

УДК УДК 621.577

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ В ЗАКРИТОМУ ПЛАВАЛЬНОМУ БАСЕЙНІ

Безродний М.К., докт. техн. наук, **Кутра Д.С.**, канд. техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна

В статті проаналізовано термодинамічну ефективність системи кондиціонування басейну з рециркуляцією повітря. Наведено графічні залежності основних параметрів, що характеризують ефективність роботи системи. Показано вплив параметрів навколишнього повітря на термодинамічну ефективність роботи системи.

В статье проанализирована термодинамическая эффективность системы кондиционирования бассейна с рециркуляцией воздуха. Приведены графические зависимости основных параметров, характеризующих эффективность работы системы. Показано влияние параметров окружающего воздуха на термодинамическую эффективность работы системы.

The thermodynamic efficiency of the conditioning system of pool with air recirculation are analyzed in the paper. Graphic dependencies of the main parameters which characterizing the system performance are shown. The influence of parameters of the ambient air for thermodynamic efficiency of the system are shown.

Бібл. 8, рис. 5.

Ключові слова: тепловий насос, басейн, кондиціонування, рециркуляція.

c – питома теплоємність, Дж/кг·°С;
 d – вологовміст, кг_{вл}/кг_{сп};
 h – ентальпія, Дж/кг;
 r – питома теплота випаровування, Дж/кг;
 t – температура, °С;
 F – площа, м²;
 G – масова витрата, кг/с;
 K – коефіцієнт рециркуляції;
 L – потужність, Вт;
 Q – тепловий потік, Вт;
 P – тиск, Па;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·°С ;
 ε – холодильний коефіцієнт;
 φ – відносна вологість, коеф. трансформації;

ОС – оточуюче середовище;
 ТН – тепловий насос.

Індекси нижні:

б – басейн;
 в – випарник;
 вл – волога;
 вод – вода;
 к – конденсатор;
 кз – камера змішування;
 пов – повітря;
 р – рециркуляція;
 сп – сухе повітря;
 тн – тепловий насос.

Вступ

Використання теплових насосів в системах тепло- та холодопостачання як житлових, так і громадських будівель та об'єктів в наш час набуває все більшого розповсюдження. До останніх можна віднести спортивні та рекреаційні комплекси, зокрема, зали плавальних басейнів, підтимка заданого тепловологісного

режиму в яких є важливою та водночас складною задачею. Завдяки успішному поєднанню у теплових насосах функцій охолоджувача, осушувача та нагрівача повітря створюються передумови їх ефективного використання в системах вентиляції та кондиціонування вищезгаданих об'єктів [1, 2].

Видалення великої кількості вологи, що надходить у приміщення басейну внаслідок ви-

парування вологи із дзеркала його чаші, а також підтримка регламентованих санітарними нормами параметрів (температури та вологості) повітря, є основною задачею, яку повинна ефективно вирішувати теплонасосна система тепло- та вологообробки повітря.

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

В роботі [3] наведено приклад успішного застосування теплонасосної системи подібного типу, яка була вперше впроваджена в Україні з метою забезпечення комфортного мікроклімату в холодний і теплий періоди року для різних режимів роботи типового критого басейну. Наведені в [3] характеристики роботи системи свідчать про досить високу енергетичну ефективність роботи подібної системи в холодний період року. Аналіз термодинамічної ефективності такої системи з утилізатором теплоти скидного вентиляційного повітря в залежності від температури зовнішнього повітря виконано в роботі [4]. В роботах [5] і [6] наведено термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних систем вентиляції [5] і систем вентиляції з підігрівом води в ванні басейну [6] в умовах з частковим байпасуванням теплового насоса. Однак, в вищезазначених роботах розглядається функціонування теплонасосних систем тільки в холодний період року. Відповідні результати досліджень ефективності теплонасосних систем для теплового періоду року в мовах охолодження припливного повітря в літературі практично відсутні. В зв'язку з цим ефективність застосування теплових насосів для вирішення задач кондиціювання повітря в критих басейнах на сьогоднішній день є питанням відкритим і потребує детальної термодинамічної оцінки.

