

Ступак О.С.¹, докт. філософ., Доник Т.В.^{1,2}, канд. техн. наук,
Халатов А.А.^{1,2}, академік НАН України

ВПЛИВ РІЗНОМАНІТНИХ ФАКТОРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЦИКЛУ МАЙСОЦЕНКА

¹ Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03680,
Україна

² Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського», пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна

Ключові слова: тепломасообмінний апарат, непряме випарне охолодження, цикл Майсоценка, кондиціювання, нові енергоефективні технології.

Вступ

У всьому світі обсяги виробництва електроенергії, а також рівень її споживання в останні десятиліття збільшуються. Високі витрати первинних енергоресурсів та проблеми, пов'язані з екологічними питаннями забруднення оточуючого середовища, свідчать про важливість підвищення енергоефективності систем кондиціювання повітря[1]. У такому разі використання вискоефективного випарного охолодження повітря має високий потенціал для задоволення потреб у кондиціонуванні при низьких затратах енергії завдяки невичерпності психрометричної енергії практично в будь-якій точці світу[2].

Психрометрична енергія – це природна нерівновага атмосферного повітря у формі різниці температур сухого і мокрого термометрів (психрометрична різниця температур, або різниця температур атмосферного повітря і повітря, що контактує з водою, яка випаровується) є рушійною силою тепломасообмінників (НМХ), що працюють за циклом Майсоценка[3].

Проф. В. Майсоценка був першим, хто звернув увагу на те, як можна використовувати психрометричну енергію, яка через невелику різницю температур на практиці не застосовувалася створити нові технології й устаткування. Його дослідження є новим та істотним кроком у термодинаміці вологого газу, а її результати можуть сприяти значному прориву в галузі створення енергетичних установок з високими характеристиками й нових тепло- і масообмінних та енергоощадних технологій.

Метою роботи є експериментальне та розрахункове дослідження впливу різноманітних факторів на ефективність непрямого випарного тепломасообмінного апарату за М-циклом на базі нової елементарної комірки з вертикально розташованими пластичними капілярно-пористими каналами.

Цикл Майсоценка

Цикл Майсоценка (М-цикл) – це термодинамічний цикл, який дозволяє корисне використання відновлюваної психрометричної енергії оточуючого середовища. Також

М-цикл дозволяє корисне використання енергетичного потенціалу спрямованого руху повітря, що виникає в результаті процесу випаровування води.

М-цикл базується на непряму випарному охолодженні та реалізується у тепломасообмінному апараті з системою сухих і вологих каналів (рис. 1). Принцип роботи циклу Майсоценка полягає у використанні психрометричної різниці температур, тобто різниці температур атмосферного повітря і повітря, що контактує з водяною плівкою, яка випаровується (рис. 2) [4]. Тепломасообмінні процеси такого апарату близькі до термодинамічно оборотних процесів, що дозволяє отримати максимальний ефект охолодження повітря при мінімальних витратах енергії.

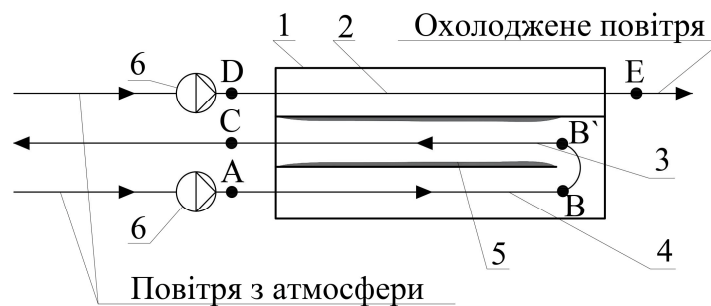


Рисунок 1 – Схема елементарної комірки тепломасообмінного апарату Майсоценка [4]
 1 – тепломасообмінний апарат, 2 – робочий канал, 3 – вологий канал, 4 – сухий канал,
 5 – водяна плівка на поверхні стінок вологого каналу, 6 – насоси для прокачування повітря

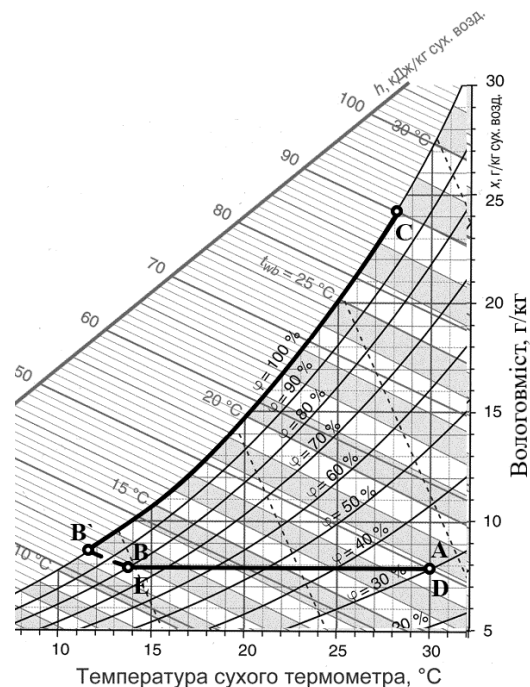


Рисунок 2 – Цикл Майсоценка на психрометричній діаграмі [1]

Ефективність непрямого випарного охолодження можна оцінювати за температурами до яких охолоджується повітря, тобто: ефективність охолодження до темпера-

тури мокрого термометра (1), температура що досягається на практиці, та ефективність охолодження до температури точки роси (2), теоретично досяжна температура.

$$\varepsilon_{\text{м.т.}} = \frac{t_A - t_E}{t_A - t_{\text{м.т.}}}; \quad (1)$$

$$\varepsilon_{\text{т.р.}} = \frac{t_A - t_E}{t_A - t_{\text{т.р.}}}. \quad (2)$$

Цикл Майсоценка має високий потенціал впровадження у велику кількість технологічних процесів, насамперед на практиці широко застосовується в системах кондиціонування та вентиляції, але також високу різницю густини охолоджуваного повітря, що нагрівається, доцільно використати як рушійну силу в енергетичних і тепло- й масообмінних технологіях. Окрім систем кондиціонування перспективними технологіями на базі М-циклу залишаються системи повітряного опалення, мікротурбіни з регенерацією тепла по м-циклу, високоефективні рекуператори, градирні нового покоління, опріснювачі морської води, утилізатори низькопотенційної теплоти. Оскільки в пристроях на основі М-циклу використовується потенційна енергія навколишнього середовища (вологого повітря атмосфери), то вартість виробленої енергії істотно менша порівняно з іншими технологіями відновлюваної енергетики [4–8].

Основними перевагами установок на основі М-циклу є екологічна безпека, висока економічність, низька питома вартість, конструкція не містить складних вузлів, невеликі експлуатаційні витрати. Оскільки всі процеси відбуваються за атмосферних умов, то не виникає проблеми герметизації установки. Важливим фактором є також відсутність високовартісного компресора і холодильного агента.

Схема елементарної комірки каналів по М-циклу

Схема досліджуваної елементарної комірки нового тепломасообмінного апарата на основі циклу Майсоценка, розроблено в ІТТФ НАНУ, показана на рис. 3.

