

УДК 636.4:636.083

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОВТРАТ ПОВІТРЯНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ПОБІЧНО-ВИПАРНОГО ТИПУ ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

Г. М. Калетнік, В. М. Яропуд

Вінницький національний аграрний університет, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 - галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: yaropud77@gmail.com.

Історія статті: отримано – червень 2021, акцептовано – листопад 2021, опубліковано – 17 грудня 2021 року.
Бібл. 21, рис. 8, табл. 0.

Анотація. Повітряні теплообмінники побічно-випарного типу на основі циклу Майсоценка мають більший коефіцієнт трансформації, тому їх доцільно застосовувати для охолодження тваринницьких приміщень. Однак однією з задач підвищення ефективності таких теплообмінників є оптимізація його параметрів за рахунок зменшення пневмовтрат. Тому метою досліджень є визначення пневмовтрат теплообмінника побічно-випарного типу та встановлення закономірності зміни втрат тиску і потужності, що необхідна для прокачування повітря через нього, від його конструктивно-технологічних параметрів. В результаті аналітичних досліджень втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу отримані залежності втрат тиску і потужності від кількості каналів, площі перерізу каналів, середньої швидкості повітря в каналах за умови їх рівності і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло). Встановлено, що найбільш ефективну форму каналів в аспекті пневмовтрат (зменшення втрат тиску на 23 %) мають канали у формі рівностороннього трикутника.

Ключові слова: мікроклімат, тваринницьке приміщення, вентиляція, теплообмінник, параметри, дослідження, залежності.

Постановка проблеми

Швидке зростання світового споживання енергії у тваринницьких комплексах викликало серйозну стурбованість з приводу виснаження енергетичних ресурсів. Зростання споживання енергії тваринницькими комплексами спричинено такими факторами, як зростання чисельності поголів'я тварин та підвищення вимог до забезпечення мікроклімату в приміщеннях [1].

Тваринницький сектор агропромислового виробництва має найбільший потенціал для підвищення ефективності використання енергії. Видно, що енергія, яка використовується для охолодження повітря, є важливою частиною загального споживання енергії, яка постійно зростає у зв'язку з підвищеними вимогами на забезпечення оптимального мікроклімату у тваринницьких

приміщеннях. У зв'язку з цим системи кондиціонування стають більш популярними для забезпечення комфортних умов тварин.

Системи охолодження та кондиціонування споживають майже 15 % загального виробництва електроенергії [2]. Нині системи механічного стиснення покривають майже 95 % ринку кондиціонування повітря [3]. Енергетична політика багатьох країн світу зосереджена на скороченні споживання електричної енергії та впровадженні нових технологій, які вважаються екологічно чистими [4]. Через зростаючу потребу в кондиціонуванні та підвищений інтерес до енергозбереження, пошук шляхів зменшення споживання викопного палива та збільшення використання відновлюваної енергії під час процесу кондиціонування в тваринницькому секторі агропромислового виробництва є надзвичайно важливим.

Аналіз останніх досліджень

Стрімкий розвиток сектора альтернативної енергетики у світі та загальна тенденція до подорожчання традиційних паливних ресурсів спонукає до перегляду недоліків у тваринництві, які в нинішній час прогресивних технологій та інновацій поступово стають неактуальними, що дозволяє частково або повністю їх спростувати [5].

Сьогодні більшість учених у своїх працях досліджують стратегічні питання енергетичної політики й ролі біоенергетики в забезпеченні енергетичної безпеки України. Недостатньо розкритими залишаються питання щодо розрахунків біоенергетичного потенціалу агропромислового комплексу, який зможе забезпечити не лише енергетичну автономію, а й не зменшить рівень продовольчої безпеки та експорту [6].

За останні два десятиліття для цілей обігріву було впроваджено багато нових пристроїв на основі відновлюваної енергії: нові установки рекуперації тепла, теплові насоси, сонячні системи та багато інших [7, 8]. Однак жодних пристроїв на основі поновлюваних джерел енергії, які до цього часу не

були широко застосовані в області охолодження. Це створює важливий науковий виклик для дослідників у всьому світі.