В даній статті наведено результати аналізу термодинамічної ефективності теплонасосної схеми кондиціювання повітря для критого басейну з частковою рециркуляцією потоку відпра-

цьованого повітря в залежності від параметрів системи і зовнішнього повітря.

Постановка задачі

На рис. 1 наведена принципова схема теплонасосної системи кондиціювання повітря у закритому плавальному басейні з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря. Робочий процес тепловологообробки повітря в системі кондиціювання в h-d діаграмі зображено на рис. 2.

В стаціонарному режимі роботи установки, потік повітря витратою $G_{\text{ЗАГ}}$ та параметрами t_1, d_1 , після проходження приміщення басейну частково видаляється в атмосферу ($G_2 < G_{\text{ЗАГ}}$), з параметрами t_2, d_2 . Рециркуляційний потік (G_p) надходить у випарник теплового насоса де, завдяки теплообміну між повітрям і холодильним агентом, відбувається видалення частини сприйнятої в басейні вологи (G_d) внаслідок охолодження і осушення повітря до параметрів t_b, d_b . В свою чергу, для охолодження конденсатора ТН використовується потік навколишнього повітря (G_0) з 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 та осушеного повітря у випарнику ТН. Отримана суміш, з 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 в характерних вузлових точках схеми забезпечується за допомогою ТН та перерозподілом повітря в системі, що характеризується відповідними значеннями коефіцієнта рециркуляції.

У загальному випадку коефіцієнт рециркуляції являє собою відношення потоку рециркуляції до загального потоку повітря через приміщення басейну, тобто

$$K = G_p / G_{\text{ЗАГ}} \quad (1)$$

Відповідне рівняння для визначення коефіцієнта рециркуляції може бути отримано на основі рівняння матеріального балансу камери

змішування, яке у кінцевому випадку буде мати наступний вигляд

$$K = \frac{d_0 - d_1}{d_0 - d_B} \quad (2)$$

де d_0 – вологовміст припливного свіжого повітря,

що подається в КЗ після конденсатора ТН, $\text{кг}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; d_1 – вологовміст припливного повітря, що подається в приміщення басейну, $\text{кг}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; d_B – вологовміст повітря, що подається в КЗ після випарника ТН, $\text{кг}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$.

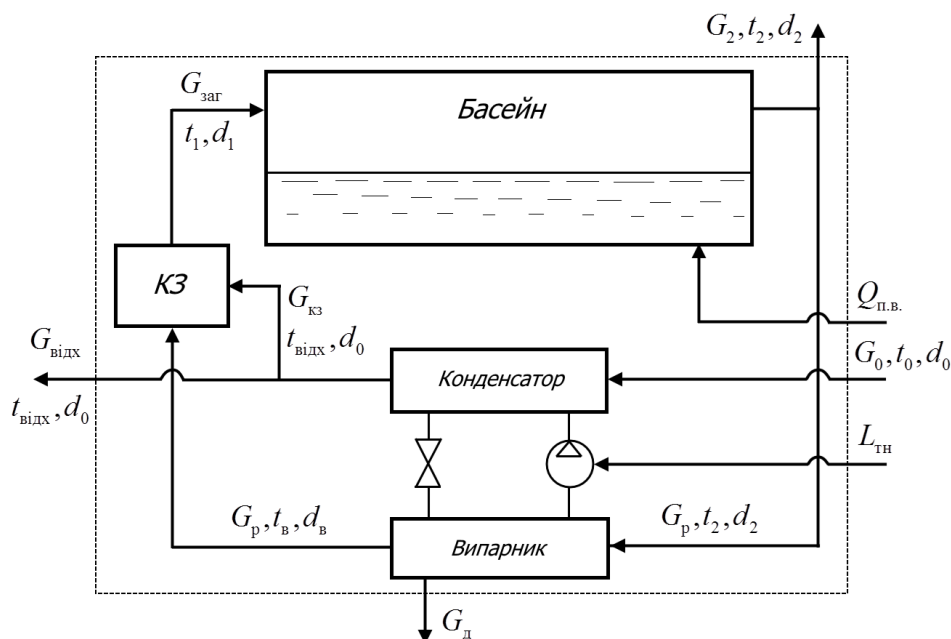


Рис. 1. Принципова схема кондиціювання повітря плавального басейну з частковою рециркуляцією: КЗ – камера змішування.

