсатора, кВт; Q_D – кількість теплоти, що видаляється в дренаж з конденсатом із випарника, кВт (в розрахунках можна знехтувати).

Робота приводу компресора ТН визначається як

$$L = \frac{Q_{вип.}^{ТН}}{\phi - 1}. \quad (4)$$

де $Q_{вип.}^{ТН}$ – теплове навантаження випарника ТН, кВт; ϕ – коефіцієнт трансформації теплоти ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН для ідеального циклу роботи ТН із врахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі може бути визначений як

$$\phi = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_B - \Delta t_B}{273 + t_{відх.} + \Delta t_K}}, \quad (5)$$

де t_B , $t_{відх.}$ – температури повітря на виході із випарника та конденсатора ТН відповідно, °С; Δt_B , Δt_K – різниці температур повітря і холодильного агента ТН на виході із випарника і конденсатора відповідно, °С. Відповідно до [9] для ТН типу “повітря–повітря” можна прийняти $\Delta t_B = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_K = 10^\circ\text{C}$.

Теплове навантаження випарника ТН визначається за співвідношенням

$$Q_{вип.}^{ТН} = G_B (h_0 - h_B). \quad (6)$$

Кількість теплоти, що надходить із навколишнім повітрям до випарника, знаходимо так:

$$Q_B = G_B h_0. \quad (7)$$

Кількість теплоти, що надходить із навколишнім повітрям до конденсатора, визначаємо таким чином:

$$Q_K = G_K h_0. \quad (8)$$

Кількість теплоти, що видаляється в атмосферу з потоком відпрацьованого повітря, знаходимо за формулою

$$Q_2 = G_{\text{заг.}} h_2. \quad (9)$$

Кількість теплоти, що підводиться до води у басейні, визнається як

$$Q_{\text{п.в.}} = \frac{Cr}{3600} F_6, \quad (10)$$

де r – питома теплота пароутворення, Дж / кг; F_6 – площа дзеркала басейну, м²; C – питома кількість вологи, що виділяється з поверхні дзеркала басейну, кг / (м² · год).

Питому кількість вологи, що виділяється з поверхні дзеркала басейну за годину, можна визначити за емпіричною формулою Бязіна–Крумме:

$$C = 0,118 + 0,01995\bar{a} \frac{P_{\text{вод.}} - P_{\text{пов.}}}{133,3}, \quad (11)$$

де $P_{\text{вод.}}$ – тиск водяних парів насиченого повітря при температурі повітря, що дорівнює заданій температурі води, Па; $P_{\text{пов.}}$ – парціальний тиск водяних парів при заданій температурі та відносній вологості повітря в залі басейну, Па; \bar{a} – коефіцієнт зайнятості басейну людьми (приймаємо $\bar{a} = 0,4$ для невеликих громадських басейнів).

Загальна витрата повітря через приміщення басейну визначається за формулою

$$G_1 = C_1 F_6, \quad (12)$$

де C_1 – питома витрата повітря, яку необхідно подавати в приміщення басейну для підтримання в ньому комфортних умов перебування, кг / (м² · с). Величина C_1 може бути визначена із умови видалення вологи, що утворюється внаслідок випаровування води при заданій різниці вологовмісту повітря на виході та вході в приміщення басейну за співвідношенням

$$C_1 = \frac{\left[\frac{C}{3600} + \frac{\alpha(t_{\text{пов.}} - t_{\text{вод.}})}{r} \right]}{d_2 - d_1}, \quad (13)$$

де $\alpha(t_{\text{пов.}} - t_{\text{вод.}}) / r$ – питома кількість вологи, що виділяється з дзеркала басейну за рахунок конвективної тепловіддачі від повітря до води,

кг / (м² · с); α – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні дзеркала ванни басейну (в розрахунковому аналізі приймаємо згідно з [10]), Вт / (м² · К); $t_{\text{пов.}}$ – температура повітря в приміщенні басейну, °С; $t_{\text{вод.}}$ – температура води в басейні, °С.