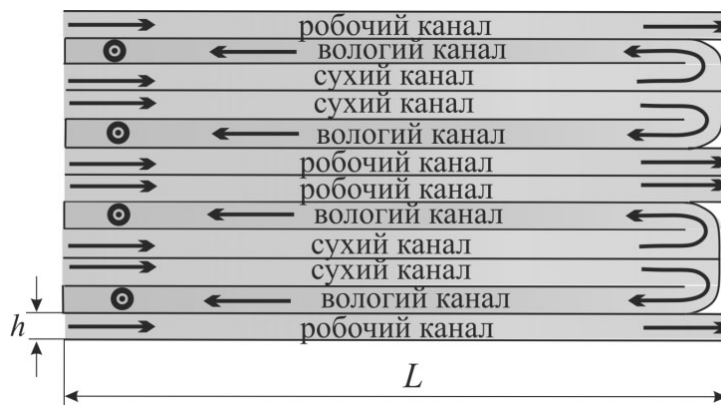


Рисунок 3 – Схема елементарної комірки по М-циклу

Комірка утворена дванадцятьма каналами – чотирма сухими, чотирма вологими та чотирма робочими – кожен має однакову висоту $h = 5$ мм, Причому, у робочому та сухому каналах теплообмін з вологим каналом відбувається через одну стінку, а у вологому каналі через одну стінку відбувається теплообмін з сухим, а через іншу – з вологим каналом. В такій компоновці робочий та сухий канали мають симетричні граничні умови теплообміну по відношенню до вологого каналу. Можна також зазначити, що повороти із сухих до вологих каналів виконано згладженими, для мінімізації місцевого гідравлічного опору.

Схема робочої ділянки показана на рис. 4. Вона представляє собою пакет вертикально розташованих пластинчатих каналів, які утворюють систему із чотирьох елементарних чарунок. Пакет своєю нижньою частиною занурений у піддон з водою. На стінках вологих каналів нанесені гідрофільні плівки. Вихід охолодженого повітря організований з поворотом на 90° у верхній відвідний короб шириною $B = 200$ мм і висотою 60 мм, яка співпадає з загальною висотою $H = 60$ мм пакету пластинчатих каналів. Довжина пакету каналів L складає 1000 мм. Стінки усіх вологих каналів утворено пластинами поліетилену товщиною $\delta = 0,2$ мм, до якого термічним способом прикріпленій капілярно-пористий матеріал. Стінки, через які не передається теплота, тобто: внутрішні стінки сухих і робочого каналів та зовнішні стінки робочих каналів, утворено пластинами поліетилену товщиною близько 1 мм.

Прокачування повітря через тепломасообмінну комірку відбувалось за допомогою чотирьох витяжних вентиляторів електричною потужністю 3,24 Вт кожен – по два на робочі та сухі/вологі канали вентилятора. Прокачування повітря через тепломасообмінну комірку відбувалось за допомогою чотирьох витяжних вентиляторів електричною потужністю 3,24 Вт кожен – по два на робочі та сухі/вологі канали вентилятора.

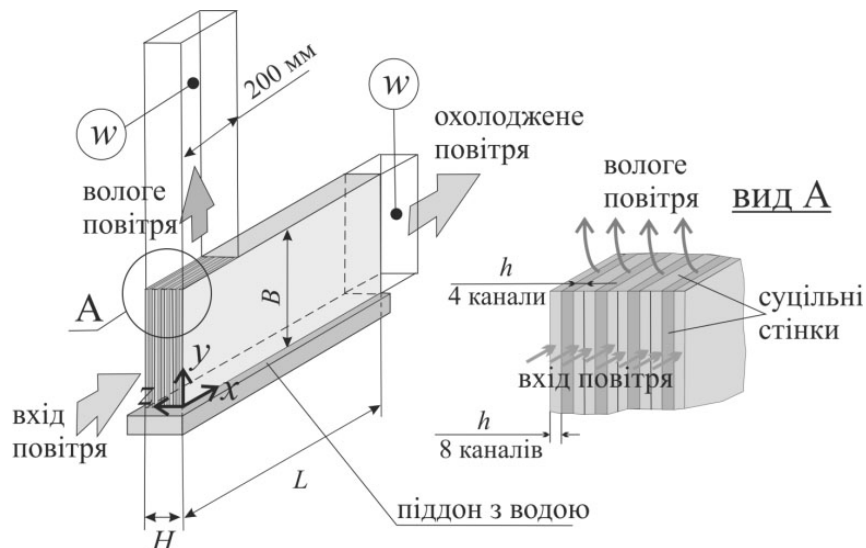


Рисунок 4 – Схема робочої ділянки

Тепло- та масообмін в представленій схемі нової елементарної комірки по М-циклу досліджується експериментально та розрахунково по ϵ -NTU методу, а також аналізується вплив різних факторів на термодинамічну ефективність комірки

Експериментальне дослідження елементарної комірки каналів по М-циклу

Експериментальні дослідження ефективності охолодження повітря проводились в діапазоні швидкості потоку в каналах від 0,5 м/с до 1.8 м/с (число Рейнольдса змінювалось від 320 до 1200). Початкові параметри потоку відповідали атмосферним умовам на час проведення експериментів. Температура потоку змінювалась від 18 до 26 °С, відносна вологість повітря була 35...50 %.

Теплові та гідродинамічні параметри

Зміну параметрів потоків показано на рис. 5 на психрометричних діаграмах повітря. На вході до сухого та робочого каналів (точки А і D) повітря має однакову температуру та відносну вологість. В сухому та робочому каналах відбувається конвективне охолодження повітря без зміни вологовмісту. Після виходу із сухого каналу потік повертає у суміжний з ним вологий канал, де відбувається підвід теплоти із робочого та сухого каналів та інтенсивне зволоження повітря до насиченого стану. Потоки із вологого та робочого каналу викидаються в атмосферу (відповідно точки С і Е). Точка В' на діаграмі не показана.

На рис. 6 та 7 показано характерне поздовжнє розподілення температури і відносної вологості повітря в сухому, вологому та робочому каналах. Як видно значення температури та відносної вологості повітря у сухому та робочому каналах практично співпадають. Температура потоку у вологому каналі після повороту (точка В' на схемі рис. 1) на 0,5...1 °С нижче температури в кінці сухого каналу перед поворотом (точка В). Очевидно, в повороті відбувається більш інтенсивний теплообмін з потоком в робочому каналі. Оскільки температура після повороту знижується, підвищується відносна вологість повітря, із збереженням величини вологовмісту.

