

УДК 621.577

ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ПІДГРІВУ ВОДИ В КРИТОМУ ПЛАВАЛЬНОМУ БАСЕЙНІ

М. К. Безродний

Доктор технічних наук, професор*

E-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Д. С. Кутра

Кандидат технічних наук, асистент*

E-mail: d.kutra@kpi.ua

О. О. Морощук*

E-mail: alexandr.moroshchuk@gmail.com

*Кафедра теоретичної та

промислової теплотехніки

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

Проаналізовано термодинамічну ефективність системи вентиляції повітря та підігріву води в басейні на базі теплового насоса. Аналітичним шляхом отримані залежності для розрахунку ефективності системи. Наведено графічні залежності основних параметрів, що характеризують ефективність роботи системи, від температури навколишнього повітря. Робота розглянутої теплонасосної схеми вентиляції басейну з одночасним підігрівом води у тепловому насосі характеризується більшою термодинамічною ефективністю, ніж теплонасосної схеми вентиляції приміщення басейну з підігрівом води від зовнішнього джерела

Ключові слова: тепловий насос, плавальний басейн, вентиляція, підігрів води, вологовміст, байпасування, рециркуляція, конденсатор, випарник

Проанализирована термодинамическая эффективность системы вентиляции воздуха и подогрева воды в бассейне на базе теплового насоса. Аналитическим путем получены зависимости для расчета эффективности системы. Приведены графические зависимости основных параметров, характеризующих эффективность работы системы, от температуры окружающего воздуха. Работа рассматриваемой теплонасосной схемы вентиляции бассейна с одновременным подогревом воды в тепловом насосе характеризуется более высокой термодинамической эффективностью, чем теплонасосной схемы вентиляции помещения бассейна с подогревом воды от внешнего источника

Ключевые слова: тепловой насос, бассейн, вентиляция, подогрев воды, влагосодержание, байпасирование, рециркуляция, конденсатор, испаритель

1. Вступ

Досвід успішного поєднання у теплонасосних агрегатах функцій охолоджувача та нагрівача повітря створює передумови їх ефективного використання в системах вентиляції та кондиціонування різного роду об'єктів, зокрема об'єктів з інтенсивним вологовиділенням, до яких можна віднести зали плавальних басейнів спортивних та рекреаційних комплексів.

Використання повітряних теплових насосів (ТН) в системах вентиляції басейнів дозволяє вирішити питання з видаленням водяних парів, що утворюються в результаті випаровування з поверхні дзеркала ванни басейну, а також питання утилізації низькотемпературної енергії витяжного повітря [1].

В той же час звичайні теплонасосні схеми, які використовуються для теплового обробки вентиляційного повітря, не вирішують питання підігріву води в ванні басейну, яка охолоджується внаслідок її випаровування, і потребують для цього додаткового джерела енергії. В статті наведено термодинамічний аналіз теплонасосної схеми, яка забезпечує підтримання комфортних умов в басейні, поєднуючи в собі ці дві задачі.

2. Аналіз літературних даних

Практичний досвід успішного використання теплового насоса для утилізації енергії відпрацьованого повітря плавального басейну наведено в роботі [2] на прикладі системи вентиляції критого басейну у м. Шанхай. В роботах [3, 4] розглянута можливість використання в якості додаткового джерела енергії для теплонасосної системи вентиляції басейну сонячного колектору, що дозволяє, за даними авторів, досягти значення реального коефіцієнта трансформації 4,5 та знизити споживання енергії на 79 % у порівнянні з традиційною системою. Також, за даними [5], ефективним методом утилізації теплоти витяжного повітря може бути встановлення в лінії рециркуляції повітря теплонасосної вентиляційної системи рекуператора. За даними авторів цієї роботи, до 38 % теплоти повертається в теплоутилізаторі, 13 % в тепловому насосі, та до 32 % за рахунок рециркуляції відпрацьованого повітря. Однак, як показано у роботі [6], реалізація часткового байпасування теплового насоса дозволяє суттєво, від 10 до 35 %, знизити питомі затрати енергії на теплонасосну систему вентиляції у порівнянні з теплонасосною системою та рекуператором. Разом

з тим, важливою задачею при експлуатації басейну для підтримки комфортних умов є підігрів води, що знаходиться в його ванні. Традиційно задача підігріву води вирішується на базі зовнішніх джерел теплоти плавального комплексу (наприклад, автономних водогрійних котлів). Аналіз вищезазначених джерел не дозволив отримати відповідь на питання ефективності роботи теплонасосної системи вентиляції при одночасному підігріві води басейну. Частково питання термодинамічної ефективності роботи теплонасосної системи вентиляції повітря з підігрівом води від зовнішніх джерел теплоти розкрито в роботі [7].