Новим рішенням, яке здатне вирішити вищезгадані проблеми, є пряме та непряме охолодження повітрям через випаровування. Випарні повітряні охолоджувачі використовують охолоджену теплоту випаровування води для забезпечення охолодження і менше залежать від вичерпного палива [4, 9], вони також характеризуються значно вищим коефіцієнтом трансформації порівняно з системами механічного стиснення [4, 9]. Більш високий коефіцієнт трансформації показує, що розглянуті пристрої здатні зменшити значну частину споживання енергії, що використовується для кондиціонування повітря. Одним з найкращих методів досягнення дуже низьких температур з непрямым випарним охолодженням повітря є новий термодинамічний цикл, відомий як цикл Майсоценка (М-цикл).

Пряме випарне охолодження повітрям це найдавніший і найпростіший метод охолодження повітря водою, за якого технологічне повітря безпосередньо контактує з водою. Цей тип систем широко використовувався з причин простої структури, дешевих капітальних та експлуатаційних витрат [9]. Система прямого випарного охолодження має ефективність приблизно 0,70-0,95 з точки зору зниження температури [10]. Типовий випарний охолоджувач повітря використовує резервуар для води, пористий матеріал, який змочується водою, і вентилятор, який переміщує повітря через вологий пористий матеріал (рис. 1).

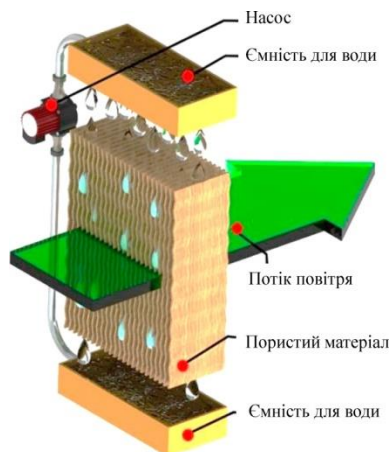


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема прямого випарного охолоджувача повітря [10].

Fig. 1. Structural and technological scheme of direct evaporative air cooler [10].

Після охолодження та зволоження в каналах повітря виходить із охолоджувача. Падаюча вода зазвичай зберігається в резервуарі під прокладками, де вона рециркулює у систему [10]. Система прямого випарного охолодження додає вологу в прохолодне повітря. Процес може бути представлений у психрометричній діаграмі від точки 1_i до точки 1_o , як показано на рис. 2. Процес повітрообміну приблизно відповідає лінії постійної ентальпії. Точка 1_i представляє стан технологічного повітря, що

надходить в охолоджувач, точка 1_o - стан технологічного повітря, що виходить з охолоджувача. Теоретично процес може закінчитися при температурі вологого повітря, що надходить у повітря. Однак досягти стану насичення за допомогою прямого випарного охолодження повітря практично неможливо [10].

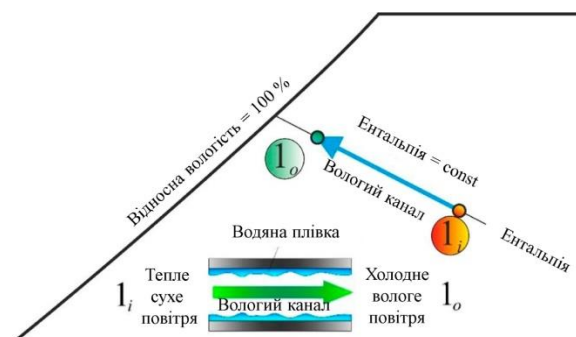


Рис. 2. Психрометрична інтерпретація процесу прямого випарного охолодження повітрям.

Fig. 2. Psychrometric interpretation of the process of direct evaporative cooling by air.

Система непрямого випарного охолодження забезпечує тільки охолодження технологічного повітря без жодного додавання вологості (рис. 3). Непрямий випарний охолоджувач повітря пропускає первинне (основне) повітря через суху сторону пластини теплообмінника, а робоче (вторинне) повітря - з протилежної вологій стороні [11, 12, 13]. Вологий канал поглинає теплоту з сухого, тому й охолоджує суху сторону, додатково не зволожуючи повітря (процес $1_i - 1_o$ на рис. 4), тоді як прихована теплота пари, що випаровується, подається вологому бічному повітрю (процес $2_i - 2_o$ на рис. 4).

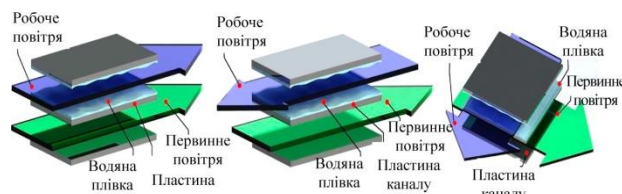


Рис. 3. Конструктивно-технологічна схема непрямого випарного охолоджувача повітря [13].