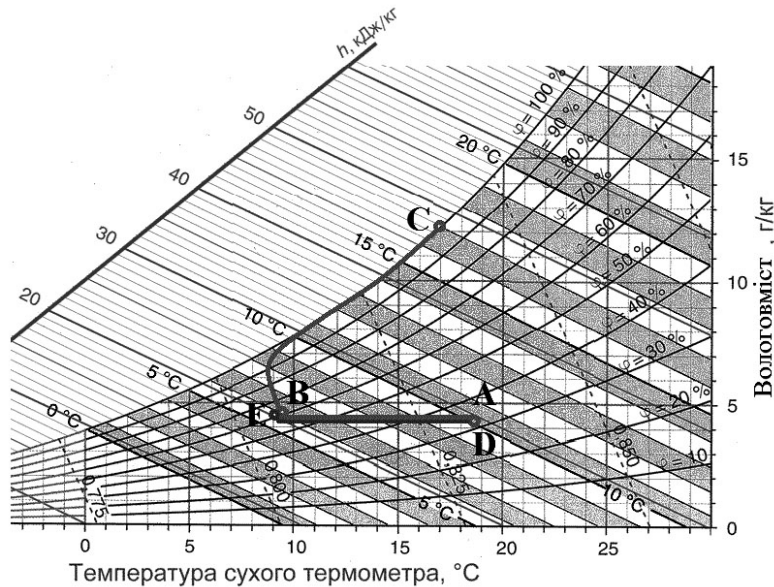


Рисунок 5 – Зміна параметрів повітря в каналах елементарної комірки з гідрофільним матеріалом – папір (дослід №5, Таблиця Б1)

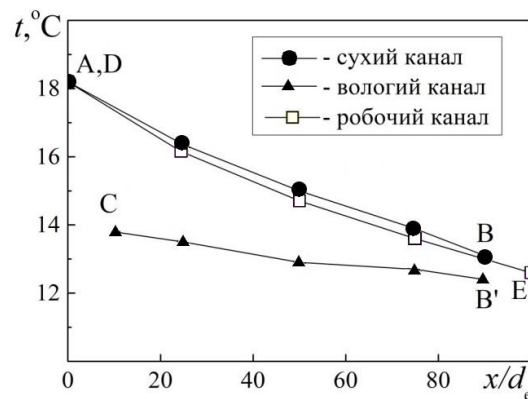


Рисунок 6 – Залежність температури повітря в каналах елементарної комірки від відносної поздовжньої координати. $w = 1,3$ м/с, $t_A = 18,2$ °С, $\phi_A = 35$ %; точки А, В, В', С, D, Е відповідають точкам на схемі рис. 1

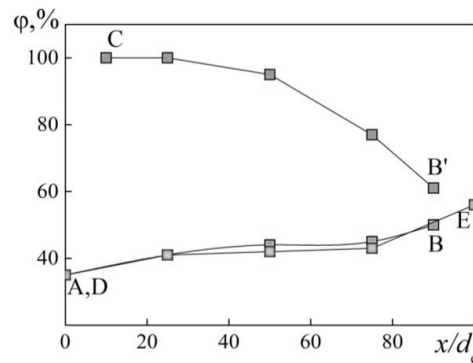


Рисунок 7 – Залежність відносної вологості повітря в каналах елементарної комірки від відносної поздовжньої координати. $w = 1,3$ м/с, $t_A = 18,2$ °С, $\phi_A = 35$ %; точки А, В, В', С, D, Е відповідають точкам на схемі рис. 1

Термодинамічна ефективність

Термодинамічна ефективність елементарної комірки по М–циклу визначалась по температурі мокрого термометра (3) та по температурі точки роси (4).

$$\varepsilon_{\text{м.т.}} = \frac{t_A - t_E}{t_A - t_{\text{м.т.}}}; \quad (3)$$

$$\varepsilon_{\text{т.р.}} = \frac{t_A - t_E}{t_A - t_{\text{т.р.}}}. \quad (4)$$

Експериментальні дані по термодинамічній ефективності в залежності від числа Рейнольдса показані на рис. 8. Як видно із рисунка, термодинамічна ефективність комірки по М–циклу знижується із зростанням швидкості потоку. Причому, при $Re_d < 500$ ефективність по мокрому термометру перевищує одиницю, тобто температура вологого

потоків знижується до величини, меншої за $t_{m.t.}$. Але при проектуванні апарату охолодження повітря треба брати до уваги, що при малих швидкостях також низькою є витрата повітря, тобто необхідно знаходити оптимальний режим, який забезпечує максимальну холодопродуктивність.

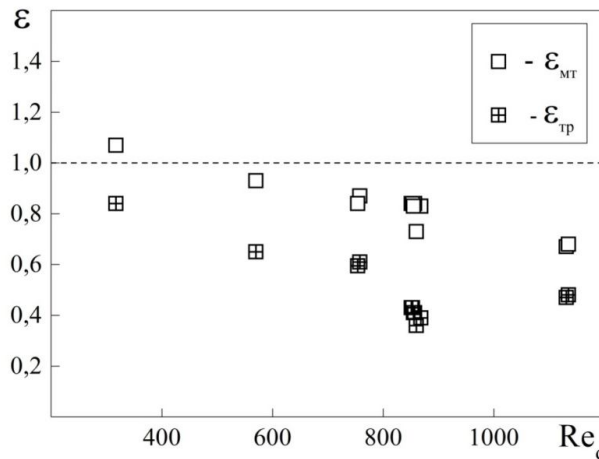


Рисунок 8 – Термодинамічна ефективність комірочки по М-циклу по мокрому термометру та по точці роси. $L/d_e = 100$

Методика розрахунку по ϵ -NTU методу та її верифікація

Розрахункове дослідження проводилося на базі модифікованого ϵ -NTU методу для розрахунку тепло- та масообміну в комірці по М-циклу. Ця методика дозволяє проводити розрахунки до температур, які знаходяться нижче температури мокрого термометра.

Схему триканальної тепломасообмінної комірочки показано на рис. 9. Вона складається з сухого, вологого та робочого каналів. Зверху та знизу застосовано адіабатичні граничні умови.

При розрахунках будемо вважати, що температура та вологість сухого та вологого потоків в місті повороту, тобто на виході із сухого каналу та на вході у вологий канал дорівнюють один одному. Також вважаємо, що параметри потоків у сухому та робочому каналах є ідентичними. Це припущення, згідно даних математичного моделювання [9,10] виконується із досить високою точністю. В [9] моделювання проводилось за допомогою програмного пакету ANSYS FLUENT 14.0, а в [10] розв'язувалась повна система диференціальних рівнянь Нав'є – Стокса в двовимірній постановці методом кінцевих об'ємів на мові програмування FORTRAN.

Теплообмін сухого та робочого каналів з вологим каналом відбувається через одну стінку, протилежні стінки сухого та робочого каналів теплоізовані. Для діапазону швидкостей, який є характерним для комірок по М-циклу, має місце ламінарний режим. Також можна зазначити, що, оскільки температура стінки є близькою до температури мокрого термометра і змінюється в незначному інтервалі, можна прийняти, що теплообмін відбувається при постійній температурі стінки. Для стабілізованого теплообміну через одну стінку щільного каналу з відношенням $B/h > 10$ число Нуссельта для умови $T_w = \text{const}$ згідно [11] складає величину:

$$Nu = 4,86; \quad (5)$$

Для вологого каналу, який нагрівається через обидві стінки:

$$Nu = 7,54. \quad (6)$$

При розрахунках вважається, що має місце аналогія процесів тепло і масообміну. Це припущення є правомірним, оскільки для вологого повітря число Льюїса $Le = Pr/Pr_D \approx 1.0$. Таким чином, при розрахунках будемо вважати, що у вологому каналі $Nu = Nu_D$.