Разом з тим, існують передумови раціонального комплексного використання теплонасосної системи з байпасуванням для одночасної вентиляції повітря та підігріву води для підтримання комфортних умов в басейні. Однак, на сьогоднішній день бракує обґрунтованих даних для оцінки термодинамічної ефективності застосування ТН в подібних системах.

В даній статті наведено результати термодинамічного аналізу роботи теплонасосної схеми вентиляції приміщення басейну та підігріву води з метою визначення ефективності її експлуатації.

3. Цілі та задачі дослідження

Поєднання в одній теплонасосній схемі задач теплового обробки повітря і підігріву води в ванні басейну за рахунок теплоти відпрацьованого повітря потребує значного осушення повітря в випарнику ТН, що ускладнює підтримання заданих параметрів повітря на виході із камери змішування для забезпечення комфортних умов в приміщенні басейну. Це в свою чергу потребує додаткового джерела зволоження повітря в камері змішування, що досягається в даній схемі за рахунок частини рециркуляційного повітря, яке байпасує ТН. З метою вирішення задачі термодинамічної ефективності такої схеми необхідно провести термодинамічний аналіз схеми, який дозволив би визначити невідомі термодинамічні параметри повітря в вузлових точках схеми, а також відносну величину потоків повітря в лінії рециркуляції і байпасування.

4. Термодинамічний аналіз схеми

Одним із варіантів застосування теплового насоса в системах вентиляції повітря плавальних басейнів є система з частковою рециркуляцією повітря та байпасуванням ТН, принципова схема якої наведена на рис. 1.

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 ($G_b < G_{\text{заг}}$), з параметрами t_2, d_2 . Частина потоку рециркуляції ($G_{\text{рец}}$) байпасує тепловий насос (G_6), тобто проходить повз нього. Інша частина потоку рециркуляції надходить у випарник теплового насоса ($G_{\text{тн}}$), де, завдяки теплообміну між повітрям і холодильним агентом, відбувається видалення частини сприйнятої в басейні вологи ($G_{\text{тн}}$). Осушене і охолоджене повітря (t_b, d_b) надходить у конденсатор ТН, на виході з якого, з параметрами $t_{\text{тн}}, d_{\text{тн}}$, змішується в

камері змішування з потоком навколишнього повітря (G_0) з параметрами t_0, d_0 і потоком байпасу (G_6) з параметрами t_2, d_2 . Отримана суміш, з параметрами t_1, d_1 надходить у приміщення басейну.

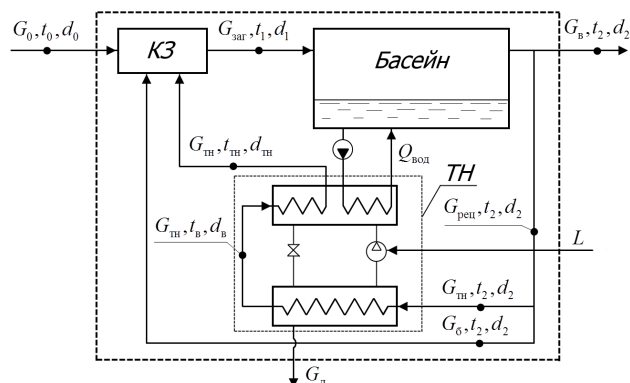


Рис. 1. Принципова схема вентиляції повітря плавального басейну з частковою рециркуляцією і байпасуванням ТН: КЗ — камера змішування

Інтенсивне випаровування рідини з поверхні дзеркала басейну призводить до охолодження води в об'ємі ванни басейну. Для дотримання заданої санітарними нормами температури води в наведеній теплонасосній схемі вентиляції частина теплового навантаження конденсатора ТН забезпечує постійний підігрів води в басейні ($Q_{\text{вод}}$).