Fig. 3. Structural and technological scheme of indirect evaporative air cooler [13].

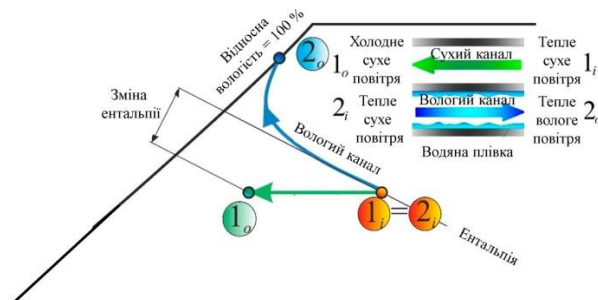


Рис. 4. Психрометрична інтерпретація процесу непрямого випарного охолодження повітрям [14].

Fig. 4. Psychrometric interpretation of the process of indirect evaporative air cooling [14].

Ефективність охолодження більшості непрямих охолоджувачів, як правило, низька. Типові агрегати здатні охолоджувати навколишнє повітря до рівня 0,40-0,60 від його температури на вході [4, 14], що є основним недоліком у широкому застосуванні систем непрямого випаровування охолодження.

Існує ще один спосіб отримати високу ефективність непрямого випарного повітряного охолодження без використання складних систем та механічного стиснення. Дана методика базується на новому термодинамічному циклі, відомому як цикл Майсоценка або М-цикл, який розглядається як технологічний прорив у циклах охолодження відновлюваної енергії [11, 15, 16]. М-цикл використовує ту ж вологу та суху сторону пластини, що й звичайний непрямий випарний охолоджувач, але з різною конфігурацією повітряного потоку, що створює новий термодинамічний цикл [11, 17]. Цикл Майсоценка поєднується з термодинамічними процесами теплообміну в непрямому випарному охолоджувачі повітря, виходячи з уявлення про те, що робочий потік повітря непрямо попередньо охолоджується перед його надходженням у вологі канали (рис. 5). Це призводить до значно нижчих температур первинного повітря, які наближаються майже до температури точки роси повітря, що надходить у повітря (цей цикл іноді називають охолодженням при випаровуванні з точкою роси [4, 18]). Найпростішим теплообмінником з циклом Майсоценка є регенеративна протипотокова установка (рис. 5). У цьому теплообміннику первинний та робочий потоки повітря проходять через один і той самий сухий канал (змішане первинне та робоче повітря в сухих каналах буде називатися основним потоком) і охолоджуються без зволоження (процес $1_i - 1_o = 2_i$ на рис. 5). В кінці сухого каналу частина основного потоку (робоче повітря) надходить у вологий канал, де він реалізує процес непрямого випарного охолодження (процес $2_i - 2_o$ на рис. 5). При виснаженні робочий повітряний потік насичується і має температуру меншу, ніж вхідне повітря, але більшу за температуру вологого (рис. 5).

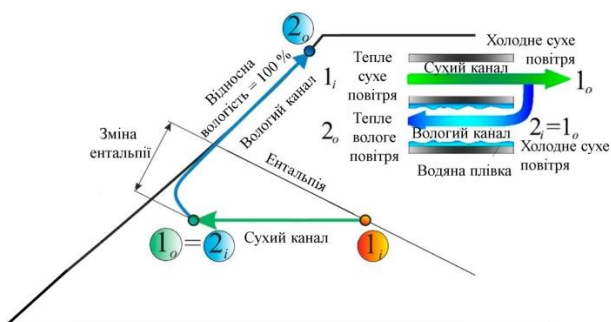


Рис. 5. Психрометрична інтерпретація циклу Майсоценка [18].

Fig. 5. Psychrometric interpretation of the Maisotsenko cycle [18].

Повітряні теплообмінники побічно-випарного типу на основі циклу Майсоценка мають більший коефіцієнт трансформації, тому їх доцільно застосовувати для охолодження тваринницьких приміщень. Однак однією із задач підвищення

ефективності таких теплообмінників є оптимізація його параметрів за рахунок зменшення пневмовтрат.