З рівняння (3) із врахуванням співвідношень (1) і (2), (4)–(13) та після низки математичних перетворень, можна отримати вираз для визначення $h_{\text{відх.}}$:

$$h_{\text{відх.}} = \frac{(K_{\text{в.}} + K_{\text{к.}})h_0 + K_{\text{в.}} \frac{h_0 - h_{\text{в.}}}{\varphi - 1} - h_2 + \frac{Cr}{3600C_1}}{K_{\text{к.}} - (1 - K_{\text{в.}})}.$$

Величина $K_{\text{к.}}$ може бути отримана із теплового балансу ТН, який у загальному випадку має вигляд

$$Q_{\text{вип.}}^{\text{ТН}} + L = Q_{\text{к.}}^{\text{ТН}}, \quad (14)$$

де $Q_{\text{к.}}^{\text{ТН}} = G_{\text{к.}}(h_{\text{відх.}} - h_0)$ – теплове навантаження конденсатора ТН, кВт.

Після ряду математичних перетворень з рівняння (14) із врахуванням (4) і (5), вираз для визначення $K_{\text{к.}}$ буде мати такий вигляд:

$$K_{\text{к.}} = \frac{K_{\text{в.}}(h_0 - h_{\text{в.}}) \frac{\varphi}{\varphi - 1}}{h_{\text{відх.}} - h_0}.$$

Отримані значення потоків повітря, що надходять до випарника та конденсатора, та параметрів потоку повітря у вузлових точках схеми дають змогу перейти до визначення термодинамічної ефективності роботи схеми кондиціонування при заданих параметрах повітря t_1 , $\Delta d = d_2 - d_1$ та різних значеннях температури та відносної вологості зовнішнього повітря.

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціонування працює як холодильна машина, можна в цьому випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \varphi - 1.$$

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику та конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї теплонасосної системи кондиціонування більш доцільно

використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна подати таким чином:

$$\epsilon_{cx} = \frac{Q_{хол.}}{L}, \quad (15)$$

де $Q_{хол.} = G_{заг.}(h_0 - h_1)$ – холодильна потужність, що продукується на вході в приміщення басейну.

Із врахуванням рівнянь (1) і (2), (4), (6), вираз (15) можна записати так:

$$\epsilon_{cx} = \frac{(\varphi - 1)(h_0 - h_1)}{K_B(h_0 - h_B)} = \frac{\epsilon_{ТН}(h_0 - h_1)}{K_B(h_0 - h_B)}.$$

Розрахунковий аналіз схеми

Розрахунковий аналіз наведеної схеми проводився через реалізацію побудованої математичної моделі методом послідовних наближень.

При цьому було розглянуто рекреаційний басейн з параметрами $t_{пов.} = 30^\circ\text{C}$, $t_{вод.} = 28^\circ\text{C}$. Параметри навколишнього припливного повітря змінювались у діапазоні температур $t_0 = 30-40^\circ\text{C}$ при значеннях відносної вологості повітря $\varphi = 50; 60; 70\%$.

Для визначення температур повітря на вході та виході з басейну із теплового балансу приміщення басейну визначено температурний перепад між припливним та витяжним повітрям

$$\Delta t = \frac{\alpha(t_{пов.} - t_{вод.})(d_2 - d_1)}{\left[\frac{C}{3600} + \frac{\alpha(t_{пов.} - t_{вод.})}{r} \right] c_{сп}}$$

де $c_{сп}$ – теплоємність сухого повітря, Дж/(кг·К).

Тоді температури повітря на вході та виході з приміщення басейну визначаються як

$$t_1 = t_{пов.} + \frac{\Delta t}{2}, \quad t_2 = t_{пов.} - \frac{\Delta t}{2}.$$

Реалізація побудованої математичної моделі дає можливість отримати залежності характерних параметрів роботи розглянутої теплонасосної системи від зміни температури та відносної вологості навколишнього припливного повітря та різних значеннях приросту вологовмісту повітря при проходженні приміщення басейну Δd_{2-1} .

Як видно з рис. 3, з підвищенням температури навколишнього середовища частка повітря (відносно загальної витрати повітря через приміщення басейну), що подається на випарник ТН K_B (суцільні лінії) збільшується, що пов'язано з необхідністю збільшення виробництва холоду у системі (підвищення холодильної потужності випарника ТН). Це призводить до підвищення теплового навантаження конденсатора ТН і необхідності збільшення частки повітря K_K (штрихові лінії), що надходить у конденсатор. При цьому величини K_B та K_K практично не залежать від приросту вологовмісту повітря при проходженні басейну Δd_{2-1} й істотно залежать від відносної вологості навколишнього повітря, що впливає на величину його вологовмісту.