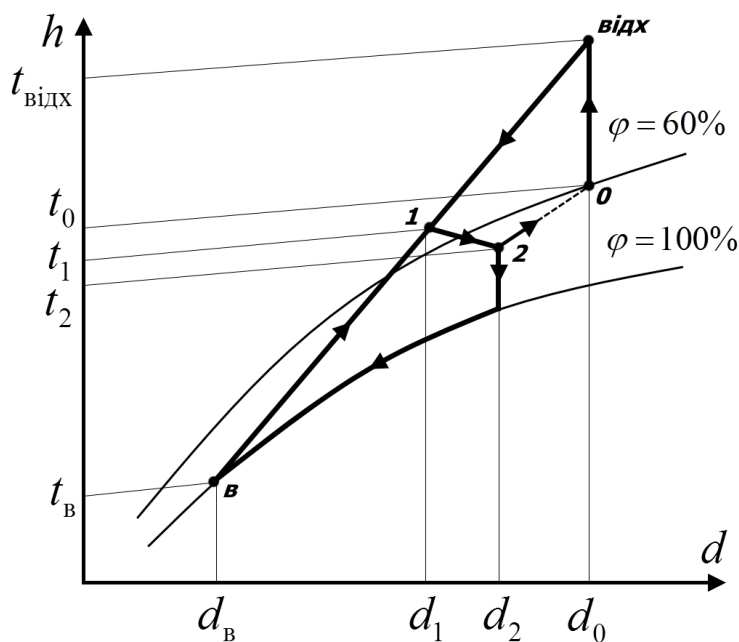


Рис. 2. Процес тепловологообробки повітря в системі кондиціювання плавального басейну з частковою рециркуляцією.

Остання величина може бути визначена за допомогою h - d діаграми вологого повітря на лінії $\varphi = 100\%$, або із інтерполяційного рівняння

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

де t_B – температура повітря після випарника ТН, що однозначно може бути знайдена в залежності від ентальпії цього ж повітря h_B на виході із випарника, за наступним інтерполяційним рівнянням

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

Ентальпія потоку повітря на виході із випарника h_B може бути визначена на основі теплового балансу камери змішування

$$Q_B + Q_{\text{вдх}} = Q_1, \quad (5)$$

де $Q_B = G_p h_B$ – кількість теплоти, що надходить в КЗ з потоком повітря після випарника, кВт; $Q_{\text{вдх}} = G_{\text{КЗ}} h_{\text{вдх}}$ – кількість теплоти, що надходить в КЗ з потоком повітря після конденсатора, кВт; $Q_1 = G_{\text{ЗАГ}} h_1$ – кількість теплоти, що надходить в приміщення басейну, кВт.

Таким чином,

$$h_B = \frac{h_1 - (1-K)h_{\text{вдх}}}{K}. \quad (6)$$

Важливою задачею при аналізі системи є визначення ентальпії $h_{\text{вдх}}$ повітря (із подальшим визначенням температури $t_{\text{вдх}}$), після охолодження конденсатора теплового насоса. Рівняння для визначення $h_{\text{вдх}}$ може бути отримане із теплового балансу всієї схеми в цілому

$$L + Q_{\text{вод}} + Q_0 = Q_2 + Q_{\text{вдх}} + Q_d, \quad (7)$$

де L – робота приводу компресора ТН, кВт; $Q_{\text{вод}}$ – кількість теплоти, що підводиться до води басейну для компенсації теплових втрат внаслідок випаровування вологи, кВт; Q_0 – кількість теплоти, що надходить із навколишнім повітрям, кВт; Q_2 – кількість теплоти, що видаляється в оточуюче середовище з відпрацьованим повітрям, кВт; Q_d – кількість теплоти, що видаляється в дренаж з конденсатом із випарника, кВт (в розрахунках можна знехтувати).