Мета досліджень

Метою досліджень є визначення пневмовтрат теплообмінника побічно-випарного типу та встановлення закономірності зміни втрат тиску і потужності, що необхідна для прокачування повітря через нього, від його конструктивно-технологічних параметрів.

Результати досліджень

Теплообмінник побічно-випарного типу представляє собою систему каналів, яка представлена на рис. 6. Теплообмінник містить незалежні робочі канали і з'єднанні вологі і сухі канали.

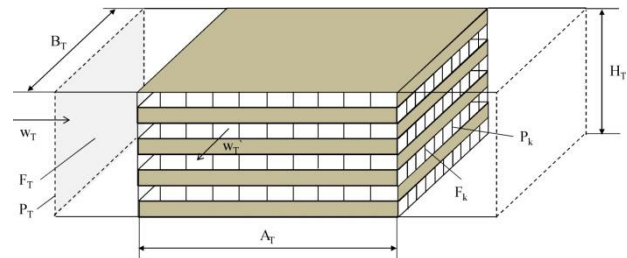


Рис. 6. Розрахункова схема теплообмінника побічно-випарного типу.

Fig. 6. Calculation scheme of the heat exchanger of the side-evaporating type.

Розглянемо спочатку рух повітря через робочі канали. При цьому повітря проходить три ділянки. Перша ділянка - це розподіл потоку повітря з повітропроводу великого діаметру у канали меншого діаметру. Втрати тиску розраховуються за формулою

$$\Delta p_T = \eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) \frac{\rho (w_T)^2}{2}, \quad (1)$$

де η_1 - коефіцієнт пом'якшення удару, $\eta_1 = 0,5$ [5];

N_k - кількість каналів;

F_T - площа перерізу вхідного повітропроводу, m^2 ;

F_k - площа перерізу каналу, m^2 ;

w_T - середня швидкість повітря в робочих каналах теплообмінника побічно-випарного типу.

Друга ділянка - це переміщення потоку повітря по каналам. Втрати тиску розраховуються за формулою

$$\Delta p_k = 0,11 N_k \frac{P_k A_T \rho w_T^2}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot w_k \cdot \rho} + \frac{\psi_k \cdot P_k}{4 F_k}}, \quad (2)$$

де P_k - периметр перерізу каналу, m ;

A_T - довжина робочого каналу, m ;

ψ_k - еквівалентна шорсткість стінок робочого каналу [20];

μ_a - динамічна в'язкість повітря, $\mu = 18,27 \cdot 10^{-6}$ Н·с/ m^2 [20].

Третя ділянка - це злиття потоку повітря з каналів у повітропровід великого діаметру. Втрати тиску розраховуються за формулою

$$\Delta p_{kT} = \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T}\right)^2 \frac{\rho(w_T)^2}{2}, \quad (3)$$

де η_2 - коефіцієнт пом'якшення удару, $\eta_2 = 0,5$ [20].

Наступним етапом розглянемо рух повітря через з'єднання вологі і сухі канали. При цьому повітря проходить п'ять ділянок. Перша ділянка - це розділення потоку повітря з повітропроводу великого діаметру у канали меншого діаметру. Втрати тиску $\Delta p'_{Tk}$ розраховуються за формулою (1). Друга ділянка - це переміщення потоку повітря по сухим каналам. Втрати тиску $\Delta p'_k$ розраховуються за формулою (2). Третя ділянка - це втрати тиску в просторовому (кільцевому) повороті на 180° $\Delta p'_{k180}$ [21]

$$\Delta p'_{k180} = \zeta'_{k80} \frac{\rho(w_T')^2}{2}, \quad (4)$$

де ζ'_{k180} - коефіцієнт місцевого опору для просторового (кільцевого) повороту на 180° , згідно [21] $\zeta'_{k180} = 2$.

Четверта ділянка - це переміщення потоку повітря по вологим каналам. Втрати тиску $\Delta p''_k$ розраховуються за формулою (2). П'ята ділянка - це злиття потоку повітря з вологих каналів у повітропровід великого діаметру. Втрати тиску $\Delta p'_{kT}$ розраховуються за формулою (3).