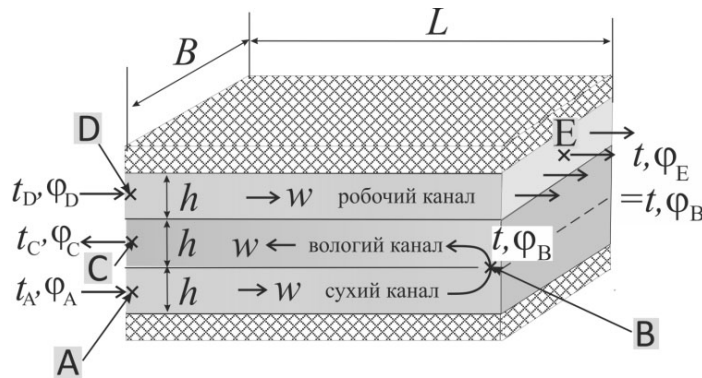


Рисунок 9 – Розрахункова схема тепломасообмінної комірки

Ефективність тепломасообміну комірки представляє собою відношення реального теплового потоку до максимального:

$$\varepsilon^* = \frac{q}{q_{\max}}. \quad (7)$$

Вона розраховується за допомогою аналітичного співвідношення для протитечійної схеми теплообміну [12] і адаптованого в [13] для тепло- та масообміну в комірці по М-циклу:

$$\varepsilon^* = \frac{1 - \exp[-NTU^* \cdot (1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NTU^* (1 - C_r)]}. \quad (8)$$

У цьому співвідношенні: $NTU^* = \frac{k^* \cdot S}{C_{\min}}$ – модифіковане число одиниць переносу;

S – поверхня теплообміну; $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$; $C_{\min} = \min(C_{\text{вол}}^*, C_{\text{сух}}^*)$; $C_{\max} = \max(C_{\text{вол}}^*, C_{\text{сух}}^*)$,

$C_{\text{вол}}^* = G_{\text{вол}}$, $C_{\text{сух}}^* = \frac{G_{\text{сух}} \cdot C_{p \text{ air}}}{a}$, a – нахил залежності ентальпії насиченого повітря від тем-

ператури, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; $k^* = \frac{1}{a \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\beta}}$ – модифікований коефіцієнт тепломасопереда-

чі, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; β – коефіцієнт масообміну, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

В даному методі розрахунку для сухого каналу в якості ентальпії використовується ентальпія насиченого повітря в її однозначній залежності від температури потоку, причому ця залежність використовується в лінеаризованому вигляді. Такий підхід застосовується тому, що інтервал температур між входом і виходом є досить вузьким, і це наближення не призводить до скільки-небудь значних похибок при розрахунку.

Для отримання значення нахилу залежності ентальпії насиченого повітря від температури в даній роботі було проведено обробку даних по ентальпії насиченого повітря за допомогою методу найменших квадратів. На рис. 10 показана залежність $h_s(t)$ та її лінійна інтерполяція в діапазоні температур 15...30 °C.

Лінія з максимальним відхиленням $\pm 4\%$ описується рівнянням:

$$h = -14800 + 3700 \cdot (t^\circ\text{C}). \quad (9)$$

Тобто $a = 3700 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$. Для температур 10 °C та 35 °C відхилення цієї лінії від значення h_s складає 10 %, але для цих та інших температур, які не входять в інтервал 15...30 °C, можна зробити іншу інтерполяцію, яка буде мати менше відхилення. Тобто, при розрахунку потрібно враховувати робочий інтервал температур сухого каналу.

Також за допомогою методу найменших квадратів в роботі було отримано зворотну функцію $t(h_s)$ у вигляді поліному, яка є необхідною для розрахунку:

$$t = -2,06 + 0,478 \cdot h - 0,00181 \cdot h^2 + 2,858E - 6 \cdot h^3. \quad (10)$$

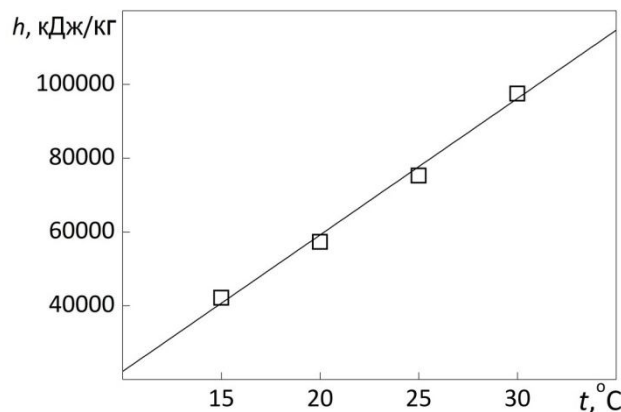


Рисунок 10 – Залежність ентальпії насиченого повітря від температури (символи) та її лінійна інтерполяція (лінія) в діапазоні 15...30 °C

Оскільки для схеми, що розглядається, параметри на вході у вологий канал є невідомими, розрахунок проводиться ітераційною процедурою, до збігу температури на виході із сухого каналу та на вході у вологий канал.

В даній методиці на виході із вологого каналу визначається ентальпія потоку, яка є функцією температури та вологості повітря. Для визначення цих параметрів проводився додатковий ітераційний розрахунок. Спочатку визначалася середня температура стінки мокрого каналу по співвідношенню:

$$\bar{t}_{wDE} = \bar{t}_{fDE} - \bar{q}_{DE} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{DE}} + \frac{\delta}{\lambda} \right). \quad (11)$$

Потім ітераційним методом визначалась температура потоку t_C на виході із мокрого каналу, і в кінцевому етапі – відносна вологість повітря φ_C . Необхідні для розрахунку теплофізичні параметри повітря та водяної пари брались із роботи [12].

Результати розрахунку

Для верифікації методики було проведено порівняння даних розрахунку триканальної комірки ε -NTU методом з даними робіт [9] та [10] (рис. 11). Для порівняння з даними [9] був проведений розрахунок з наступними геометричними параметрами: $L = 1,0$ м, $h = 0,003$ м, та $B = 1,0$ м. Температура повітря на вході t_A складала 25 °С, 30 °С та 35 °С. Розрахунок проводився для двох значень вологовмісту на вході: $d_e = 0,008$ та $d_e = 0,012$.

Порівняння з даними [10] проводилось для наступних геометричних параметрів: $L = 0,3$ м, $h = 0,006$ м, та $B = 0,3$ м. Число Рейнольдса складало: $Re_d = 100$, параметри на вході $t_A = 30$ °, $\varphi_A = 30$ %.

Порівняння показало, що дані розрахунків ε -NTU методом перевищують дані комп'ютерного моделювання програмним пакетом ANSYS FLUENT 14.0 приблизно на 7 %. Порівняння з даними [10] показує повний збіг при температурі $t_{iA} = 30$ °, а при $t_A = 20$ ° розбіжність по ефективності по мокрому термометру складає 10 %, а по ефективності по точці роси – 19 %. В цілому цей результат можна вважати прийнятним, враховуючи одномірність моделі та лінеаризацію функції $h_S(t)$, яка була застосована в методиці роботи [13].

Для порівняння з експериментальними даними, проводились розрахунки для параметрів комірки, які використовувались в даній роботі. Основні розміри комірки є наступними (див. рис. 9): $L = 1$ м; $h = 0,005$ м; $B = 0,4$ м. Режимні параметри потоку для розрахунку відповідали експериментам № 8–13, і були наступними: $t_A = 25...26$ °С; $\varphi_A = 48...50$ %. Діапазон швидкості потоку в каналах складав: $w = 0,5..1,8$ м/с, а число Рейнольдса змінювалось від 300 до 1200.