Робота приводу компресора ТН визначається як

$$L = Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} / (\varphi - 1), \quad (8)$$

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

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН для ідеального циклу роботи ТН з урахуванням теплових необоротностей в свою чергу може бути визначений як

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_B - \Delta t_B}{273 + t_{\text{вдх}} + \Delta t_K}}, \quad (9)$$

де $t_B, t_{\text{вдх}}$ – температури повітря на виході із випарника та конденсатора ТН, відповідно, °С; $\Delta t_B, \Delta t_K$ – різниці температур повітря і холодильного агента ТН на виході із випарника і конденсатора, відповідно, °С. У відповідності з [7] для ТН типу «повітря-повітря» можна прийняти $\Delta t_B = 10$ °С, $\Delta t_K = 10$ °С.

Теплове навантаження випарника ТН визначається за співвідношенням

$$Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} = G_p (h_2 - h_B). \quad (10)$$

Кількість теплоти, що надходить в систему з навколишнім припливним повітрям

$$Q_0 = G_0 h_0. \quad (11)$$

Кількість теплоти, що видаляється в атмосферу з потоком відпрацьованого повітря

$$Q_2 = G_2 h_2. \quad (12)$$

Кількість теплоти, що підводиться до води у басейні

$$Q_{\text{вод}} = \frac{Cr}{3600} F_6, \quad (13)$$

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).

Питома кількість вологи, що виділяється з поверхні дзеркала басейну за годину можна визначити за емпіричною формулою Бязіна-Крумме [2]

$$C = 0,118 + 0,01995 \bar{a} \frac{P_{\text{вод}} - P_{\text{пов}}}{133,3}, \quad (14)$$

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 і відносній вологості повітря в залі басейну, Па; \bar{a} – коефіцієнт зайнятості басейну людьми (згідно [2] приймаємо $\bar{a} = 0,4$ для невеликих громадських басейнів).

Загальна витрата повітря через приміщення басейну визначається за формулою

$$G_1 = C_1 F_6, \quad (15)$$

де C_1 – питома витрата повітря, яку необхідно подавати в приміщення басейну для підтримання в ньому комфортних умов перебування, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. 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

$$C_1 = \frac{\left[\frac{C}{3600} + \frac{\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})}{r} \right]}{d_2 - d_1}, \quad (16)$$

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, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; α – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні дзеркала ванни басейну (в розрахунковому аналізі приймаємо згідно [8]), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{\text{пов}}$ – температура повітря в приміщенні басейну, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{вод}}$ – температура води в басейні, $^{\circ}\text{C}$.

З рівняння (7) з урахуванням співвідношень (1), (8) – (16) та після ряду математичних перетворень, можна отримати вираз для визначення

$$h_{\text{вдх}} = \frac{K_0 h_0 + K \frac{h_2 - h_b}{\varphi - 1} - (1 - K) h_2 - Cr/3600 C_1}{K_0 - (1 - K)}, \quad (17)$$

де $K_0 = G_0/G_{\text{ЗАГ}}$ – доля потоку навколишнього повітря, який надходить на охолодження конденсатора, що припадає на одиницю загальної витрати повітря у системі кондиціонування.

Величина K_0 може бути отримана із теплового балансу ТН, який у загальному випадку має вигляд

$$Q_{\text{вип}}^{\text{тн}} + L = Q_{\text{к}}^{\text{тн}}, \quad (18)$$

де $Q_{\text{к}}^{\text{тн}} = G_0(h_{\text{вдх}} - h_0)$ теплове навантаження конденсатора ТН, кВт.

Після ряду математичних перетворень, з рівняння (18) з урахуванням (8) та (10), вираз для визначення K_0 буде мати наступний вигляд

$$K_0 = \frac{K(h_2 - h_b) \frac{\psi}{\varphi - 1}}{h_{\text{вдх}} - h_0}. \quad (19)$$

Отримані значення коефіцієнта рециркуляції та параметрів потоку повітря у вузлових точ-

ках схеми дозволяють 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 теплового насоса, який в режимі кондиціонування працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{\text{тн}} = \varphi - 1. \quad (20)$$

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 представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{ХОЛ}}}{L}, \quad (21)$$

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

З урахуванням рівнянь (1), (8), (10), вираз (21) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{\varepsilon_{\text{тн}}(h_0 - h_1)}{K(h_2 - h_b)}. \quad (22)$$

Розрахунковий аналіз схеми

Розрахунковий аналіз представленої схеми проводився шляхом реалізації побудованої математичної моделі методом послідовних наближень.