Загальні втрати тиску через теплообмінник побічно-випарного типу дорівнюють сумі втрат тиску на всіх вищезазначених ділянках. Приймаючи однакову кількість N_k і розмір (площа F_k і периметр P_k) робочих, сухих і вологих каналів отримуємо формулу для розрахунку пневмовтрат повітряного теплообмінника побічно-випарного типу

$$\begin{aligned} \Delta p_T &= \Delta p_{Tk} + \Delta p_k + \Delta p_{kT} + \\ &+ \Delta p'_{Tk} + \Delta p'_k + \Delta p'_{k180} + \Delta p''_k + \Delta p'_{kT} = \\ &= \frac{\rho(w_T)^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T}\right) \right. \\ &+ 0,11 N_k \frac{P_k A_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot w_T \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} \\ &+ \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T}\right)^2 \left. + \right. \\ &+ \frac{\rho(w_T')^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T}\right) \right. \\ &+ 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \frac{\rho w_T'^2}{2} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot w_k' \cdot \rho} + \frac{\psi_k'' \cdot P_k}{4 F_k}} \\ &+ \zeta_{k180} + \\ &+ 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot w_k' \cdot \rho} + \frac{\psi_k'' \cdot P_k}{4 F_k}} \\ &\left. + \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T}\right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

де B_T - довжина сухого і вологого каналів, м²;

ψ_k - еквівалентна шорсткість стінок сухого і вологого каналів [20];

w_T - середня швидкість повітря в сухих і вологих каналах теплообмінника побічно-випарного типу, м/с.

Побудуємо залежності втрат тиску через теплообмінник побічно-випарного типу Δp_T від

кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови $w_T' = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло). Для цього використаємо залежності периметрів каналів різної форми від їх площі:

$$\text{- квадрат: } P_k = 4\sqrt{F_k}, \quad (6)$$

$$\text{- рівносторонній трикутник:}$$

$$P_k = 2\sqrt{F_k\sqrt{3}}, \quad (7)$$

$$\text{- коло: } P_k = 2\sqrt{\pi F_k}. \quad (8)$$

Залежність (5) і перерахована потужність, що необхідна для прокачування повітря через теплообмінник побічно-випарного типу, визначається за формулою

$$N'_{w1} = \frac{V' \Delta p_2}{\eta_n}, \quad (9)$$

де η_n - повний ККД вентилятора, $\eta_n = 0,8$ [20], представлені на рис. 7 – рис. 8.

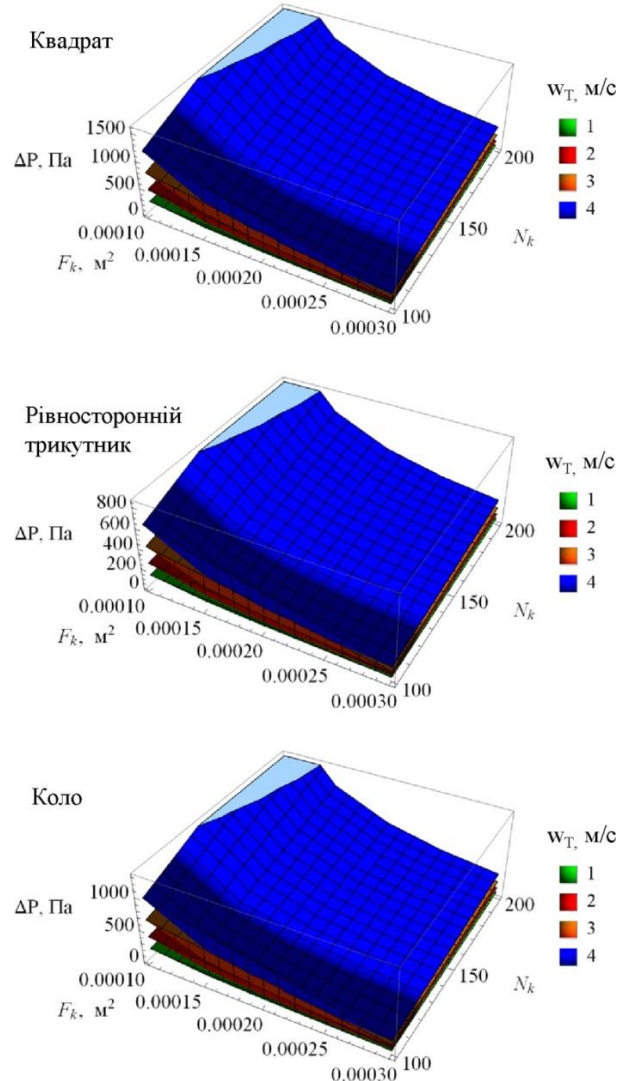


Рис. 7. Залежність втрат тиску Δp_T від кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови $w_T' = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло).

