

*В статті проаналізовано термодинамічну ефективність системи забезпечення комфортних умов в приміщенні басейну на базі теплового насоса. Наведено графічні залежності основних параметрів, що характеризують ефективність роботи системи, від температури навколишнього повітря. Було визначено, що ефективність теплонасосної схеми слабо залежить від температури навколишнього повітря, а визначається температурою повітря в приміщенні басейну*

*Ключові слова: тепловий насос, система осушення повітря, системи вентиляції басейнів*

*В статье проанализирована термодинамическая эффективность системы обеспечения комфортных условий в помещении бассейна на базе теплового насоса. Приведены графические зависимости основных параметров, характеризующих эффективность работы системы, от температуры окружающего воздуха. Было определено, что эффективность теплонасосной схемы слабо зависит от температуры окружающего воздуха, а определяется температурой воздуха в помещении бассейна*

*Ключевые слова: тепловой насос, система осушения воздуха, системы вентиляции бассейнов*

# ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОМФОРТНИХ УМОВ В КРИТИХ БАСЕЙНАХ

**М. К. Безродний**

Доктор технічних наук\*

E-mail: m.bezrodny@kpi.ua

**Т. В. Дранік\***

E-mail: draniktaras@gmail.com

\*Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

вул. Політехнічна 6, к. 425, м. Київ, Україна, 03056

## 1. Вступ

На сьогодні все більш стає розповсюдженим використання теплових насосів (ТН) в системах тепло- та холодопостачання будівель [1–5]. Зокрема повітряні ТН які знаходять широке застосування у системах кондиціонування та опалення невеликих промислових, громадських та житлових об'єктів. Також відомо про використання ТН «повітря-повітря» для підтримання комфортних умов в залах басейнів [6].

Для підтримки параметрів повітря в басейнах, що вимагаються санітарними нормами, необхідно здійснювати наступні заходи: видаляти значну кількість водяних парів, що утворюються в результаті випаровування з поверхні дзеркала ванни; компенсувати теплові потоки через огорожуючі конструкції (теплові втрати взимку та теплові надходження влітку); підтримувати газовий склад повітря, що вимагається санітарними нормами, особливо у випадку знаходження великої кількості глядачів в залі басейну [7].

Всі ці заходи потребують великих енергозатрат. Разом з тим в зимовий період з вентиляційним повітрям в атмосферу викидається велика кількість низькотемпературної енергії, і в той же час, витрачається велика кількість енергії для підігріву припливного повітря.

Використання повітряних 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 з утилізацією низькотемпературної енергії витяжного повітря. Але на сьогоднішній день бра-

кує обґрунтованих даних для оцінки термодинамічної ефективності використання ТН в системах вентиляції басейнів.

В даній роботі розглядається питання термодинамічної ефективності застосування ТН для забезпечення комфортних умов в критичних басейнах різного призначення.

## 2. Постановка задачі

Мета статті – зробити аналіз термодинамічної ефективності теплонасосної схеми для вентиляції та осушення повітря в приміщенні басейну, отримати значення коефіцієнта використання енергії для такої схеми.

## 3. Опис теплонасосної схеми для вентиляції та осушення повітря в приміщенні басейну

Серед великої кількості можливих схем вентиляції та осушення повітря в приміщенні басейну, розглянемо схему з використанням теплового насоса.

На рис. 1 представлена схема вентиляції та осушення повітря в приміщенні басейну з використанням теплового насоса.

Особливістю даної схеми є те, що в конденсаторі ТН нагрівається не лише повітря, що було попередньо осушене у випарнику ТН, але й вода ванни басейну. Необхідність постійного підігріву води в басейні об-

умовленна тим, що вода охолоджується за рахунок випаровування з поверхні дзеркала басейну. Також в схемі є камера змішування для підмішування свіжого повітря до рециркуляційного.