Вирішення задачі підтримки заданих параметрів повітря на вході та виході з приміщення басейну зводиться до знаходження відносних потоків повітря в лінії рециркуляції і байпасування, а також визначення невідомих параметрів вологого повітря у вузлових точках системи.

Для знаходження цих величин необхідно вирішити систему рівнянь, що містить:

1) Рівняння теплового балансу всієї схеми

$$L + Q_0 = Q_2 + Q_d, \quad (1)$$

де L – робота приводу компресора ТН, Вт; $Q_0 = G_0 h_0$ – кількість теплоти, що надходить до схеми з навколишнього середовища, Вт; $Q_2 = G_{\text{заг}} h_2$ – кількість теплоти, що скидається в оточуюче середовище (ОС), Вт; Q_d – кількість теплоти, що видаляється з вологою, яка сконденсувалась у випарнику ТН, Вт (в аналізі нехтуємо).

Робота приводу компресора ТН визначається як

$$L = Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} / (\phi - 1), \quad (2)$$

де $Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} = G_{\text{тн}} (h_2 - h_b)$ – теплове навантаження випарника ТН, кВт; ϕ – коефіцієнт трансформації теплоти ТН.

2) Рівняння матеріального та теплового балансу камери змішування

$$G_0 d_0 + G_6 d_2 + G_{\text{ТН}} d_{\text{ТН}} = G_1 d_1, \quad (3)$$

$$Q_0 + Q_6 + Q_{\text{ТН}} = Q_1, \quad (4)$$

де $Q_6 = G_6 h_2$ – кількість теплоти, що вноситься в КЗ потоком байпасу, Вт; $Q_{\text{ТН}} = G_{\text{тн}} h_{\text{тн}}$ – кількість теплоти,

що вноситься в КЗ потоком з конденсатора ТН, Вт;
 $Q_1 = G_1 h_1$ – кількість теплоти, що вноситься в приміщення басейну, Вт.

3) Рівняння теплового балансу теплового насоса

$$Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} + L = Q_{\text{конд}}^{\text{ТН}}, \quad (5)$$

де $Q_{\text{конд}}^{\text{ТН}}$ – теплове навантаження конденсатора ТН, Вт. Останнє, в свою чергу, може бути записане як

$$Q_{\text{конд}}^{\text{ТН}} = Q_{\text{пов}} + Q_{\text{вод}}, \quad (6)$$

де $Q_{\text{пов}} = G_{\text{ТН}}(h_{\text{ТН}} - h_{\text{в}})$ – кількість теплоти, що передається повітрю в конденсаторі ТН, Вт; $Q_{\text{вод}}$ – кількість теплоти, що витрачається на підігрів води в басейні, Вт і може бути визначена як

$$Q_{\text{вод}} = \frac{Cg}{3600} F_6, \quad (7)$$

де g – питома теплота пароутворення, Дж/кг; F_6 – площа дзеркала басейну, м^2 ; C – питома кількість води, що виділяється з поверхні дзеркала басейну, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, яку, в свою чергу, можна визначити за емпіричною формулою Бязіна-Крумме [8]

$$C = 0,118 + 0,01995 \bar{a} \frac{P_{\text{вод}} - P_{\text{пов}}}{133,3}, \quad (8)$$

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 [8] приймаємо $\bar{a} = 0,4$ для невеликих громадських басейнів).

Загальна витрата повітря через приміщення басейну визначається за формулою

$$G_1 = C_1 F_6, \quad (9)$$

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

$$C_1 = \frac{\left[\frac{C}{3600} + \frac{\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})}{r} \right]}{d_2 - d_1}, \quad (10)$$

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 [9]), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{\text{пов}}$ – температура повітря в приміщенні басейну, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{вод}}$ – температура води в басейні, $^{\circ}\text{C}$; d_2 – вологовміст витяжного пові-

тря з приміщення басейну, $\text{кг}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; d_1 – вологовміст припливного повітря, що подається в приміщення басейну, $\text{кг}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$.