Fig. 7. Dependence of pressure losses Δp_T on the number of channels N_k , the cross-sectional area of the channels F_k , the average air velocity in the channels under the condition $w_T' = w_T$ and their shape (square, equilateral triangle, circle).

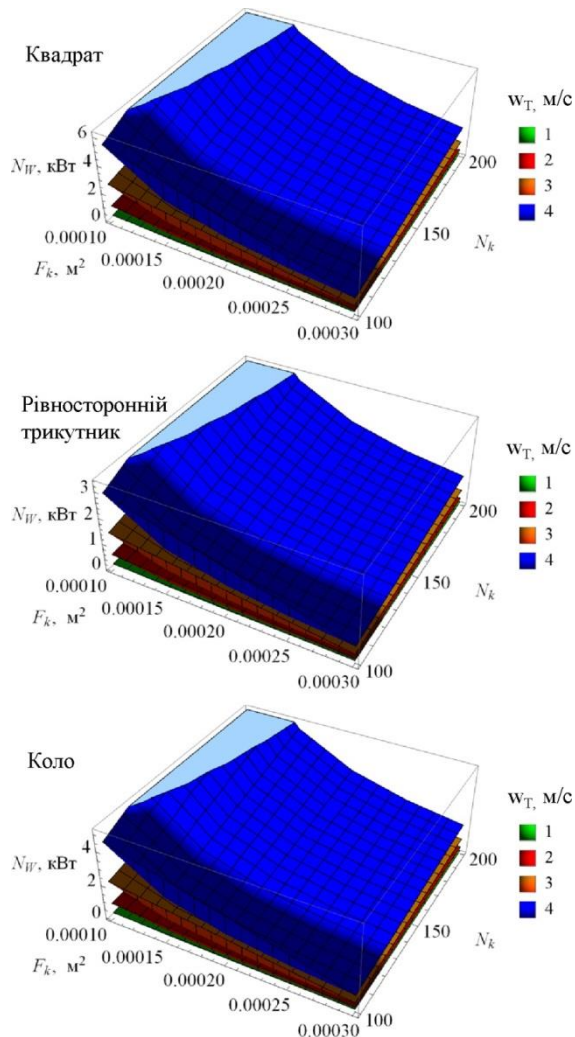


Рис. 8. Залежність потужності N_{w1} від кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови $w'_T = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло).

Fig. 8. Dependence of power N_{w1} on the number of channels N_k , the cross-sectional area of the channels F_k , the average air velocity in the channels under the condition $w'_T = w_T$ and their shape (square, equilateral triangle, circle).

Аналіз рис. 7, рис. 8 дозволяє стверджувати, що зі збільшенням площі перерізу каналів F_k спостерігається зменшення втрат тиску Δp_T і потужності N_{w1} , що необхідна для прокачування повітря через теплообмінник побічно-випарного типу. Разом з тим, збільшення середньої швидкості повітря в каналах w_T і їх кількості N_k призводить до збільшення втрат тиску Δp_T і потужності N_{w1} . Найбільш ефективну форму каналів (зменшення втрат тиску на 23 %) в аспекті пневмовтрат мають канали у формі рівностороннього трикутника.

Висновки

1. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу отримані залежності втрат тиску Δp_T і потужності N_T від кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови

$w'_T = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло).

2. Встановлено, що найбільш ефективну форму каналів в аспекті пневмовтрат (зменшення втрат тиску на 23 %) мають канали у формі рівностороннього трикутника.