При цьому було розглянуто рекреаційний басейн з параметрами $t_{\text{пов}} = 30^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{вод}} = 28^{\circ}\text{C}$ [2]. Параметри навколишнього припливного повітря змінювались у діапазоні температур $t_0 = 30 \dots 42^{\circ}\text{C}$ 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

$$\Delta t = \frac{\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})(d_2 - d_1)}{\left[\frac{C}{3600} + \frac{\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})}{r} \right] c_{\text{сп}}}. \quad (23)$$

Тоді, температури повітря на вході та виході з приміщення басейну

$$t_1 = t_{\text{пов}} + \Delta t/2, \quad t_2 = t_{\text{пов}} - \Delta t/2. \quad (24)$$

Реалізація побудованої математичної моделі дозволяє 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 повітря величина необхідного коефіцієнту рециркуляції відпрацьованого повітря збільшується (штрихові лінії), що пов'язано з необхідністю збереження холоду в системі (зменшенням потоку скидного відпрацьованого повітря), виробленого у тепло-

вому насосі для забезпечення заданих параметрів атмосфери в приміщенні басейну. З цієї ж причини знижується доля свіжого припливного повітря K_0 , що використовується для охолодження конденсатора і частково надходить на змішування у КЗ (суцільні лінії). При цьому величини K та K_0 практично не залежать від приросту вологовмісту повітря при проходженні басейну Δd_{2-1} , який в свою чергу обумовлюється інтенсивністю циркуляції (рис. 3, а). Однак, як видно з рис. 3, б, K та K_0 суттєво залежать від відносної вологості навколишнього повітря. При цьому величина K збільшується, а величина K_0 відповідно зменшується з ростом відносної вологості зовнішнього повітря в зв'язку зі збільшенням навантаження на тепловий насос, обумовленого необхідністю осушувати більш вологе повітря.

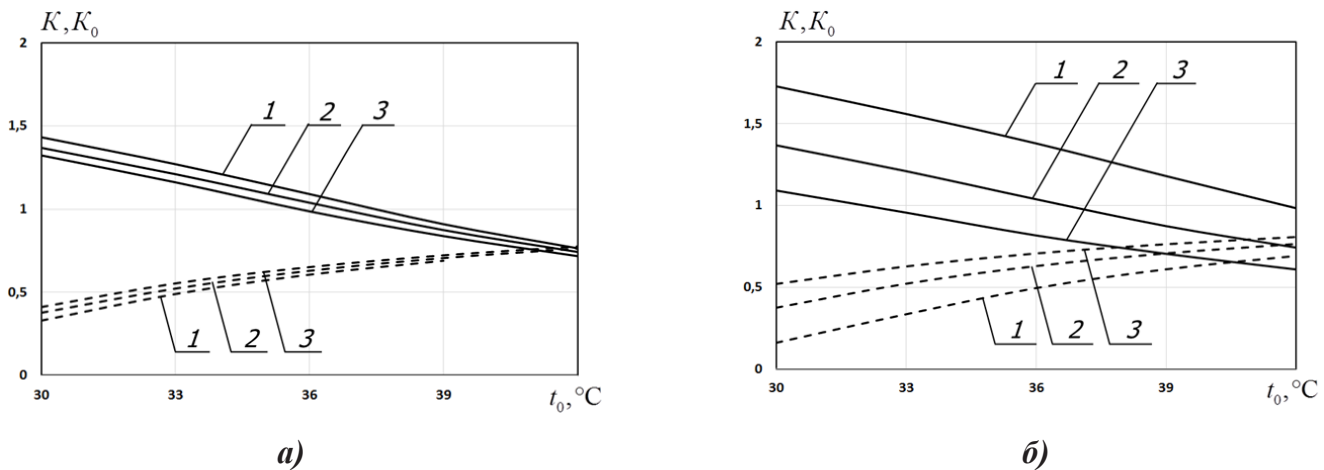


Рис. 3. Залежність коефіцієнту рециркуляції (штрихові лінії) та долі свіжого повітря (суцільні лінії) від температури навколишнього повітря при:
а) $\varphi = 60\%$ ($1 - \Delta d_{2-1} = 1 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; $2 - \Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; $3 - \Delta d_{2-1} = 3 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$);
б) $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ ($1 - \varphi = 50\%$; $2 - \varphi = 60\%$; $3 - \varphi = 70\%$).