Результати порівняння по температурі на виході із робочого каналу та по термодинамічній ефективності показані на рис. 12 та 13. Як видно із рисунків, має місце узгодженість розрахункових та експериментальних даних. Середня розбіжність експериментальних та розрахункових даних по ефективності складає ± 6 %. Максимальна розбіжність має місце при невеликих числах Рейнольдса. Це можна пояснити більшою похибкою експериментального визначення швидкості потоку в нижній частині діапазону.

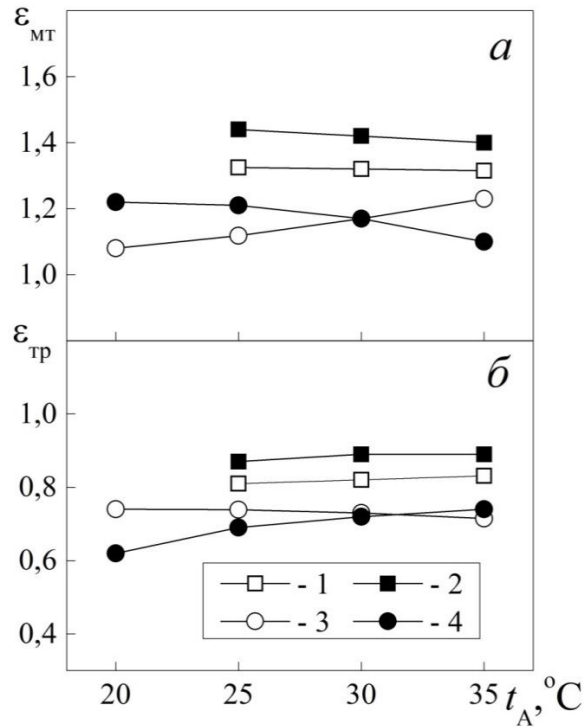


Рисунок 11 – Порівняння розрахункових даних по ефективності по мокрому термометру (а) та ефективності по точці роси (б) в залежності від температури потоку на вході
 1 – дані комп’ютерного моделювання [9] для $d_e = 0,008$ та $w = 1$ м/с; 2 – розрахунок комірки ϵ -NTU методом за методикою [13] для початкових умов роботи [9]; 3 – дані двовимірного розрахунку [10] для $\phi_A = 30\%$, $Re_d = 100$; 4 – розрахунок комірки ϵ -NTU методом за методикою [13] для початкових умов роботи [10]

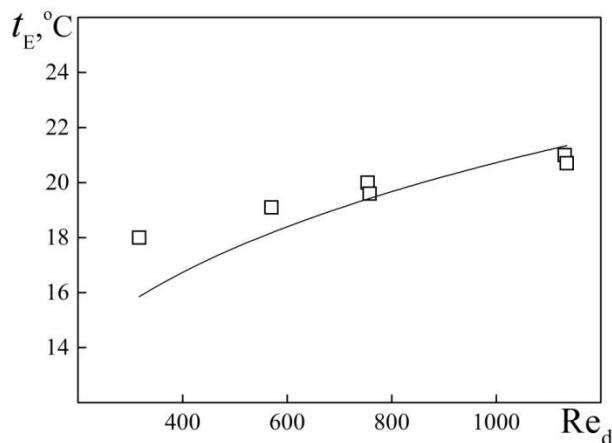


Рисунок 12 – Порівняння розрахункових та експериментальних даних по температурі потоку на виході із робочого каналу
 Символи – експеримент; лінія – розрахунок комірки ϵ -NTU методом за методикою [9]

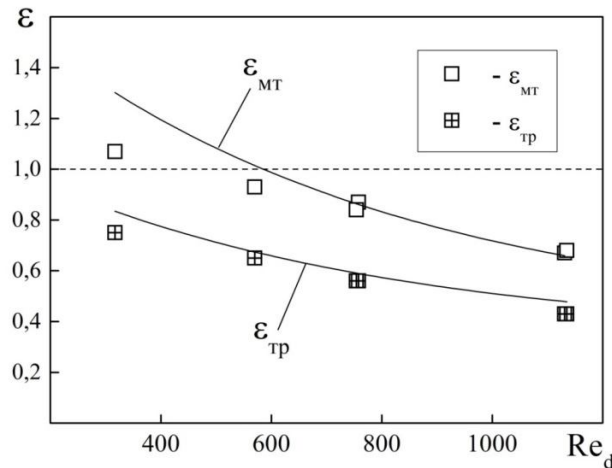


Рисунок 13 – Порівняння розрахункових та експериментальних даних по термодинамічній ефективності комірки по М-циклу

Символи – експеримент; лінії – розрахунок комірки по ϵ -NTU методу за методикою [9]

Вплив різних факторів на термодинамічну ефективність комірки

Довжина комірки

На термодинамічну ефективність комірки по М-циклу впливає багато факторів: геометрія (висота та довжина каналів), якість матеріалів (капілярні властивості, теплопровідність), початкові умови (температура та вологість повітря на вході в комірку), режимні фактори (швидкість потоку, число Рейнольдса в каналі, інтенсифікація теплообміну в сухому та робочому каналах).

Довжина комірки є важливим чинником у розробці апарату охолодження повітря, оскільки вона впливає на гідравлічний опір, і її надмірне значення суттєво погіршує теплогідравлічні властивості апарату. Тому було проведено розрахунки впливу довжини комірки на термодинамічну ефективність. Розрахунки проводились для геометрії комірки, застосованої в експериментальних дослідженнях даної роботи. Основні розміри комірки були наступними (див. рис. 9): $h = 0,005$ м; $B = 0,4$ м. Розрахунки проводились для двох значень числа Рейнольдса: $Re_d = 200$ ($w = 0,325$ м/с) та $Re_d = 800$ ($w = 1,3$ м/с). Початкові умови: $t_A = 30$ °С; $\phi_A = 30$ %.

Розрахунки впливу довжини комірки на термодинамічну ефективність проводились для діапазону довжини $L = 0,3 \dots 10$ м ($L/d_e = 30 \dots 1000$). Дані розрахунку наведено на рис. 14.

Як видно із рисунку, для варіанту $Re_d = 200$ процес практично завершується при $L/d_e = 200$ ($L = 2$ м); при $L/d_e = 100$ $\epsilon_{Tr} = 0,9$. Для варіанту $Re_d = 800$ процес завершується при $L/d_e = 600$. Для ефективності по мокрому термометру асимптотичне значення приблизно дорівнює 1,6.

Аналізуючи результати розрахунку, можна відзначити, що для варіанту $Re_d = 200$ підвищення ϵ_{Tr} на 4 % з 86 % до 90 % призводить до збільшення довжини комірки (а, значить, об'єму і ваги) на 20%. А підвищення ϵ_{Tr} на ті ж 4 % з 90 % до 94 % збільшує довжину вже на 30 %. Тобто, прагнення досягти високої термодинамічної ефективності (в діапазоні $\epsilon_{Tr} = 86 \dots 94$ %) суттєво збільшує габарити і вагу апарату.

Окрім цього, збільшення довжини призводить до збільшення витрат на прокачку теплоносія.