Список літератури

1. Pérez-Lombard L., Ortiz J., Pout C. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40: 2008. 394-398.
2. Bellema L., Elmagaard B., Reinholdt L. O., Kærn M. R., Jakobsen A., Markussen W. B. Modelling and analysis of a desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative cooling process. *ECOS, Proceedings of the 26th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Guilin (China), 2013. 109-122.
3. Rianguilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy Buildings*, 42: 2010. 637-644.
4. Hasan A. (2010). Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*, 30: 2460-2468.
5. Калетник Г. М. Перспективи підвищення енергетичної автономії підприємств АПК в рамках виконання енергетичної стратегії України. *Вісник аграрної науки Причорномор'я*. 2019. Вип. 4. С. 90-98.
6. Калетник Г. М., Гончарук І. В. Економічні розрахунки потенціалу виробництва відновлювальної біоенергії у формуванні енергетичної незалежності агропромислового комплексу. *Економіка АПК*. 2020. № 9. С. 6-16. DOI: 10.32317/2221-1055.202009006
7. Пришляк В. М., Ярошук В. М. Аналіз і класифікація технологічних схем теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень. *Вісник ЖНАЕУ*. 2014. Вип. №2(45). Т. 4. Ч. II. С. 344-350.
8. Ярошук В. М. Дослідження процесу функціонування та оптимізація конструктивно-технологічних параметрів тритрубоного рекуператора. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2020. №1 (108). С. 142-150.
9. Anisimov S., Pandelidis D. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 75. P. 75-96.
10. Xuan Y., Xiao F., Niu X., Huang X. W. S. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I). *Research. Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16. P. 3535-3546.
11. Gillan L. Maisotsenko cycle for cooling process. *Clean Air*, 2008. Vol. 9. P. 1-18.
12. Anisimov S., Pandelidis D. Modelowanie matematyczne wymienników do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą parowania cieczy o krzyżowym układzie przepływu czynników (in Polish). *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja (District Heating, Heating, Ventilation)*. 2012. Vol. 8. P. 335-341.
13. Anisimov S., Pandelidis D. Porównanie pracy pośrednich wymienników wyparych o różnych

schematach przepływu powietrza: wyniki symulacji numerycznej (in Polish). *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja* (District Heating, Heating, Ventilation). 2013. Vol. 3. P. 126-129.

14. Hasan A. Going below the wet bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified ε -NTU method. *Applied Energy*. 2012. Vol. 89. P. 237-245.

15. Rogdakis E. D., Koronaki I. P., Tertipis D. N. Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate. *Energy and Buildings*. 2014. Vol. 70. P. 497-506.

16. Maisotsenko V., Cimerzan A., Zexer M. P. N. Device for indirect evaporative air cooling (in Russian). Soviet Union Patent. 1976. 979796.

17. Anisimov S., Pandelidis D. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 75. P. 75-96.

18. Zhan C., Zhao X., Smith S., Riffat S. B. Numerical study of a M-Cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*. 2011. Vol. 46. P. 657-668.

19. Anisimov S., Pandelidis D., Danielewicz J. Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle. *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 88. P. 452-464.

20. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Машиностроение. 1992. 672 с.

21. Грачев И. Г., Пирогов С. Ю., Савищенко Н. П. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем. Санкт-Петербург. Мир и семья. 2001. 1154 с.

References

1. Pérez-Lombard L., Ortiz J., Pout C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*. 40. 394-398.

2. Bellemo L., Elmegaard B., Reinholdt L. O., Kærn M. R., Jakobsen A., Markussen W. B. (2013). Modelling and analysis of a desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative cooling process. *ECOS, Proceedings of the 26th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Guilin (China). 109-122.

3. Riangvilaikul B., Kumar S. (2010). An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy Buildings*. 42. 637-644.

4. Hasan A. (2010). Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*. 30. 2460-2468.

5. Kaletnik G. M. (2019). Prospects for increasing the energy autonomy of agricultural enterprises in the framework of the energy strategy of Ukraine. *Bulletin of Agrarian Science of the Black Sea Region*. Vol. 4. 90-98.

6. Kaletnik G. M., Honcharuk I. V. (2020). Economic calculations of the potential of renewable bioenergy production in the formation of energy independence of the agro-industrial complex. *Economics of agro-industrial complex*. 9. 6-16. DOI: 10.32317/2221-1055.202009006.

7. Prishlyak V. M., Yaropud V. M. (2014). Analysis

and classification of technological schemes of heat utilizers for livestock premises. *Scientific and theoretical collection «Bulletin of ZhNAEU»*. 2(45). 4(II). 344-350.

8. Yaropud V. M. (2020). Research of process of functioning and optimization of constructive-technological parameters of a three-pipe recuperator. *Machinery, energy, transport of agro-industrial complex*. 1(108). 142-150.

9. Anisimov S., Pandelidis D. (2014). Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 75. 75-96.

10. Xuan Y., Xiao F., Niu X., Huang X. W. S. (2012). Research and application of evaporative cooling in China: a review (I). *Research. Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16. 3535-3546.