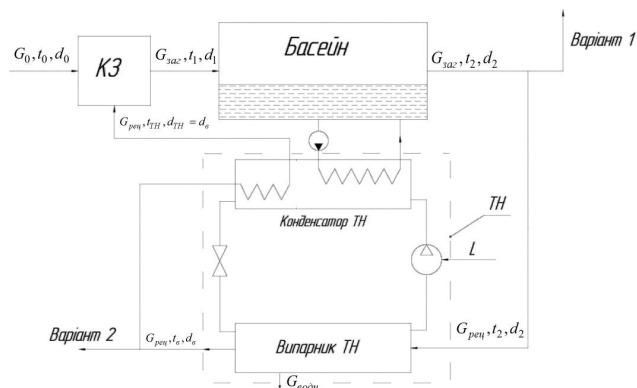


Рис. 1. Схема вентиляції та осушення повітря на основі теплового насоса. ТН – тепловий насос, L - робота приводу теплового насоса, КЗ – камера змішування

Для підтримання теплового балансу схеми (у зв'язку з необхідністю скидання надлишкової енергії приводу ТН), а також для оновлення хімічного складу повітря в приміщенні басейну частина витяжного повітря скидається в навколишнє середовище.

Розглянемо два варіанти схеми:

1. Скидання частини витяжного повітря одразу після басейну;
2. Скидання частини повітря після випарника ТН.

Нижче буде розглянуто аналіз ефективності кожного із варіантів.

#### 4. Аналітичний аналіз схеми

Термодинамічну ефективність теплонасосної схеми вентиляції та осушення повітря в приміщенні басейну, можна охарактеризувати теоретичним коефіцієнтом використання енергії:

$$\varepsilon = \frac{L}{Q_{пов} + Q_{вод}}, \tag{1}$$

де L – затрати енергії на компресор ТН,  $Q_{пов}$  – кількість теплоти, що підведена до повітря у конденсаторі ТН,  $Q_{вод}$  – кількість теплоти, підведеної до води у конденсаторі ТН,  $\varepsilon$  – коефіцієнт використання енергії.

Затрати енергії на компресор ТН можна представити наступним чином:

$$L = \frac{Q_{вип}}{\varphi - 1}, \tag{2}$$

де  $Q_{вип}$  – кількість теплоти, що відведена від повітря у випарнику ТН,  $\varphi$  – коефіцієнт трансформації енергії ТН.

Коефіцієнт трансформації енергії ідеального циклу ТН з урахуванням теплових необоротностей у випарнику і конденсаторі можна визначити як:

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{к} - \Delta t_{к}}{273 + t_{в} - \Delta t_{в}}}, \tag{3}$$

де  $t_{в}, t_{к}$  – температури повітря на виході із випарника та конденсатора ТН;  $\Delta t_{в}, \Delta t_{к}$  – відповідно різниці температур повітря і робочого тіла ТН на виході із випарника і конденсатора. У відповідності з рекомендаціями [8] для ТН повітря-повітря в подальшому аналізі прийнято  $\Delta t_{в} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{к} = 10^{\circ}\text{C}$ .

Кількість теплоти, що відведена від повітря у випарнику ТН визначається за рівнянням:

$$Q_{вип} = V_{в} \rho_{в} (h_{2} - h_{в}) = G_{в} (h_{2} - h_{в}). \tag{4}$$

Кількість теплоти, що підведена до повітря у конденсаторі ТН:

$$Q_{пов} = V_{ТН} \rho_{ТН} (h_{ТН} - h_{в}) = G_{рец} (h_{ТН} - h_{в}). \tag{5}$$

Кількість теплоти, що підведена до води у конденсаторі ТН:

$$Q_{вод} = \frac{C \cdot \gamma}{3600} \cdot F_6, \tag{6}$$

де  $\gamma$  – питома теплота пароутворення, Дж/кг;  $F_6$  – площа дзеркала басейну,  $\text{м}^2$ ;  $C$  – питома кількість вологи, що виділяється з поверхні дзеркала басейну,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ .

Питому кількість вологи, що виділяється з поверхні дзеркала басейну за годину можна визначити за емпіричною формулою Бязіна-Крумме [7]:

$$C = 0,118 + 0,01995a \frac{P_{вод} - P_{пов}}{133,3}, \tag{7}$$

де  $P_{вод}$  – тиск водяної пари насиченого повітря при температурі повітря, що дорівнює заданій температурі води, Па;  $P_{пов}$  – парціальний тиск водяних парів при заданій температурі і відносній вологості повітря в залі з ванною басейну, Па;  $a$  – коефіцієнт зайнятості басейну людьми, при розгляді схем приймався  $a = 0,4$  – для невеликих громадських басейнів згідно [7].