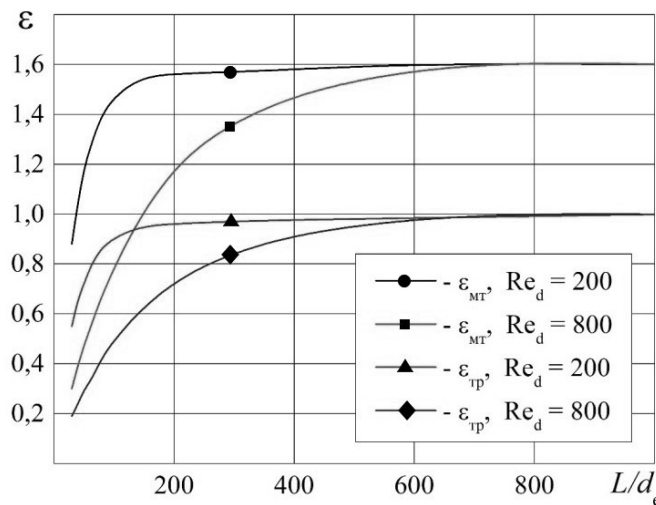


Рисунок 14 – Залежність термодинамічної ефективності по мокрому термометру та по точці роси від безрозмірної поздовжньої координати. $t_{\text{in}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_{\text{in}} = 30 \%$

Інтенсифікація теплообміну в сухому та робочому каналах

Застосування інтенсифікації теплообміну в сухому і робочому каналах призводить до підвищення термодинамічної ефективності, оскільки збільшує коефіцієнт теплопередачі між сухим /робочим каналами та вологим каналом.

Розрахунки впливу фактору інтенсифікації теплообміну в сухому та робочому каналах на термодинамічну ефективність проводились для довжини комірки $L = 0,5 \text{ м}$ та для двох значень числа Рейнольдса: $Re_d = 200$ та $Re_d = 800$. Фактор інтенсифікації теплообміну задавався в діапазоні $k_i = 1,0 \dots 2,2$.

Розрахунки показали, що при однаковому значенні числа Рейнольдса фактори підвищення ефективності по мокрому термометру та точці роси практично співпадають. Дані розрахунку для підвищення термодинамічної ефективності по точці роси наведено на рис. 15. Як видно із рисунку, при збільшенні числа Рейнольдса вплив інтенсифікації стає значно сильнішим. Так, при $k_i = 1,5$ для варіанту $Re_d = 200$ термодинамічна ефективність зростає на 14 %, а при $Re_d = 800$ – на 28 %.

Відносна вологість повітря на вході

Важливим чинником, який впливає на параметри комірки по М-циклу, є відносна вологість повітря на вході. На рис. 16 показані залежності температури потоку на виході із робочого каналу та термодинамічної ефективності по точці роси від відносної вологості повітря на вході в комірку при $t_A = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Як видно з рисунку, залежності ефективності від відносної вологості повітря на вході мають максимум, причому зі збільшенням числа Рейнольдса він зміщується в сторону більших значень відносної вологості повітря. Аналогічний характер залежності має місце в роботі [10]. При $Re_d = 200$ максимальне значення ефективності по точці ро-

си складає приблизно 0,8. Як і слід було очікувати, при високих значеннях відносної вологості повітря на вході охолодження повітря у робочому каналі мінімальне.

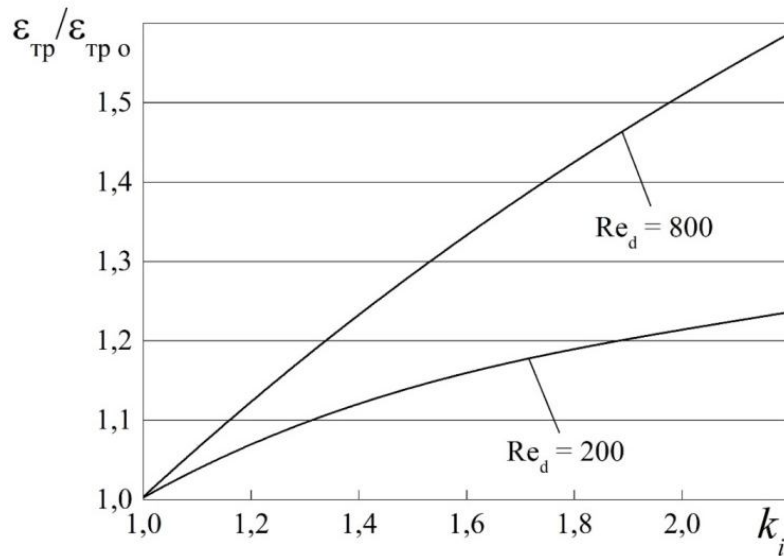


Рисунок 15 – Вплив фактору інтенсифікації теплообміну в сухому і робочому каналах на термодинамічну ефективність по точці роси. $t_A = 30\text{ }^\circ\text{C}$; $\phi_A = 30\%$

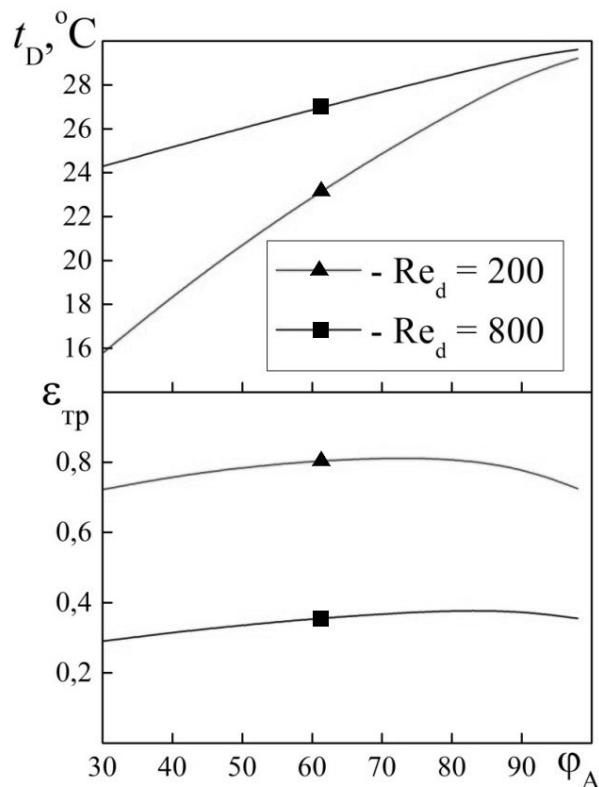


Рисунок 16 – Залежність температури потоку на виході із робочого каналу та термодинамічної ефективності по точці роси від відносної вологості повітря на вході в комірку;
 $L = 0,5\text{ м}$; $t_A = 30\text{ }^\circ\text{C}$

Висновки

В широкому діапазоні змінення числа Рейнольдса 200...1200, температури 16...30 °С, відносної вологості повітря 30...50 % виконано експериментальне та розрахункове дослідження тепло- та масообміну в новій елементарній комірці, що працює по М-циклу. Розрахункове дослідження виконано за допомогою модифікованого ε -NTU метода.