Разом з тим, як видно з рис. 4, з підвищенням температури навколишнього повітря відбувається суттєве збільшення температури повітря на виході із конденсатора теплового насоса $t_{\text{відх}}$ (штрихові лінії), що безпосередньо пов'язане зі зниженням витрати повітря через нього, внаслідок зниження K_0 . При цьому особливе зростання температури повітря на виході з конденсатора викликає збільшення відносної вологості навколишнього повітря.

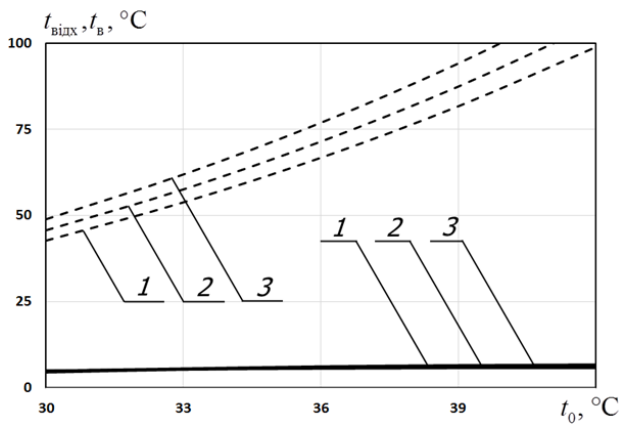
Температура повітря на виході із випарника ТН $t_{\text{в}}$

(суцільні лінії) практично не змінюється у всьому діапазоні зміни як температури t_0 , так і відносної вологості зовнішнього повітря φ .

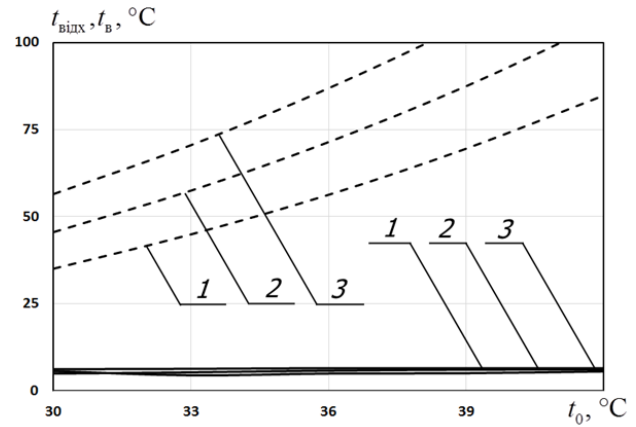
Таким чином, відбувається розширення температурних рамок циклу роботи ТН, що призводить до погіршення умов його роботи та суттєвого зниження холодильного коефіцієнту ТН $\varepsilon_{\text{ТН}}$ (штрихові лінії на рис. 5), практично в середньому на 50 % у всьому прийнятному діапазоні зміни t_0 . Однак, збільшення коефіцієнту рециркуляції K та суттєве зниження долі свіжого

припливного повітря K_0 з ростом t_0 (рис. 3) сприяє збереженню холоду у системі кондиціонування і, незважаючи на суттєве зниження $\varepsilon_{\text{ТН}}$, підвищенню

холодильного коефіцієнта всієї теплонасосної схеми кондиціонування $\varepsilon_{\text{СХ}}$ (суцільні лінії на рис. 5).