Ввівши вирази відповідно для коефіцієнта рециркуляції та байпасування

$$K = G_{\text{рец}}/G_{\text{заг}}, \quad (11)$$

$$a = G_6/G_{\text{рец}}, \quad (12)$$

із вищеперерахованих співвідношень можна отримати наступні вирази.

Із рівняння теплового балансу всієї схеми (1) співвідношення для коефіцієнта рециркуляції

$$K = \frac{1}{1 + \frac{(1-a)(h_2 - h_B)}{(h_2 - h_0)(\phi - 1)}}. \quad (13)$$

Із рівняння теплового балансу камери змішування (4) співвідношення для визначення ентальпії повітря на виході із конденсатора ТН

$$h_{\text{ТН}} = \frac{h_1 - (1-K)h_0 - aKh_2}{K(1-a)}, \quad (14)$$

що дає змогу визначити відповідну температуру повітря

$$t_{\text{ТН}} = \frac{h_{\text{ТН}} - r d_{\text{ТН}}}{c_{\text{сп}} + c_{\text{п}} d_{\text{ТН}}}, \quad (15)$$

де $d_{\text{ТН}} = d_{\text{в}}$.

Із рівняння матеріального балансу (3) співвідношення для визначення коефіцієнта байпасування

$$a = \frac{d_1 - (1-K)d_0 - Kd_B}{K(d_2 - d_B)}. \quad (16)$$

Із рівняння теплового балансу ТН вираз для ентальпії повітря на виході із випарника ТН

$$h_B = h_2 \phi - h_{\text{ТН}}(\phi - 1) - \frac{Cr(\phi - 1)}{3600K(1-a)C_1}, \quad (17)$$

звідки

$$t_B = \frac{h_B - r d_B}{c_{\text{сп}} + c_{\text{п}} d_B}, \quad (18)$$

де d_B – величина вологовмісту повітря на виході із випарника ТН, що може бути визначена із $h-d$ – діаграми вологого повітря або за формулою апроксимації на лінії насичення

$$d_B = 4,42 \cdot 10^{-3} e^{0,0596 t_B}, \quad (19)$$

а коефіцієнт трансформації теплоти ТН для ідеально-го циклу роботи ТН з урахуванням теплових необоротностей

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_k + \Delta t_k}}, \quad (20)$$

де t_b , t_k – 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. У відповідності з [10] для ТН типу «повітря-повітря» можна прийняти $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$.

Отримана система рівнянь може бути зведена до рівняння типу $K = f(K)$ для коефіцієнта рециркуляції, що може бути вирішена методом ітерації. При цьому невідомі параметри у вузлових точках системи визначаються паралельно в ітераційному процесі з використанням відповідних співвідношень.

Ефективність роботи розглянутої теплонасосної системи можна оцінити за величиною питомих витрат зовнішньої енергії на одиницю затрат теплоти для підтримання комфортних умов в басейні як з боку повітря, так і води у ванні

$$\varepsilon = \frac{L}{Q_{\text{пов}} + Q_{\text{вод}}}. \quad (21)$$

Враховуючи (2)–(11), рівняння (21) для визначення питомих витрат енергії, після ряду математичних перетворень, остаточно можна записати у наступному вигляді

$$\varepsilon = \frac{h_2 - h_b}{(\varphi - 1) \left[(h_{\text{тн}} - h_b) + \frac{C_r}{3600K(1-a)C_1} \right]}. \quad (22)$$

5. Розрахунковий аналіз схеми

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

При цьому було розглянуто рекреаційний басейн з параметрами $t_{\text{пов}} = 30^\circ\text{C}$, $t_{\text{вод}} = 28^\circ\text{C}$ [8]. Параметри навколишнього припливного повітря змінювались у діапазоні температур $t_0 = -20 \dots +20^\circ\text{C}$ при постійній відносній вологості $\varphi = 60\%$.

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 навколишнього припливного повітря при різних значеннях приросту вологовмісту повітря при проходженні приміщення басейну Δd_{2-1} .

Як видно з рис. 2, з підвищенням температури свіжого повітря величина коефіцієнту рециркуляції знижується, що пов'язано зі збільшенням надходжень теплоти та вологи в приміщення басейну з потоком припливного повітря і, відповідно, необхідністю видалення в атмосферу більших об'ємів відпрацьованого повітря.