Отримані нові експериментальні дані та закономірності по локальному та середньому тепло- та масообміну в новій елементарній комірці, що працює по М-циклу. Показано, що значення температури та відносної вологості повітря у сухому та робочому каналах практично співпадають. Термодинамічна ефективність комірочки знижується при збільшенні числа Рейнольдса. При $Re_d < 500$ термодинамічна ефективність по мокрому термометру перевищує одиницю, тобто температура вологого потоку знижується до величини менше температури мокрого термометру

Проведено верифікацію розрахункового метода порівнянням з даними комп'ютерного моделювання у тривимірній та двовимірній постановках, також виконано порівняння з результатами виконаних експериментів, яке показало, що середня розбіжність складає ± 6 %.

За результатами розрахункових досліджень визначено вплив довжини комірочки на термодинамічну ефективність. Показано, що в діапазоні зміни термодинамічної ефективності 86...94 % підвищення ефективності на 1 % призводить до збільшення довжини комірочки на 7 %.

Розрахунки впливу фактору інтенсифікації теплообміну в сухому та робочому каналах на термодинамічну ефективність показали, що при однаковому значенні числа Рейнольдса фактори підвищення ефективності по мокрому термометру та точці роси практично співпадають. При збільшенні числа Рейнольдса вплив інтенсифікації стає значно сильнішим. Для значення фактору інтенсифікації 1,5 при $Re_d = 200$ термодинамічна ефективність зростає на 14 %, а при $Re_d = 800$ – на 28 %.

Залежність термодинамічної ефективності комірочки по точці роси від відносної вологості повітря на вході мають максимум, який зі збільшенням числа Рейнольдса зміщується в сторону більших значень відносної вологості повітря.

У цілому на термодинамічну ефективність комірочки по М-циклу впливає багато факторів: геометрія (висота та довжина каналів), якість матеріалів (капілярні властивості, теплопровідність), початкові умови (температура та вологість повітря на вході в комірочку), режимні фактори (швидкість потоку, число Рейнольдса в каналі, інтенсифікація теплообміну в сухому та робочому каналах).

Література

1. Beccali M., Cellura M., Lo Brano V., Marvuglia A. Short-term prediction of household electricity consumption: Assessing weather sensitivity in a Mediterranean area // Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 12, Issue 8, October 2008, pp. 2040–2065. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.04.010>.

2. Izquierdo M., Moreno-Rodríguez A., González-Gil A., García-Hernando N. Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption,

economics and CO₂ emissions // *Energy*, Volume 36, Issue 3, 2011, pp. 1630–1639. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.12.068>.

3. Mahmood M.H., Sultan M., Miyazaki T., Koyama S., Maisotsenko V.S. Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 66, 2016, pp. 537–555. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.022>.

4. Халатов А.А. Термодинамічний цикл Майсоценка і перспективи його застосування в Україні / А.А. Халатов, І.М. Карп, Б.В. Ісаков // *Вісник Національної академії наук України*. – 2013. – №2. – С. 38–49.

5. Wani C., Ghodke S., Shrivastava C. A review on potential of Maisotsenko cycle in energy saving applications using evaporative cooling // *Int. J. Adv. Res. Sci. Eng. Technol.* – 2012. – V. 1, N 1. – P. 15–20.

6. Galiskan H., Hepbasli A., Dincer I., Maisotsenko V. Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle // *Int. J. Refrig.* – 2011. – V. 34, N 4. – P. 980–990.

7. Gillan L., Maisotsenko V. Maisotsenko open cycle used for gas turbine power generation // *Proc. ASME Turbo Expo 2003 (June 16–19, 2003, Atlanta, USA)*. – P. 75–84.

8. Maisotsenko V., Gillan L., Kozlov A. The Maisotsenko cycle for power generation, waste energy recovery, and water reclamation // *Proc. Clean Energy Supercluster Forum (October 25, 2010, Fort Collins, USA)* – 41 p.

9. Cui X., K.J. Chua R.J., Yang W.M., Ng K.C., Thu K., Nguyen V.T. Study in the performance of an improved dew-point evaporative design for cooling application. 2014. *Applied Thermal Engineering*, V.63, P. 624–633.

10. Терехов В.И., Горбачев М.В., Кхафаджи Х.К. Исследование схем охлаждения потоков воздуха в ячейках косвенно-испарительного типа. Труды XV Минского международного форума по тепло- и массообмену. 2016. Минск, ИТМО им. А.В. Лыкова НАН Беларуси. CD-ROM. Докл. № 2–24, 6 с.

11. Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Young I. Cho. *Handbook of heat transfer*. 1998. McGraw-Hill, 1344 p.

12. Schmidt F., Henderson R., Wolgemuth C. *Introduction to Thermal Sciences*. New York, John Wiley & Sons. – 1984. – 445 p.

13. Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified e-NTU method. 2012. *Applied Energy*, V.89, P. 237–245.

Bibliography (transliterated)

1. Beccali M., Cellura M., Lo Brano V., Marvuglia A. Short-term prediction of household electricity consumption: Assessing weather sensitivity in a Mediterranean area // *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Volume 12, Issue 8, October 2008, pp. 2040–2065. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.04.010>.

2. Izquierdo M., Moreno-Rodríguez A., González-Gil A., García-Hernando N. Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO₂ emissions // *Energy*, Volume 36, Issue 3, 2011, pp. 1630–1639. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.12.068>.

3. Mahmood M.H, Sultan M., Miyazaki T., Koyama S., Maisotsenko V.S. Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 66, 2016, pp. 537-555. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.022>.
4. Khalatov A.A. Termodinamichniy tsykl Maisotsenka i perspektyvy yoho zastosuvannya v Ukraini / A.A. Khalatov, I.M. Karp, B.V. Isakov // *Visnyk Natsionalnoi akademii nauk Ukrainy*. – 2013. – №2. – P. 38–49.
5. Wani C., Ghodke S., Shrivastava C. A review on potential of Maisotsenko cycle in energy saving applications using evaporative cooling // *Int. J. Adv. Res. Sci. Eng. Technol.* – 2012. – V. 1, N 1. – P. 15–20.
6. Galiskan H., Hepbasli A., Dincer I., Maisotsenko V. Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle // *Int. J. Refrig.* – 2011. – V. 34, N 4. – P. 980–990.
7. Gillan L., Maisotsenko V. Maisotsenko open cycle used for gas turbine power generation // *Proc. ASME Turbo Expo 2003 (June 16–19, 2003, Atlanta, USA)*. – P. 75–84.
8. Maisotsenko V., Gillan L., Kozlov A. The Maisotsenko cycle for power generation, waste energy recovery, and water reclamation // *Proc. Clean Energy Supercluster Forum (October 25, 2010, Fort Collins, USA)* – 41 p.
9. Cui X., K.J. Chua R.J., Yang W.M., Ng K.C., Thu K., Nguyen V.T. Study in the performance of an improved dew-point evaporative design for cooling application. 2014. *Applied Thermal Engineering*, V.63, P. 624–633.
10. Terekhov V.Y., Horbachev M.V., Kkhafadzhy Kh.K. Yssledovanye skhem okhlazhdeniya potokov vozdukha v yacheikakh kosvenno-ysparytelnoho typu. *Trudy XV Mynskoho mezhdunarodnoho foruma po teplo- y massoobmenu*. 2016. Mynsk, YTMO um. A.V. Lykova NAN Belarusy. CD-ROM. Dokl. № 2–24, 6 p.
11. Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Young I. Cho. *Handbook of heat transfer*. 1998. McGraw-Hill, 1344 p.
12. Schmidt F., Henderson R., Wolgemuth C. *Introduction to Thermal Sciences*. New York, John Wiley & Sons. – 1984. – 445 p.
13. Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified e-NTU method. 2012. *Applied Energy*, V.89, P. 237–245.