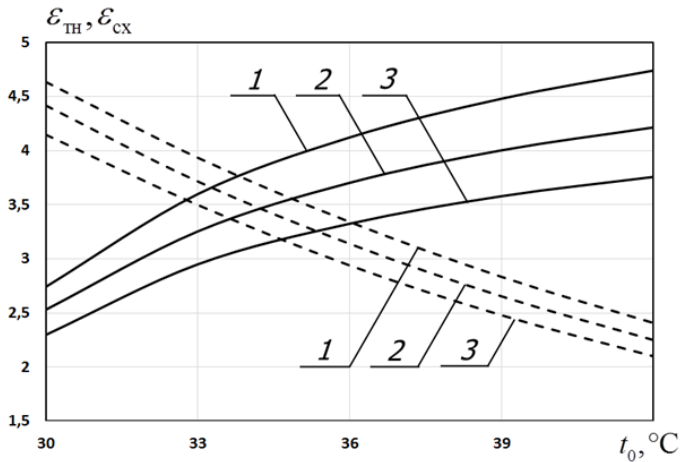
а)



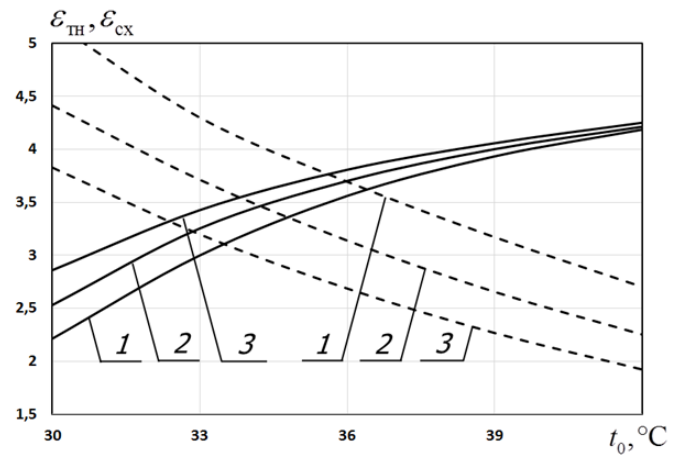
б)

Рис. 4. Залежність температур повітря на виході із конденсатора ТН (штрихові лінії) та випарника ТН (суцільні лінії) від температури навколишнього повітря при:

- а) $\varphi = 60\%$ ($1 - \Delta d_{2-1} = 1 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; $2 - \Delta d_{2-1} = 2 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; $3 - \Delta d_{2-1} = 3 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$);
 б) $\Delta d_{2-1} = 2 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{с}}$ ($1 - \varphi = 50\%$; $2 - \varphi = 60\%$; $3 - \varphi = 70\%$).



а)



б)

Рис. 5. Залежність холодильного коефіцієнта ТН (штрихові лінії) та холодильного коефіцієнта теплонасосної схеми (суцільні лінії) від температури навколишнього повітря при:

- а) $\varphi = 60\%$ ($1 - \Delta d_{2-1} = 1 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; $2 - \Delta d_{2-1} = 2 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$; $3 - \Delta d_{2-1} = 3 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$);
 б) $\Delta d_{2-1} = 2 \Gamma_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{с}}$ ($1 - \varphi = 50\%$; $2 - \varphi = 60\%$; $3 - \varphi = 70\%$).

Як бачимо з рис. 5, $\varepsilon_{\text{ТН}}$ (штрихові лінії) слабо залежить від зміни Δd_{2-1} (рис. 5,а) та суттєво зменшується зі збільшенням відносної вологості свіжого повітря (рис. 5,б). Для холодильного коефіцієнта всієї схеми (суцільні лінії) картина протилежна. Спостерігається суттєва залежність

(рис. 5,а) від інтенсивності повітрообміну в басейні (Δd_{2-1}) і низька чутливість $\varepsilon_{\text{СХ}}$ до зміни відносної вологості свіжого припливного повітря (рис. 5,б). Слаба залежність холодильного коефіцієнта всієї схеми від відносної вологості зовнішнього повітря пояснюється про-

тилежним характером впливу на цю величину холодильного коефіцієнта ТН $\epsilon_{\text{тн}}$ і долі свіжого припливного повітря K_0 (формула (22)), на які негативно впливає збільшення ϕ .

Висновки

1. Для забезпечення заданого температурно-вологісного режиму в приміщенні басейну в умовах охолодження припливного повітря необхідно регулювання двох його потоків, що характеризуються значеннями коефіцієнта рециркуляції та долі припливного повітря, в залежності від параметрів зовнішнього середовища.