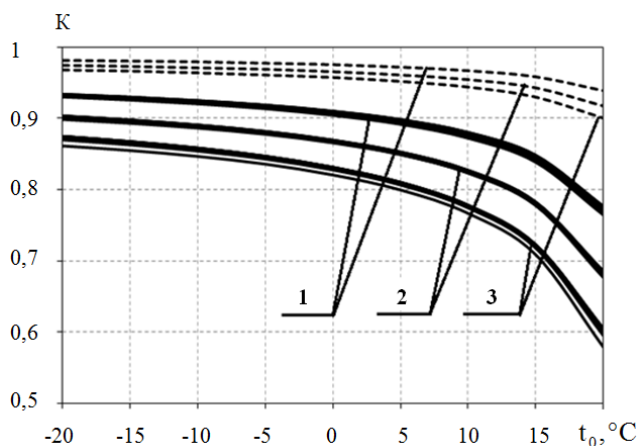


Рис. 2. Залежність коефіцієнта рециркуляції від температури свіжого припливного повітря для схеми вентиляції з підігрівом води (штрихові лінії) та схеми без підігріву води (суцільні лінії) при 1 – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 2 – $\Delta d_{2-1} = 3 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 3 – $\Delta d_{2-1} = 4 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$

Разом з тим, з підвищенням температури ОС температура повітря на виході із випарника ТН в основному діапазоні зміни t_0 підвищується (рис. 3), а на виході з конденсатора – знижується. Відбувається звуження температурних рамок ідеального циклу роботи ТН, що призводить до покращення умов роботи ТН в прийнятному діапазоні зміни температури ОС.

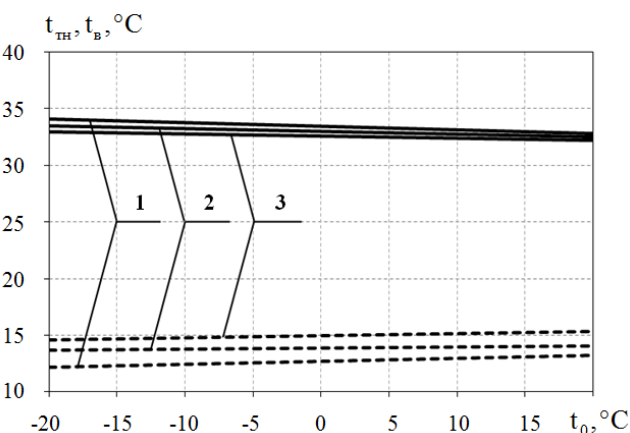


Рис. 3. Залежність температури повітря: на виході із випарника ТН (штрихові лінії); на виході із конденсатора ТН (суцільні лінії) від температури свіжого припливного повітря при 1 – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 2 – $\Delta d_{2-1} = 3 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 3 – $\Delta d_{2-1} = 4 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$

Звуження температурних рамок роботи циклу ТН з ростом t_0 призводить до відповідного підвищення коефіцієнта трансформації теплоти (рис. 4).

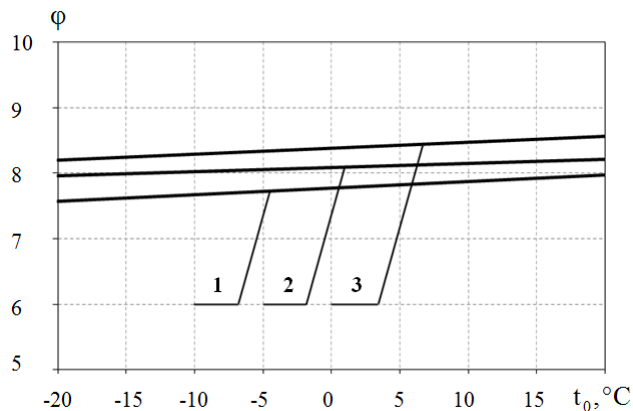


Рис. 4. Залежність коефіцієнта трансформації теплоти ТН від температури свіжого припливного повітря для
1 — $\Delta d_{2-1}=2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$;
2 — $\Delta d_{2-1}=3 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 3 — $\Delta d_{2-1}=4 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$

Як видно з рис. 5, вологовміст повітря на виході із випарника ТН слабо залежить від зміни температури ОС.