Разом з тим, як видно з рис. 4, з підвищенням температури навколишнього повітря відбувається значне збільшення температури повітря

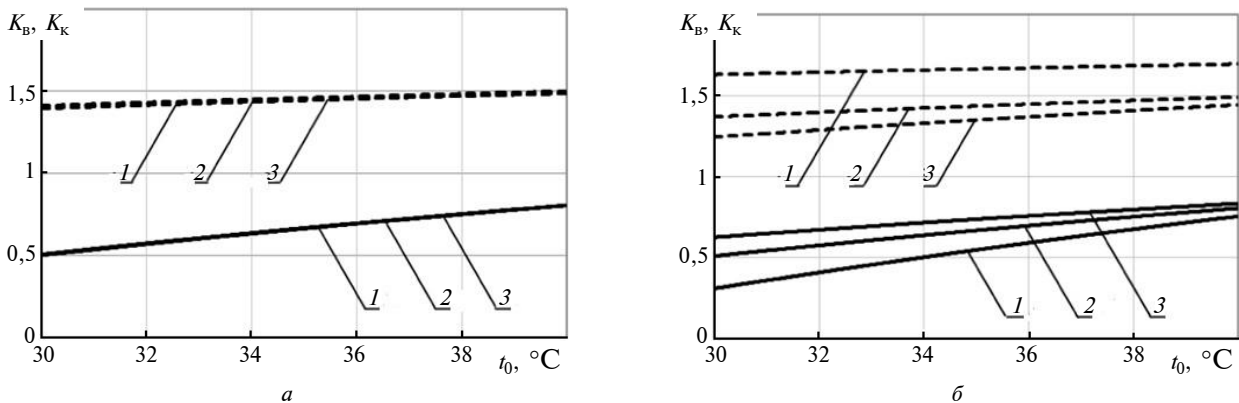


Рис. 3. Залежність частки повітря, що подається у конденсатор (----) та частки повітря, що подається у випарник (—) від температури навколишнього повітря при: *a* – $\varphi = 60\%$ (1 – $\Delta d_{2-1} = 1 \text{ г}_{вл} / \text{кг}_{сп}$; 2 – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{вл} / \text{кг}_{сп}$; 3 – $\Delta d_{2-1} = 3 \text{ г}_{вл} / \text{кг}_{сп}$); *б* – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{вл} / \text{кг}_{сп}$ (1 – $\varphi = 50\%$; 2 – $\varphi = 60\%$; 3 – $\varphi = 70\%$)

на виході із конденсатора теплового насоса $t_{\text{відх.}}$ (штрихові лінії), що безпосередньо пов'язане зі збільшенням теплового навантаження конденсатора ТН. Варто відзначити, що температури $t_{\text{відх.}}$ і $t_{\text{в}}$ практично не залежать від приросту вологовмісту повітря при проходженні басейну Δd_{2-1} (рис. 4, а). При цьому особливе зростання температури повітря на виході з конденсатора викликає збільшення відносної вологості навколишнього повітря (рис. 4, б).

Температура повітря на виході із випарника ТН $t_{\text{в}}$ (суцільні лінії) практично не змінюється у всьому діапазоні зміни як температури t_0 , так і відносної вологості зовнішнього повітря ϕ .

Таким чином, з підвищенням температури зовнішнього повітря відбувається розширення температурних рамок циклу роботи ТН, що призводить до погіршення умов його роботи та

значного зниження як холодильного коефіцієнта ТН $\epsilon_{\text{ТН}}$ (штрихові лінії на рис. 5), так і холодильного коефіцієнта теплонасосної схеми $\epsilon_{\text{сх}}$ (суцільні лінії на рис. 5). При цьому негативний вплив збільшення температури навколишнього середовища значно сильніше проявляється для холодильного коефіцієнта ТН (зниження $\epsilon_{\text{ТН}}$ в середньому на 50 % у всьому прийнятному діапазоні зміни t_0). Це можна пояснити значною втратою холоду в системі внаслідок змішування холодного повітря після випарника ТН з теплим зовнішнім повітрям у КЗ для отримання параметрів повітря (температури і вологості) на вході в басейн, заданих умовами комфортного перебування в приміщенні басейну.