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

3. Термодинамічна ефективність теплонасосної системи кондиціонування з рециркуляцією відпрацьованого повітря басейну, що характеризується холодильним коефіцієнтом всієї схеми, підвищується зі зменшенням приросту вологовмісту повітря при проходженні через приміщення басейну, з ростом температури зовнішнього повітря та майже не залежить від його відносної вологості.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Тепловой насос* – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха. «Тепловые насосы» – 2011. – №2. – С. 25–30.

2. *Обеспечение микроклимата и энергосбережение в крытых плавательных бассейнах*. Нормы проектирования. – М.: Авок-пресс, 2012. – 18с.

3. *Мацевитый Ю.М.* Внедрение теплонасосных технологий / Ю.М. Мацевитый, Н.Б. Чиркин, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4 – 10.

4. *Безродный М.К.* Термодинамическая эффективность применения тепловых насосов в системах вентиляции воздуха в крытых бассейнах / М.К. Безродный, Д.С. Кутра, Т.В. Драник // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2013. – № 6. – С. 29 – 35.

5. *Безродный М.К.* Эффективность работы теплонасосной системы вентиляции бассейну з рециркуляцією повітря і байпасуванням теплового насоса / М.К. Безродний, Д.С. Кутра, О.О. Морозук // Промышленная теплотехника. – 2014. – № 4. – С. 45 – 53.

6. *Безродный М.К.* Эффективность теплонасосной системы вентиляции помещения та підігріву води в ванні критого басейну / М.К. Безродний, Д.С. Кутра, О.О. Морозук // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2014. – № 3/8(69). – С. 34 – 39.

7. *Морозук Т. В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

8. *Краснов, Ю. С.* Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий / Ю. С. Краснов. – М.: Техносфера, 2006. – 288 с.

THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF RECIRCULATING HEAT PUMP AIR CONDITIONING SYSTEM IN A CLOSED SWIMMING POOL

Bezrodny M.K., Kutra D.S.

National Technical University of Ukraine
“Kyiv Polytechnic Institute”,
prosp. Peremogy, 37, 03056, Kyiv, Ukraine.

The thermodynamic efficiency of the conditioning system of pool with air recirculation are analyzed in the paper. Graphic dependencies of the main parameters which characterizing the system performance are shown. The influence of parameters of the ambient air for thermodynamic efficiency of the system are shown.

References 8, figure 5.

Key words: heat pump, pool, conditioning, recirculating.

1. *Heat pump* is energy efficient component of air conditioning systems // «Тепловыe насосы» – 2011. – №2. – pp. 25 – 30. (Rus.)

2. *Providing climate* and energy saving in swimming pools. Norms of designing. – М.: Avokpress, 2012. – 18p. (Rus.)

3. *Matsevyty Y.M.* Embed of heat pump technology / Y.M. Matsevyty, N.B. Chirkin, L.S. Bogdanovich, A.S. Klepanda // *Energotehnologii i resursosberezhenie*. – 2008. – № 3. – pp. 4 – 10. (Rus.)

4. *Bezrodny M.* Thermodynamic efficiency of use of heat pumps in the air ventilation system in the indoor pools / M. Bezrodny, D. Kuta, T. Dranik // *Energotehnologii i resursosberezhenie*. – 2013. – № 6. – pp. 29 – 35. (Rus.)

5. *Bezrodny M.* Efficiency of heat pump ventilation system of pool with air recirculation and bypass of heat pump / M. Bezrodny, D. Kuta, O. Moroshchuk // *Promyshlennaja teplotehnika*. – 2014. – № 4. – pp. 45 – 53.

6. *Bezrodny M.* Efficiency of heat pump ventilation and heating of water system in an indoor swimming pool / M. Bezrodny, D. Kuta, O. Moroshchuk // *Shidno-jevropejs'kyj zhurnal peredovyh tehnologij*. – 2014. – № 3/8(69). – pp. 34 – 39. (Ukr.)

7. *Morozjuk T.V.* The theory of chillers and heat pumps. – Odessa: Studija «Negociant», 2006. – 712 p. (Rus.)

8. *Krasnov, Y.* HVAC system. Design guidelines for industrial and public buildings. – Moskva. Tehnosfera, 2006. – 288 p. (Rus.)

Получено 24.12.2014

Received 24.12.2014