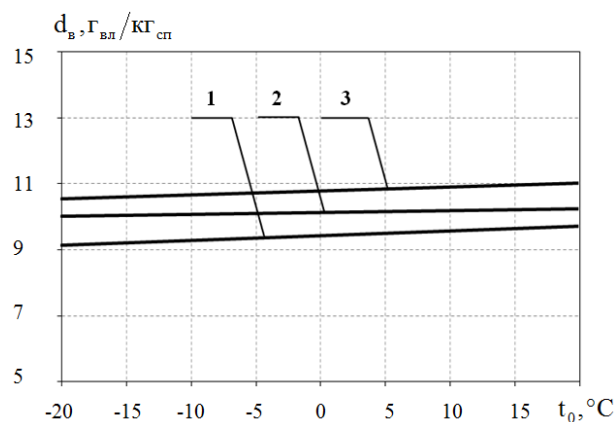


Рис. 5. Залежність вологовмісту повітря після випарника ТН від температури свіжого припливного повітря для 1 — $\Delta d_{2-1}=2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$;
2 — $\Delta d_{2-1}=3 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 3 — $\Delta d_{2-1}=4 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$

До особливостей роботи розглянутої системи слід віднести те, що система повинна забезпечити на виході із камери змішування підтримку заданого рівня як температури, так і вологості повітря. Оскільки зміна вологості повітря на виході з приміщення басейну відбувається за рахунок двох джерел теплоти (повітря і води), то має бути незалежне від ТН регулювання вологості в камері змішування, що відбувається за рахунок байпасування частини рециркуляційного потоку повітря повз ТН. Як показали розрахунки (рис. 6), необхідна величина коефіцієнта байпасування слабо залежить від температури зовнішнього повітря t_0 і збільшується при зменшенні приросту вологовмісту повітря при проходженні через приміщення басейну.

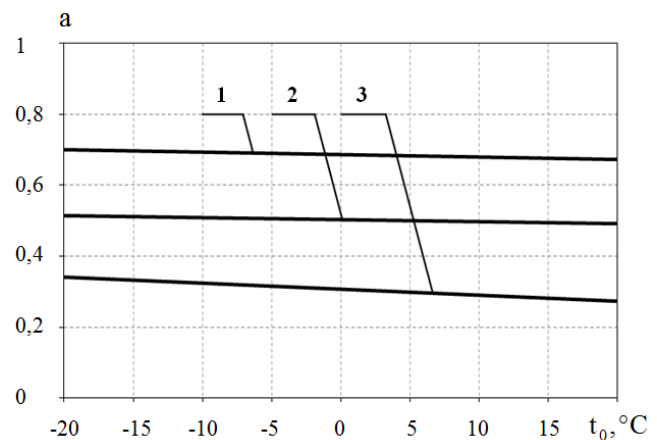


Рис. 6. Залежність коефіцієнта байпасування ТН від температури свіжого припливного повітря для
1 — $\Delta d_{2-1}=2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$;
2 — $\Delta d_{2-1}=3 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 3 — $\Delta d_{2-1}=4 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$

На рис. 7 наведено характер зміни питомих затрат енергії системи від температури ОС та приросту вологовмісту повітря між входом та виходом з басейну Δd_{2-1} для розглянутої системи з підігрівом води басейну (суцільні лінії) та системи без підігріву води (штрихові лінії) за даними [5].

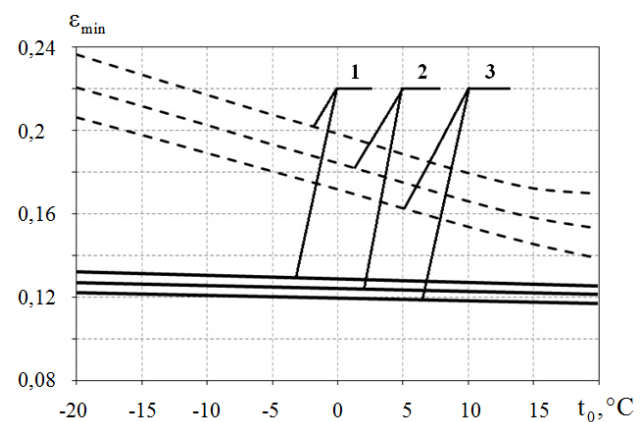


Рис. 7. Залежність мінімальної питомої роботи від температури свіжого припливного повітря при
1 — $\Delta d_{2-1}=2 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$;
2 — $\Delta d_{2-1}=3 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$; 3 — $\Delta d_{2-1}=4 \text{ г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$