11. Gillan L. (2008). Maisotsenko cycle for cooling process. *Clean Air*. 9. 1-18.

12. Anisimov S., Pandelidis D. (2012). Modelowanie matematyczne wymienników do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą parowania cieczy o krzyżowym układzie przepływu czynników (in Polish). *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja* (District Heating, Heating, Ventilation). 8. 335-341.

13. Anisimov S., Pandelidis D. (2013). Porównanie pracy pośrednich wymienników wyparych o różnych schematach przepływu powietrza: wyniki symulacji numerycznej (in Polish). *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja* (District Heating, Heating, Ventilation). 3. 126-129.

14. Hasan A. (2012). Going below the wet bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified ε -NTU method. *Applied Energy*. 89. 237-245.

15. Rogdakis E. D., Koronaki I. P., Tertipis D. N. (2014). Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate. *Energy and Buildings*. 70. 497-506.

16. Maisotsenko V., Cimerzan A., Zexer M. P. N. (1976). Device for indirect evaporative air cooling (in Russian). Soviet Union Patent. 979796.

17. Anisimov S., Pandelidis D. (2014). Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 75. 75-96.

18. Zhan C., Zhao X., Smith S., Riffat S. B. (2011). Numerical study of a M-Cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*. 46. 657-668.

19. Anisimov S., Pandelidis D., Danielewicz J. (2014). Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle. *Energy Conversion and Management*. 88. 452-464.

20. Idelchik I. E. (1992). Reference book on hydraulic resistance. *Mechanical engineering*. 672.

21. Grachev I. G., Pirogov S. Yu., Savishchenko N. P. (2001). Reference book on the calculations of hydraulic and ventilation systems. *Peace and family*. 1154.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ПНЕВМОПОТЕРЬ ВОЗДУШНОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА КОСВЕННО-
ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА
ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ

Г. Н. Калетник, В. М. Яропуд

Г. М. Калетник ORCID 0000-0002-4848-2796.

В. М. Яропуд ORCID 0000-0003-0502-1356.

Аннотация. Воздушные теплообменники косвенно-испарительного типа на основе цикла Майсоценка имеют больший коэффициент трансформации, поэтому их целесообразно применять для охлаждения животноводческих помещений. Однако одной из задач повышения эффективности таких теплообменников является оптимизация его параметров за счет уменьшения пневмопотерь. Поэтому целью исследований является определение пневмопотерь теплообменника косвенно-испарительного типа и определение закономерности изменения потерь давления и мощности, необходимой для прокачки воздуха через него, от его конструктивно-технологических параметров. В результате аналитических исследований потерь давления воздушного теплообменника косвенно-испарительного типа получены зависимости потерь давления и мощности от количества каналов, площади сечения каналов, средней скорости воздуха в каналах при условии их равенства и их формы (квадрат, равносторонний треугольник, круг). Установлено, что наиболее эффективную форму каналов в аспекте пневмопотерь (уменьшение потерь давления на 23%) имеют каналы в форме равностороннего треугольника.

Ключевые слова: микроклимат, животноводческое помещение, вентиляция, теплообменник, параметры, исследования, зависимости.

THEORETICAL STUDIES OF AIR LOSSES OF AIR
HEAT EXCHANGER OF INDIRECT-EVAPORATIVE
TYPE OF LIVESTOCK ROOMS

G. M. Kaletnik, V. M. Yaropud

Abstract. Air heat exchangers of the side-evaporating type based on the Maisotsenko cycle have a higher transformation coefficient, so it is advisable to use them for cooling livestock premises. However, one of the tasks of increasing the efficiency of such heat exchangers is to optimize its parameters by reducing pneumatic losses. Therefore, the aim of the research is to determine the pneumatic losses of the heat-evaporating type heat exchanger and to establish the regularity of the change of pressure and power losses required for pumping air through it from its design and technological parameters. As a result of analytical researches of pressure losses of the air heat exchanger of side-evaporating type dependences of losses of pressure and power on quantity of channels, the area of section of channels, average speed of air in channels provided their equality and their form (square, equilateral triangle, circle). It is established that the most effective form of channels in the aspect of pneumatic losses (reduction of pressure losses by 23%) have channels in the form of an equilateral triangle.

Key words: microclimate, livestock room, ventilation, heat exchanger, parameters, research, dependencies.