Як бачимо з рис. 5, $\epsilon_{\text{ТН}}$ (штрихові лінії) та $\epsilon_{\text{сх}}$ (суцільні лінії) практично не залежать

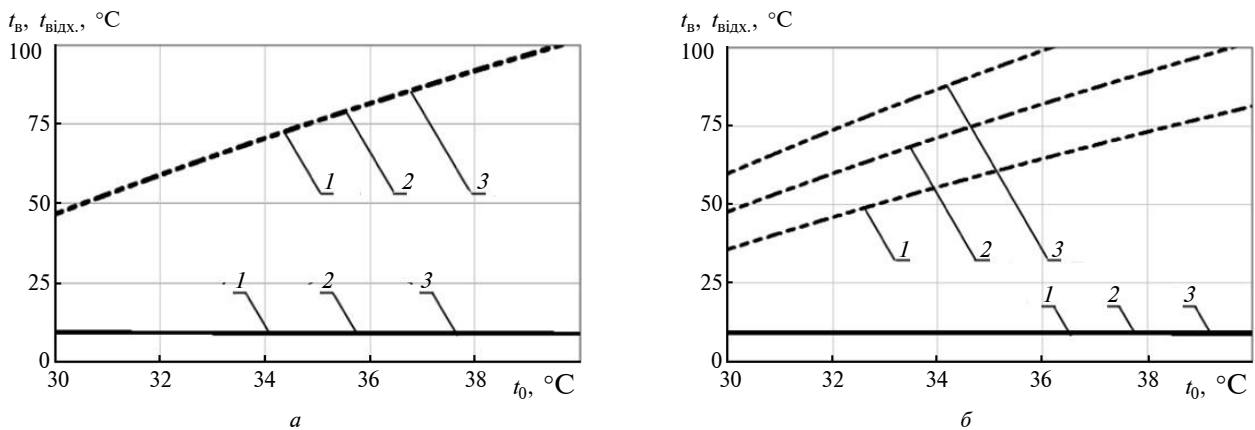


Рис. 4. Залежність температур повітря на виході із конденсатора ТН (----) та випарника ТН (—) від температури навколишнього повітря при: а – $\phi = 60\%$ (1 – $\Delta d_{2-1} = 1 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; 2 – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; 3 – $\Delta d_{2-1} = 3 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$); б – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$ (1 – $\phi = 50\%$; 2 – $\phi = 60\%$; 3 – $\phi = 70\%$)

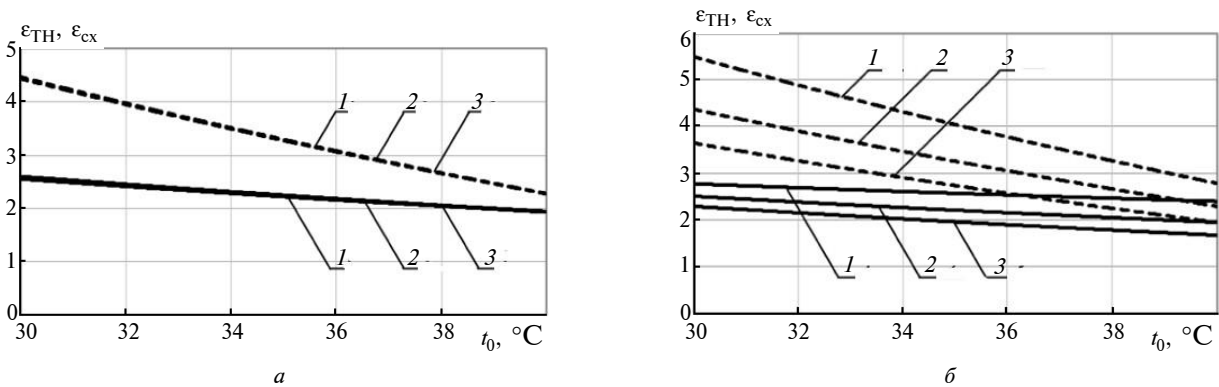


Рис. 5. Залежність холодильного коефіцієнта ТН (----) та холодильного коефіцієнта теплонасосної схеми (—) від температури навколишнього повітря при: а – $\phi = 60\%$ (1 – $\Delta d_{2-1} = 1 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; 2 – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; 3 – $\Delta d_{2-1} = 3 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$); б – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$ (1 – $\phi = 50\%$; 2 – $\phi = 60\%$; 3 – $\phi = 70\%$)