УДК 66.045.1

Ступак О.С. докт. філософ., Доник Т.В., канд. техн. наук.,
Халатов А.А., академік НАН України

ВПЛИВ РІЗНОМАНІТНИХ ФАКТОРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЦИКЛУ МАЙСОЦЕНКА

Важливою проблемою теплоенергетики є значні витрати енергоресурсів при кондиціонування. Тому велике значення набувають енергоефективні системи холодопостачання на основі поновлювальних джерел енергії та випарного охолодження повітря, а також системи кондиціонування за циклом Майсоценка з використанням

психрометричної енергії оточуючого середовища. В даній роботі представлені результати експериментального та розрахункового дослідження впливу різноманітних факторів на ефективність непрямого випарного тепломасообмінного апарату за М-циклом на базі нової елементарної комірки.

Для експериментального дослідження був розроблений експериментальний стенд тепломасообмінного апарату з вертикально розташованими пластинчастими каналами. Експериментальні дослідження тепло- та масообміну в новій елементарній комірці проводились в широкому діапазоні числа Рейнольдса 200...1200, температури 16...30 °С, відносної вологості повітря 30...50 %. Розрахункове дослідження виконано за допомогою модифікованого ε -NTU методу. Дослідження показали, що термодинамічна ефективність по мокрому термометру при числі Рейнольдса нижче 500 перевищувала одиницю. За результатами розрахункових досліджень визначено вплив довжини комірки та інтенсифікації поверхні сухих каналів на термодинамічну ефективність. Показано, що вплив зміни термодинамічної ефективності в діапазоні 86...94 % підвищення ефективності на 1% призводить до збільшення довжини комірки на 7 %. Значення фактору інтенсифікації зростає із зростання режиму течії повітря, так при збільшенні поверхні тепломасообміну на 50% та числі Рейнольдса 200 термодинамічна ефективність зростає на 14%, а при числі Рейнольдса 800 – на 28 %. Залежність термодинамічної ефективності комірки по точці роси від відносної вологості повітря на вході мають максимум, який зі збільшенням числа Рейнольдса зміщується в сторону більших значень відносної вологості повітря.

На відміну від традиційних пристроїв кондиціонування повітря, тепломасообмінний апарат на базі М-циклу не використовує парокompресійний цикл, тому затрати енергії йдуть тільки на роботу вентилятора для прокачування повітря, що являється більш екологічним та енергоефективним способом кондиціонування приміщень.

Ключові слова: тепломасообмінний апарат, непряме випарне охолодження, цикл Майсоценка, кондиціонування, нові енергоефективні технології.

Ступак О.С., докт. філософ., Доник Т.В., канд. техн. наук,
Халатов А.А., академик НАН України

ВЛИЯНИЕ РАЗНООБРАЗНЫХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛА МАЙСОЦЕНКА

Важной проблемой теплоэнергетики является значительный расход энергоресурсов при кондиционировании. Поэтому большое значение приобретают энергоэффективные системы холодоснабжения на основе возобновляемых источников энергии и испарительного охлаждения воздуха, а также системы кондиционирования по циклу Майсоценка с использованием психрометрической энергии окружающей среды. В данной работе представлены результаты экспериментального и расчетного исследования влияния различных факторов на эффективность косвенного испарительного теплообменного аппарата по М-циклу на основе новой

элементарной ячейки.

Для экспериментального исследования разработан экспериментальный стенд теплообменного аппарата с вертикально расположенными пластинчатыми каналами. Экспериментальные исследования тепло- и массообмена в новой элементарной ячейке проводились в широком диапазоне числа Рейнольдса 200...1200, температуры 16...30 °С, относительной влажности воздуха 30...50 %. Расчетное исследование выполнено с помощью модифицированного ϵ -NTU метода. Исследования показали, что термодинамическая эффективность по мокрому термометру при числе Рейнольдса ниже 500 превышала единицу. По результатам расчетных исследований определено влияние длины ячейки и интенсификации поверхности сухих каналов на термодинамическую эффективность. Показано, что влияние изменения термодинамической эффективности в диапазоне 86...94 % повышения эффективности на 1 % приводит к увеличению длины ячейки на 7 %. Значение фактора интенсификации возрастает из роста режима течения воздуха, так при увеличении поверхности теплообмена на 50 % и Рейнольдса 200 термодинамическая эффективность возрастает на 14 %, а при числе Рейнольдса 800 – на 28 %. Зависимость термодинамической эффективности ячейки по точке росы от относительной влажности воздуха на входе имеют максимум, с увеличением числа Рейнольдса смещается в сторону больших значений относительной влажности воздуха.

В отличие от традиционных устройств кондиционирования воздуха, теплообменный аппарат на базе М-цикла не использует парокомпрессионный цикл, поэтому затраты энергии идут только на работу вентилятора для прокачки воздуха, что является более экологичным и энергоэффективным способом кондиционирования помещений.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, косвенно-испарительное охлаждение, цикл Майсоценка, кондиционирование, новые энергоэффективные технологии.

Stupak Oleg, Donik Tetyana, Khalatov Artem

THE INFLUENCE OF DIFFERENT FACTORS ON THE MAISOTSENKO CYCLE EFFECTIVENESS

An important problem in the heat industry is the significant cost of energy resources for air conditioning. Therefore, energy-efficient refrigeration systems based on renewable energy sources and evaporative air cooling, as well as air-conditioning systems according to the Maisotsenko cycle using psychrometric energy of the environment are of great importance. This paper presents the results of experimental and numerical research of the influence of various factors on the efficiency of indirect evaporative heat and mass transfer apparatus on the M-cycle on the basis of a new unit cell.

An experimental stand of a heat and mass transfer apparatus with vertically arranged plate channels was developed for experimental research. Experimental studies of heat and mass transfer in the new unit cell were conducted in a wide range of Reynolds numbers 200...1200, temperature 16... 30 °С, relative humidity 30... 50 %. The calculated study was

performed using a modified ε -NTU method. Studies have shown that the thermodynamic efficiency of a wet bulb thermometer at a Reynolds number below 500 exceeded one. According to the results of computational studies, the influence of cell length and surface intensification of dry channels on thermodynamic efficiency was determined. Shown the effect of changes in thermodynamic efficiency in the range of 86...94 % increase in efficiency by 1 % leads to an increase in cell length by 7 %. The value of the enhancement factor increases with increasing air flow regime, so when the heat and mass transfer surface area increases by 50 % and the Reynolds number 200, the thermodynamic efficiency increases by 14 %, and with the Reynolds number 800 – by 28 %. The dependence of the thermodynamic efficiency of the cells at the dew point on the relative humidity of the inlet air have a maximum, which with increasing Reynolds number shifts toward larger values of relative humidity.

Unlike traditional air conditioning devices, the M-cycle heat and mass exchanger does not use a steam compression cycle, so energy costs are spent only on the operation of the fan to pump air, which is a more environmentally friendly and energy efficient way of air conditioning.

Keywords: heat and mass exchanger, indirect evaporative cooling, Maysotsenko cycle, air conditioning, new energy efficient technologies.