Із рис. 7 видно, що питомі затрати зовнішньої енергії на теплонасосну систему для підтримки комфортних умов в басейні з підігрівом води від ТН слабо залежать як від температури ОС, так і від приросту вологовмісту повітря між входом і виходом з басейну. Видно також, що розглянута схема з теплонасосним підігрівом води в басейні характеризується набагато більшою термодинамічною ефективністю в порівнянні з схемою вентиляції басейну та підігрівом води від зовнішнього джерела теплоти. Це відбувається за рахунок зменшення кількості відпрацьованого повітря, що видається в ОС, і відповідає більш високим значенням коефіцієнта рециркуляції в розглянутій теплонасосній системі (рис. 2).

6. Висновки

1. Проведений термодинамічний аналіз теплонасосної схеми вентиляції і підігріву води в критому басейні дозволив визначити параметри повітря в вузлових точках схеми, а також необхідні відносні витрати повітря в лініях рециркуляції і байпасування (коефіцієнти рециркуляції і байпасування), які забезпечують задані умовами комфортного перебування параметри повітря і води в басейні.

2. Встановлена залежність параметрів повітря у вузлових точках схеми, а також необхідних параметрів рециркуляції і байпасування від температури зовнішнього повітря і технологічної характеристики системи у вигляді заданої різниці вологовмісту повітря на виході і вході в приміщення басейну.

3. Показано, що термодинамічна ефективність теплонасосної схеми вентиляції та підігріву води в басейні набагато вища за ефективність теплонасосної схеми вентиляції без підігріву води і майже не залежить від температури зовнішнього повітря.

Література

1. Бондарь, Е. С. Тепловой насос – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха [Текст] / Е. С. Бондарь // Тепловые насосы. – 2011. – № 2. – С. 25 – 30.
2. Peng, Sun. Analysis of indoor environmental conditions and heat pump energy supply systems in indoor swimming pools [Text] / Peng Sun, Jing Yi Wu, Ru Zhu Wang, Yu Xiong Xu // Energy and Buildings. – 2011. – Vol. 43. – С. 1071 – 1080.
3. Chow, T. T. Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating [Text] / T. T. Chow, Y. Bai, K.F. Fong, Z. Lin // Applied Energy. – 2012. – Vol. 100. – С. 309 – 317.
4. Olcay, Kincaye. Technical and Economic Performance Analysis of Utilization of Solar Energy in Indoor Swimming Pools, An Application [Text] / Olcay Kincay, Zafer Utlu, Ugur Akbulut // Journal of Solar Energy Engineering. – 2011. – Vol. 134. – С. 300 – 309.
5. Мацевитый, Ю. М. Внедрение теплонасосных технологий [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4 – 10.
6. Безродный, М. К. Ефективність роботи теплонасосної системи вентиляції басейну з рециркуляцією повітря і байпасуванням теплового насоса [Текст] / М. К. Безродный, Д. С. Кутра, О. О. Морозук // Промышленная теплотехника. – 2014. – № 4. – С. 3 – 13.
7. Безродный, М. К. Термодинамическая эффективность применения тепловых насосов в системах вентиляции воздуха в крытых бассейнах [Текст] / М. К. Безродный, Д. С. Кутра, Т. В. Драник // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2013. – № 6. – С. 29 – 35.
8. Вишневский, Е. П. Обеспечение микроклимата и энергосбережение в крытых плавательных бассейнах [Текст] / Е. П. Вишневский, Ю. А. Табунщиков и др. – М.: Авок-пресс, 2012. – 18 с.
9. Краснов, Ю. С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий [Текст] / Ю. С. Краснов. – М.: Техносфера, 2006. – 288 с.
10. Морозук, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозук. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.