Тоді, з врахуванням (2), (4) – (6) рівняння (1) матиме вигляд:

$$\varepsilon = \frac{G_{в} (h_{2} - h_{в})}{(\varphi - 1) \left[ G_{ТН} (h_{ТН} - h_{в}) + \frac{C \gamma}{3600} \cdot F_6 \right]}. \tag{8}$$

Дана схема відноситься до схем з частковою рециркуляцією витяжного повітря, а коефіцієнт рециркуляції можна визначити як відношення масової витрати витяжного повітря, що повертається в систему ( $G_{рец}$ ), до загальної витрати повітря через приміщення басейну ( $G_{зар}$ ).

$$K = \frac{G_{рец}}{G_{зар}}. \tag{9}$$

Для визначення більш ефективного варіанту скидання витяжного повітря в навколишнє середовище, розглянемо кожен варіант схеми окремо.

**Варіант 1:**

Розглянемо термодинамічну ефективність схеми при скиданні частини витяжного повітря одразу після приміщення басейну.

Для цієї схеми теоретичний коефіцієнт використання енергії (8) з врахуванням (9) матиме вигляд:

$$\varepsilon = \frac{KG_{\text{заг}}(h_2 - h_B)}{(\varphi - 1) \left[ KG_{\text{заг}}(h_{\text{ТН}} - h_B) + \frac{C_r}{3600} \cdot F_0 \right]} \quad (10)$$

Параметри повітря  $t_{\text{ТН}}$  і  $d_{\text{ТН}} = d_a$ , необхідні для визначення ентальпій  $h_{\text{ТН}}$  і  $h_a$  визначаємо із теплового і матеріального балансу камери змішування.

$$t_{\text{ТН}} = \frac{t_1 - (1 - K) \cdot t_0}{K} \quad (11)$$

$$d_{\text{ТН}} = \frac{d_1 - (1 - K) \cdot d_0}{K} \quad (12)$$

Загальну витрату повітря через приміщення басейну визначаємо за формулою:

$$G_{\text{заг}} = C_1 \cdot F_0, \quad (13)$$

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

Питому кількість повітря, яку необхідно подати в приміщення басейну для підтримання в ньому комфортних умов перебування, можна визначити за рівнянням:

$$C_1 = \frac{\left[ \frac{C}{3600} + \frac{\alpha \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})}{r} \right]}{d_2 - d_1}, \quad (14)$$

де  $\frac{\alpha \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})}{r}$  – питома кількість вологи, що виділяється з дзеркала басейну за рахунок конвективної тепловіддачі від повітря до води;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні дзеркала ванни басейну, в розрахунковому аналізі приймається згідно [9],  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $t_{\text{пов}}$  – температура повітря в приміщенні басейну;  $t_{\text{вод}}$  – температура води в басейні;  $d_2$  – вологовміст витяжного повітря з приміщення басейну;  $d_1$  – вологовміст припливного повітря, що подається в приміщення басейну.

Тоді, з врахуванням (13) та (14) рівняння (10) можна записати:

$$\varepsilon = \frac{KC_1(h_2 - h_B)}{(\varphi - 1) \left[ KC_1(h_{\text{ТН}} - h_B) + \frac{C_r}{3600} \right]} \quad (15)$$

Коефіцієнт рециркуляції повітря можна визначити з теплового балансу всієї схеми, який має вигляд:

$$Q_0 + L = Q_{\text{скид}} + Q_{\text{конд}}, \quad (16)$$

де  $Q_0$  – кількість теплоти, що надходить до схеми з навколишнього середовища,  $Q_{\text{скид}}$  – кількість теплоти, що скидається в навколишнє середовище,  $Q_{\text{конд}} \approx 0$  – кількість теплоти, що видаляється з вологою, яка сконденсувалась у випарнику ТН.

Тепловий баланс (16) з врахуванням (2) можна записати у вигляді:

$$Q_0 + \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1} = Q_{\text{скид}}$$

Тоді,

$$G_0 h_0 + \frac{G_{\text{ТН}}(h_2 - h_B)}{\varphi - 1} = (G_{\text{заг}} - G_{\text{рец}}) h_2 \quad (17)$$

Розділивши ліву і праву частини рівняння (17) на  $G_{\text{заг}}$ , отримаємо:

$$\frac{G_0}{G_{\text{заг}}} h_0 + \frac{G_{\text{ТН}}}{G_{\text{заг}}} \frac{(h_2 - h_B)}{\varphi - 1} = \left(1 - \frac{G_{\text{рец}}}{G_{\text{заг}}}\right) h_2 \quad (18)$$

Тоді, з врахуванням рівняння (9), після ряду математичних перетворень, отримаємо вираз для визначення коефіцієнта рециркуляції:

$$K = \frac{(\varphi - 1)(h_2 - h_0)}{(h_2 - h_B) + (\varphi - 1)(h_2 - h_0)} = \frac{1}{1 + \frac{h_2 - h_B}{(h_2 - h_0) \cdot (\varphi - 1)}} \quad (19)$$

Температура повітря на виході з випарника ТН  $t_a$  (рис. 1) може бути визначена з рівняння теплового балансу для ТН:

$$Q_{\text{рец}} + L = Q_{\text{пов}} + Q_{\text{вод}} + Q_{\text{конд}} \quad (20)$$

Тепловий баланс (20) з врахуванням (2), а також приймаючи, що  $Q_{\text{конд}} \approx 0$ , можна записати у вигляді:

$$Q_{\text{рец}} + \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1} = Q_{\text{пов}} + Q_{\text{вод}} \quad (21)$$

Беручи до уваги (4)-(6) та (9), (13) рівняння (21), після ряду математичних перетворень, можемо записати:

$$C_1 K \cdot h_2 + C_1 K (h_2 - h_B) \frac{1}{\varphi - 1} = C_1 K \cdot h_{\text{ТН}} + \frac{C \cdot r}{3600} \quad (22)$$

З врахуванням виразу для ентальпії повітря:

$$h_B = c_{\text{ст}} \cdot t_B + d_B (r + c_{\text{ст}} \cdot t_B), \quad (23)$$

де  $c_{сп}$  – питома теплоємність сухого повітря,  $\gamma$  – питома теплота пароутворення,  $c_{п}$  – питома теплоємність водяної пари,  $d_b$  – вологовміст повітря після випарника ТН, з рівняння (22) можемо знайти температуру повітря після випарника ТН:

$$t_b = \frac{\left[ C_1 K \cdot \left( h_2 \frac{\varphi}{\varphi - 1} - h_{ТН} \right) - \frac{C \cdot \gamma}{3600} \right] \cdot (\varphi - 1) - C_1 K \cdot \gamma \cdot d_b}{C_1 K \cdot (c_{сп} + c_{п} d_b)}. \quad (24)$$

**Варіант 2:**

Розглянемо термодинамічну ефективність схеми при скиданні частини витяжного повітря після випарника ТН.

Для цієї схеми теоретичний коефіцієнт використання енергії (8) з врахуванням (9) та (13) матиме вигляд:

$$\epsilon = \frac{C_1 (h_2 - h_b)}{(\varphi - 1) \left[ K C_1 (h_{ТН} - h_b) + \frac{C \gamma}{3600} \right]}. \quad (25)$$

Коефіцієнт рециркуляції повітря можна визначити з теплового балансу всієї схеми (16), який після ряду перетворень матиме вигляд:

$$G_0 h_0 + \frac{G_{ТН} (h_2 - h_b)}{\varphi - 1} = (G_{зар} - G_{рец}) h_b. \quad (26)$$

Розділивши ліву і праву частини рівняння (26) на  $G_{зар}$ , одержимо:

$$\frac{G_0}{G_{зар}} h_0 + \frac{G_{ТН}}{G_{зар}} \frac{(h_2 - h_b)}{\varphi - 1} = \left( 1 - \frac{G_{рец}}{G_{зар}} \right) h_b. \quad (27)$$

Тоді, з врахуванням рівняння (9), після ряду математичних перетворень, отримаємо вираз для визначення коефіцієнта рециркуляції:

$$K = \frac{(\varphi - 1)(h_b - h_0) - (h_2 - h_b)}{(\varphi - 1)(h_b - h_0)} = 1 - \frac{h_2 - h_b}{(\varphi - 1)(h_b - h_0)}. \quad (28)$$

Температура повітря на виході з випарника ТН  $t_e$  (рис. 1) може бути визначена з рівняння теплового балансу для ТН:

$$Q_2 + L = Q_{пов} + Q_{вод} + Q_{скнд} + Q_{конд}. \quad (29)$$

Тепловий баланс (29) з врахуванням (2), а також приймаючи, що  $Q_{конд} \approx 0$  можна записати у вигляді:

$$Q_2 + \frac{Q_{вип}}{\varphi - 1} = Q_{пов} + Q_{вод} + Q_{скнд}. \quad (30)$$

Беручи до уваги (4)-(6) та (9), (13) рівняння (30), після ряду математичних перетворень, можемо записати у вигляді:

$$C_1 h_2 + C_1 (h_2 - h_b) \frac{1}{\varphi - 1} = C_1 h_{ТН} + C_1 K \cdot h_b + \frac{C \cdot \gamma}{3600}. \quad (31)$$

Виразивши з (31) ентальпію повітря після випарника ТН  $h_b$  та представивши її у вигляді (23), можемо знайти температуру повітря після випарника ТН:

$$t_b = \frac{C_1 \left( h_2 \frac{\varphi}{\varphi - 1} + h_{ТН} \right) - \frac{C \cdot \gamma}{3600} - C_1 \left[ (1 - K) + \frac{1}{\varphi - 1} \right] \gamma \cdot d_b}{C_1 \left[ (1 - K) + \frac{1}{\varphi - 1} \right] (c_{сп} + c_{п} d_b)}. \quad (32)$$

Вологовміст повітря після випарника ТН для обох варіантів можна перевірити також з h-d діаграми або за формулою апроксимації [10]:

$$d_b = 1,78 \cdot 10^{-5} t_b^{2,15}. \quad (33)$$

**5. Розрахунковий аналіз схеми**

Розрахунковий аналіз схеми проводився з використанням методу послідовних наближень та рівнянь (3), (15), (19), (24), (25), (28), (32) та (33).

Порівняння обох варіантів схеми здійснювалось для рекреаційного басейну ( $t_{пов} = 30^\circ\text{C}$ ,  $t_{вод} = 28^\circ\text{C}$ ) [7]. Параметри навколишнього середовища брались при відносній вологості  $\varphi = 60\%$ . Для визначення температур припливного та витяжного повітря з теплового балансу приміщення басейну на початку знаходилась зміна температур повітря в межах басейну

$$\Delta t = \frac{\alpha \cdot (t_{пов} - t_{вод}) \cdot (d_2 - d_1)}{\left[ \frac{C}{3600} + \frac{\alpha \cdot (t_{пов} - t_{вод})}{\gamma} \right] \cdot c_{сп}}. \quad (34)$$

Тоді, температури повітря  $t_1$  і  $t_2$  визначались відносно середньої температури  $t_{пов}$  в приміщенні басейну як

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

Для початку розглянемо як змінюється коефіцієнт рециркуляції K для обох варіантів схем.

Як видно з рис. 2 при зростанні температури навколишнього повітря коефіцієнт рециркуляції зменшується для обох варіантів, але у варіанті 1, при скиданні повітря після приміщення басейну, коефіцієнт рециркуляції менше залежить від температури навколишнього повітря.

Недоліком скидання повітря після випарника ТН є те, що даний метод працює лише за умови, що  $h_0 < h_b$ , тому на рис. 2 і в подальшому другий варіант розглядається лише до граничної температури, яка в нашому випадку складає  $t_0 = 23^\circ\text{C}$ , що відповідає умові  $h_0 = h_b$ .

Розглянемо як змінюється температура повітря на виході з випарника та конденсатора ТН.

З рис. 3, а видно, що температура повітря на виході із випарника ТН  $t_e$  слабо залежить від температури навколишнього повітря особливо при скиданні повітря

після приміщення басейну, як і температура повітря на виході з конденсатора ТН (рис. 3,б).

Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього повітря представлена на рис. 4.

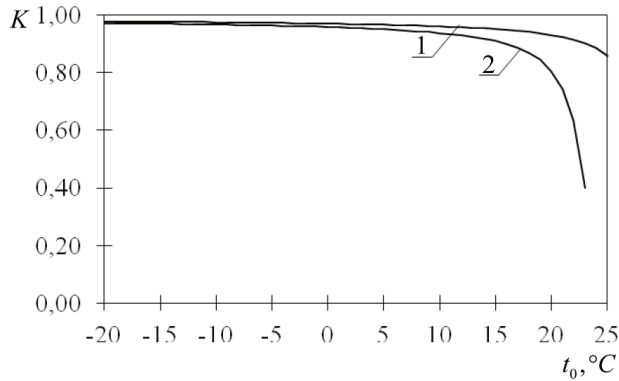


Рис. 2. Залежність коефіцієнта рециркуляції від температури навколишнього повітря  $t_0$ : 1 – при скиданні повітря після басейну; 2 – при скиданні повітря після випарника ТН

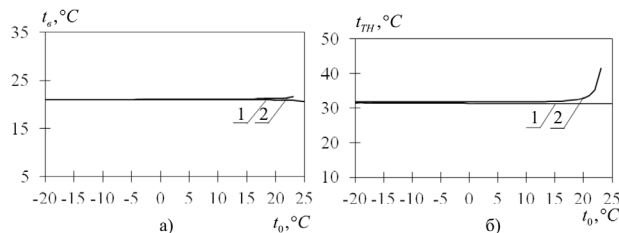


Рис. 3. Залежність температури повітря на виході із випарника ТН  $t_a$  (а) та температури повітря на виході із конденсатора ТН  $t_{TH}$  (б) від температури навколишнього повітря  $t_0$ : 1 – при скиданні повітря після басейну; 2 – при скиданні повітря після випарника ТН

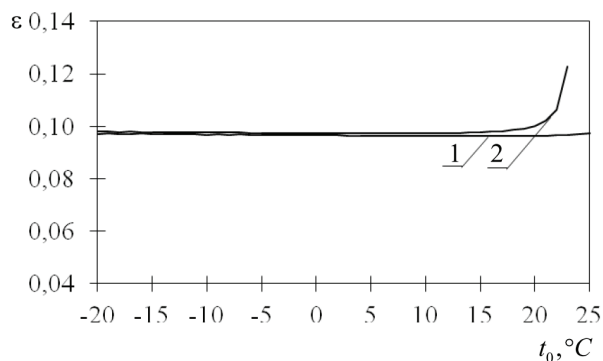


Рис. 4. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього повітря  $t_0$ : 1 – при скиданні повітря після басейну; 2 – при скиданні повітря після випарника ТН

Як видно з рис. 4, при скиданні частини повітря після приміщення басейну теоретичний коефіцієнт використання енергії слабо залежить від температури навколишнього повітря. В області позитивних темпе-

ратур коефіцієнт використання енергії при скиданні частини повітря після випарника ТН починає значно збільшуватись, та суттєво відрізняється від коефіцієнта використання енергії для першого варіанту. Звідси можна зробити висновок, що ефективнішим є скидання надлишкової теплоти за рахунок випуску витяжного повітря в навколишнє середовище одразу після приміщення басейну.

На рис. 5 представлена залежність коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього повітря за умови скидання частини повітря після приміщення басейну для різних видів басейнів.

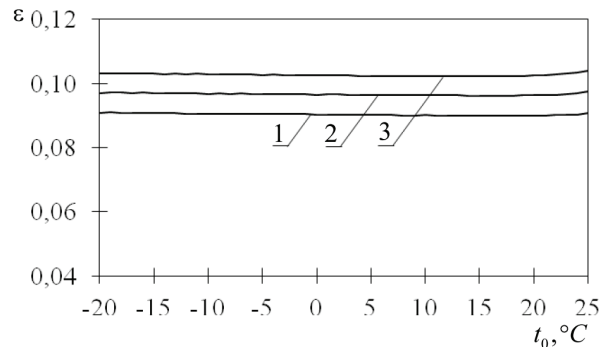


Рис. 5. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього повітря  $t_0$  для різних видів басейнів: 1 – спортивний басейн ( $t_{\text{вод}}=26^{\circ}\text{C}$ ); 2 – рекреаційний басейн ( $t_{\text{вод}}=28^{\circ}\text{C}$ ); 3 – дитячий басейн ( $t_{\text{вод}}=30^{\circ}\text{C}$ )

Як видно з рис. 5, теплонасосна схема тепло забезпечення басейну характеризується досить високою термодинамічною ефективністю, що практично не залежить від температури навколишнього середовища і дещо зменшується при підвищенні температури води (і відповідно повітря) в басейні.

## 6. Висновки

1. Використання теплового насоса в системах вентиляції та осушення повітря в басейнах дозволяє забезпечувати комфортні умови в приміщенні басейну, з досить високою термодинамічною ефективністю.
2. Для підтримання теплового балансу схеми більш ефективним і раціональним є варіант скидання надлишкової теплоти в оточуюче середовище зразу після приміщення басейну.
3. Ефективність теплонасосної схеми слабо залежить від температури навколишнього повітря, а більше визначається температурою води в басейні, і як наслідок, температурою повітря в приміщенні басейну.
4. Вподальшому буде розглянута схема вентиляції та осушення повітря в басейнах з врахуванням теплових надходжень до приміщення в літній період, внаслідок чого крім вентиляції та осушення повітря тепловому насоса необхідно буде виконувати і функцію кондиціонування повітря.

## Література

1. Бондарь, Е. С. Тепловой насос – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха. [Текст] / Е. С. Бондарь, П. В. Калугин // Тепловые насосы – 2011. – №2. – С. 25–30.
2. Безродний, М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосних схем кондиціювання повітря. [Текст] / М.К. Безродний, Т.В. Дранік // Наукові вісті КПІ – 2012. – № 6. – С.23–28.
3. Безродний, М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми кондиціювання повітря з рекуператором холоду. [Текст] / М.К. Безродний, Т.В. Дранік // Зб. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника» – 2012. – Вип. 4. – С. 5–16.
4. Колесниченко, Н.В. Оценка целесообразности использования тепловых насосов в Украине. [Текст] / Н.В. Колесниченко, Г.Е. Константинов, М.А. Дмитренко // Промышленная теплотехника. – 2011. – №5. – С. 67–73.
5. Ефимов, Н.Н. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий. [Текст] / Н.Н. Ефимов, П.А. Малышев // Теплоэнергетика. – 2009. – №11. – С. 30–33.
6. Мацевитый, Ю.М. Внедрение теплонасосных технологий / Ю.М. Мацевитый, Н.Б. Чиркин, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4–10.
7. Обеспечение микроклимата и энергосбережение в крытых плавательных бассейнах. Нормы проектирования. [Текст] – М.: Авок-пресс, 2012. – 18 с.
8. Морозюк, Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. [Текст] / Т.В. Морозюк – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
9. Bernier J. La pompe de chaleur. Mode d'emploi. [Текст] Т. 2 / J. Bernier – Рус edition, 1981. – 372 с.
10. Безродний, М. К. Эффективность применения тепло-вых насосов в установках сушки древесины: моногр. [Текст] / М. К., Безродний, Д. С. Кутра – К.: НТУУ «КПИ», 2011. – 240с.

**Приведені результати експериментального дослідження конвективного теплообміну поодиноких труб плоскоовальної і круглої форми в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від 3000 до 25000. Показано, що інтенсивність теплообміну залежить від відносного подовження профілю плоскоовальної труби. Запропонована залежність для розрахунку тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб для  $d_2/d_1 = 1.425-2.625$ , яка враховує вплив на теплообмін подовження профілю**

**Ключові слова:** теплообмін, обтікання, поперечний, циліндр, труба, плоскоовальний

**Приведены результаты экспериментального исследования конвективного теплообмена одиночных труб плоскоовальной и круглой формы в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 3000 до 25000. Показано, что интенсивность теплообмена зависит от относительного удлинения профиля плоскоовальной трубы. Предложена зависимость для расчета теплоотдачи одиночных плоскоовальных труб для  $d_2/d_1 = 1.425-2.625$ , учитывающая влияние на теплообмен удлинения профиля**

**Ключевые слова:** теплообмен, обтекание, поперечный, цилиндр, труба, плоскоовальный

УДК 536.24:533.6.011

## ТЕПЛООБМІН ЦИЛІНДРІВ ПЛОСКООВАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ЇХ ОБТІКАННІ

**О. М. Терех**

Кандидат технічних наук, старший науковий співробітник\*

E-mail: teram57@meta.ua

**О. В. Семеняко**

Асистент \*

E-mail: infinitum@lan.com.ua

**В. О. Туз**

Доктор технічних наук, професор\*

E-mail: valeriy\_tuz@list.ru

**О. І. Руденко**

Кандидат технічних наук, доцент

Кафедра економіки і підприємництва\*\*

E-mail: teram57@meta.ua

**В. А. Кондратюк**

Аспірант\*

E-mail: teram57@meta.ua

\*Кафедра атомних електричних станцій

і інженерної теплофізики

\*\*Національний технічний університет України «Київський

політехнічний інститут»

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