від зміни Δd_{2-1} (див. рис. 5, а). Одночасно величина холодильних коефіцієнтів $\epsilon_{\text{ТН}}$ і $\epsilon_{\text{сх}}$ істотно зменшується зі збільшенням відносної вологості свіжого повітря (рис. 5, б). Із графіків також видно, що різниця між цими коефіцієнтами з підвищенням температури зовнішнього повітря зменшується, що відбувається внаслідок доволі стрімкого зниження величини $\epsilon_{\text{ТН}}$, тобто зменшення ефективності роботи самого ТН. Тим не менше в основному діапазоні зміни температур зовнішнього повітря в спекотний період року ефективність роботи розглянутої простої схеми кондиціювання значно менша тих можливостей, які має ТН з точки зору вироблення холоду.

Очевидно, що підвищення ефективності роботи теплонасосної схеми кондиціювання повітря в приміщенні басейну може бути досягнуто за рахунок утилізації холоду відпрацьованого повітря через його часткову рециркуляцію. Тому дослідження термодинамічної ефективності теплонасосної схеми кондиціювання з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря буде логічним продовженням цієї роботи.

Список літератури

1. *Бондарь Е.С., Калугин П.В.* Тепловой насос – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха // *Тепловые насосы.* – 2011. – № 2. – С. 25–30.
2. *Peng Sun et al.*, “Analysis of indoor environmental conditions and heat pump energy supply systems in indoor swimming pools,” *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 1071–1080, 2011.
3. *T.T. Chow et al.*, “Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating,” *Applied Energy*, vol. 100, pp. 309–317, 2012.
4. *Olca Kincaj et al.*, “Technical and Economic Performance Analysis of Utilization of Solar Energy in Indoor Swimming Pools, An Application,” *J. of Solar Energy Eng.*, vol. 134, pp. 300–309, 2011.
5. *Мацевитый Ю.М.* Внедрение теплонасосных технологий / *Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С. и др.* // *Экотехн. и ресурсосбереж.* – 2008. – № 3. – С. 4–10.
6. *Безродный М.К.* Термодинамическая эффективность применения тепловых насосов в системах вентиляции воздуха в крытых бассейнах / *Безродный М.К., Кутра Д.С., Драник Т.В.* // *Там же.* – 2013. – № 6. – С. 29–35.
7. *Безродный М.К.* Эффективность работы теплонасосной системы вентиляции бассейна с рециркуляцией воздуха и байпасування теплового насоса / *Безродный М.К., Кутра Д.С., Морозук О.О.* // *Промышл. теплотехн.* – 2014. – № 4. – С. 45–53.
8. *Безродный М.К.* Эффективность теплонасосной системы вентиляции помещения та підігріву води в ванні критого басейну / *Безродный М.К., Кутра Д.С., Морозук О.О.* // *Східно-європ. журн. передових технол.* – 2014. – № 3/8. – С. 34–39.
9. *Морозук Т.В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия “Негоциант”, 2006. – 712 с.
10. *Краснов Ю.С.* Системы вентиляции и кондиционирования. – М.: Техносфера, 2006. – 288 с.

Висновки

Для забезпечення заданого температурно-вологісного режиму в приміщенні басейну в умовах охолодження припливного повітря необхідне регулювання двох його потоків, що характеризуються значеннями частки повітря, що надходить до випарника, та частки повітря, що надходить до конденсатора, залежно від параметрів зовнішнього середовища.

Можливості кондиціювання повітря в закритих басейнах у спекотний період року обмежені перш за все високими значеннями температури скидного повітря після конденсатора, яка збільшується з підвищенням як температури зовнішнього повітря, так і його відносної вологості.

Для підвищення термодинамічної ефективності схеми кондиціювання повітря в басейні варто розглянути і дослідити теплонасосну схему з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря.