



УДК 66.045.1

DOI: 10.37128/2520-6168-2022-1-1

СИМУЛЯЦІЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОМАСООБМІНУ ТЕПЛООБМІННИКА ПОБІЧНО-ВИПАРНОГО ТИПУ

Калетнік Григорій Миколайович, академік НААН України, д.е.н., професор
Яропуд Віталій Миколайович, к.т.н., доцент
Вінницький національний аграрний університет

Grygorii Kaletnik, Academician of NAAS of Ukraine, Doctor of Economic Sciences, Professor
Vitalii Yaropud, Ph.D., Associate professor
Vinnytsia National Agrarian University

Відомо, що частка впливу мікроклімату на продуктивність тварин становить близько 20- 25%. У процесі життєдіяльності тварини виділяють велику кількість тепла, вологи, шкідливих газів, у тому числі вуглекислий газ, аміак та сірководень. При незадовільній роботі системи вентиляції концентрація водяної пари і шкідливих газів може перевищувати нормативи, внаслідок чого тварини різко знижують продуктивність і можуть загинути. Нині під час створення тваринницьких підприємств доводиться вирішувати питання, пов'язані зі скороченням інвестицій, 40% яких становить устаткування. Понад 20% вартості обладнання припадає на систему опалення, вентиляції; саме на ній найчастіше намагаються заощадити. Між фахівцями часто виникають розбіжності щодо впливу відхилення параметрів мікроклімату від оптимальних значень на продуктивні якості сільськогосподарських тварин.

В статті представлено фізико-математичний апарат і методики симуляції процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу для тваринницьких приміщень. Опис процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка є складним і вимагає вирішення багатьох важливих математичних задач (наприклад, алгоритмічного вирішення сполученого тепломасообміну на поверхні з наявними стінками). Особливо важливою є розробка ефективного алгоритму, який дозволяє розрахувати диференціальні рівняння тепломасообміну в частинних похідних. Тому метою досліджень є опис фізико-математичного апарата і методики симуляції (чисельного моделювання) процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу. В результаті аналітичних досліджень складено фізико-математичний апарат процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка, який включає рівняння енергетичного балансу з урахуванням чутливого та прихованого теплообміну на поверхні стінки вологого і сухого каналів. Визначені початкові і граничні умови моделі тепломасообміну в робочій частині досліджуваного випарного охолоджувача, що покладені в основу чисельного моделювання в програмному пакеті Star CCM+. Розроблена методика симуляції (чисельного моделювання) та проведено попередні дослідження процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка. В результаті чисельного моделювання отримано розподіли температурного поля, векторного поля швидкостей і абсолютної вологості повітряного потоку в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка.

Ключові слова: мікроклімат, охолодження, теплообмінник, параметри, цикл Майсоценка, чисельне моделювання, залежності.

Ф. 4. Рис. 12. Табл. 1. Літ. 16.

1. Вступ

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 [1].

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 [2].

За останні десятиліття споживання первинної енергії в тваринництві зросло на 29% [3]. На підтримання мікроклімату у тваринницьких приміщеннях припадає велика частина загального кінцевого споживання енергії. Можна помітити, що енергія, яка використовується для охолодження, є важливою частиною загального споживання енергії, що постійно збільшується через зростаючий попит на кращий комфорт у тваринницьких приміщеннях. 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 зростаючий інтерес до енергозбереження, пошук шляхів зменшення споживання твердого палива та збільшення використання відновлюваної енергії під час процесу кондиціонування у тваринницькому секторі агропромислового виробництва є надзвичайно важливим.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

За останні два десятиліття для цілей обігріву в приміщеннях АПК було впроваджено багато нових пристроїв на основі відновлюваної енергії: нові установки рекуперації тепла, теплові насоси, сонячні системи та багато інших [5, 6]. 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.

Для забезпечення відведення повітря з приміщення свинарника створена автоматична вентиляційна система забору забрудненого повітря з тваринницьких приміщень [7]. В результаті аналітичних досліджень даної системи математично представлено умову її ефективної роботи. Розроблена методика і реалізований на основі неї алгоритм дозволяє розраховувати площі отворів, які утворюють забірні заслінки із сервоприводами у патрубках для забору повітря. Отримані залежності зміни втрат тиску і потужності, яка необхідна для прокачування повітря через теплообмінник побічно-випарного типу циклу Майсоценка, від ширини центрального повітропроводу, витрат повітря через систему, довжини між патрубками системи і їх кількості [8]. В результаті аналітичних досліджень втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка, що використовується в розробленій вентиляційній системі забору забрудненого повітря з тваринницьких приміщень, 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) [9].

Опис процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка є складним і вимагає вирішення багатьох важливих математичних задач (наприклад, алгоритмічного вирішення сполученого тепломасообміну на поверхні з наявними стінками). Особливо важливою є розробка ефективного алгоритму, який дозволяє розрахувати диференціальні рівняння тепломасообміну в частинних похідних.

Аналіз основних циклів випарного охолодження [4, 10] дозволив підготувати вихідні припущення для фізико-математичної моделі перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка:

- втрати тепла в навколишнє середовище незначні;
- стабільна робота теплообмінника побічно-випарного типу;
- рушійною силою масообміну є градієнт відношення вологості (парціальний тиск водяної пари);
- повітряний потік – це ідеальна, нестислива газова суміш сухого повітря та водяної пари;
- потік повітря відбувається в поздовжньому напрямку і не зміщується по вертикалі;
- поздовжня молекулярна дифузія водяної пари в повітрі і поздовжня теплопровідність вздовж стінки, а також всередині рідини в напрямку повітряного потоку є незначними;
- водяна плівка є постійною;
- кінетичні властивості повітряного потоку та водяної плівки є постійними і дорівнюють середнім значенням об'єму;
- стіни проходу замкнені для масообміну;
- витрата води відповідає достатньому випаровуванню та підтримці матеріалу плит у гігроскопічному насиченому стані, що призводить до того, що теплоємність повітряного потоку буде набагато більшою, ніж теплоємність водяної плівки;
- температура водяної плівки, відчутний коефіцієнт теплопередачі і коефіцієнт Люїса залежать від умов експлуатації [11].



Розглянемо модель досліджуваної одиниці теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка. На рис. 1 показана конструктивно-технологічна схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка: це перфорований теплообмінник, робота якого заснована на багаторазовому розгалуженні повітря від сухого каналу до вологого каналу через перфорацію по їх довжині [12-13].

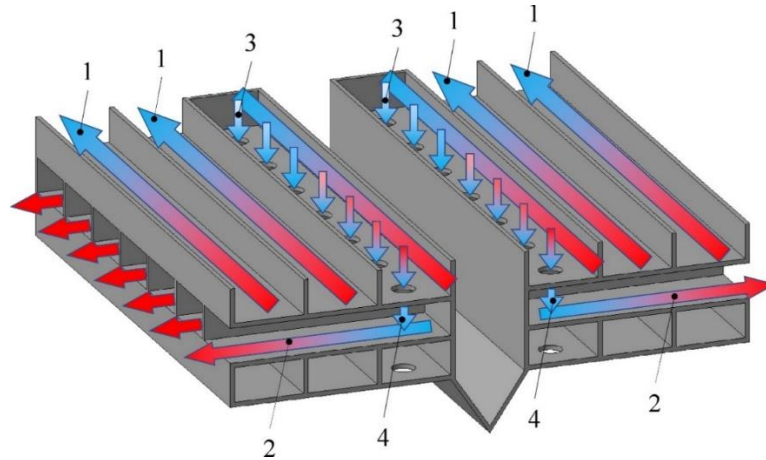


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема перехресного теплообмінника побічно- випарного типу циклу Майсоценка: 1 – первинний потік повітря; 2 – робочий потік повітря у вологих каналах в робочій частині; 3 – робочий потік повітря в сухих каналах в початковій частині; 4 – робочий потік повітря у вологих каналах в початковій частині

Дана конфігурація була додатково удосконалена в США компанією Idalex Inc. і Coolerado Corp., де вологий і сухий канали розділені на дві окремі секції, що дозволяє попередньо охолодити потоки сухого повітря перед їх надходженням у вологий канал.

Механізм роботи теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка описано наступним чином. Частина поверхні на сухому боці призначена для проходження первинного повітря (рис. 1), а решта – для робочого повітря (робоче повітря в сухих каналах). Робоче повітря спочатку надходить у сухі паралельні канали, де його попередньо охолоджують, а потім розділяють на кілька потоків, які спрямовуються у вологі канали. На ділянці, де затримується робоче повітря, є численні отвори, які рівномірно розподілені, і кожен з них дозволяє певному відсотку повітря проходити через вологу сторону стінки каналу. Повітря поступово надходить на вологу сторону (робоче повітря у вологих каналах на рис. 1), протікаючи вздовж сухої сторони, утворюючи рівномірний розподіл повітряних потоків по вологій поверхні. Попередньо охолоджене повітря, що подається на вологу сторону, тече по вологій поверхні по каналах, розташованих під прямим кутом до сухих каналів, поглинаючи тепло від робочого повітря. Завдяки ефекту попереднього охолодження робоче повітря у вологій стороні (вологий канал робочого повітря) має набагато нижчу температуру і, отже, здатне поглинати більше тепла з двох сусідніх сторін [13-16].

3. Мета та завдання дослідження

Метою досліджень є опис фізико-математичного апарату і методики симуляції (чисельного моделювання) процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу.

4. Виклад основного матеріалу

У моделі теплообміннику побічно-випарного типу для спрощення передбачається, що всі канали мають однакову висоту і ширину. Схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка разом з позначеннями, які використовується для його опису, представлена на рис. 2.

Розробка математичної моделі, що описує цикл Майсоценка, потребує розв'язання основної задачі, пов'язаної з алгоритмічним описом перемішування повітряних потоків у вихідній частині агрегату, зумовленого нетиповою схемою управління повітряним потоком у каналах розглянутого пристрою. У зв'язку з цим основні диференціальні рівняння теплового і масового балансу слід доповнити алгебраїчними рівняннями, що описують змішування повітряних потоків.

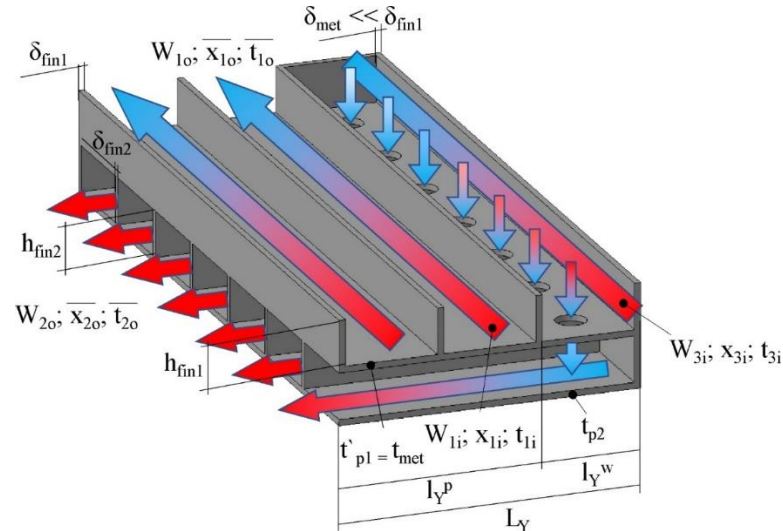


Рис. 2. Схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка:
 δ – товщина, м; W – коефіцієнт теплоємності рідини, Вт/К; x – коефіцієнт вологості;
 t – температура, °С; h – висота, м; L, l – довжина, м; над символом «—» – середнє значення;
 нижній індекс «fin» – для стінки; нижній індекс «l» – для потоку прихованого тепла; нижній
 індекс «o» – для виходу; нижній індекс «met» – для матеріалу; верхній індекс «r» – для робочої
 частини теплообмінника; верхній індекс «w» – для початкової частини теплообмінника;
 X, Y – координати в декартовій системі координат.

З точки зору процесів тепломасообміну, що відбуваються у каналах циклу Майсоценка, можна розділити на дві основні секції (рис. 3): перша – типовий перехресний непрямої випарний охолоджувач (частина продукту, яка відповідає за охолодження первинного повітряного потоку), а другий відповідає за попереднє охолодження робочого повітряного потоку та формування ефективного розподілу температури на вході до вологих каналів у робочій частині теплообмінника.

У зв'язку з цим, залежно від розрізу, що аналізується, робочий повітряний потік буде розглядатися і позначено як три різні потоки 2, 3, 4. У робочій частині попередньо охолоджений робочий повітряний потік 2 обмінюється теплом з основним повітряним потоком 1, як у типовому непрямому випарному охолоджувачі з поперечним потоком (але з нерівномірним початковим розподілом температури і вологості робочого повітряного потоку на вхідній частині канал 2). Потік повітря 3 (сухі канали в початковій частині) і 4 (вологі канали в початковій частині) відповідають за попереднє охолодження робочого повітря. Вищезгадані частини робочого повітря будуть позначені кількісно рівними повітряними потоками 2, 3 і 4, де 2 – потік повітря продукту 1, 3 – робоче повітря в сухих вихідних каналах, 4 – робоче повітря у вологому початковому каналі. Для рис. 3.3 позначення наступні: G – масовий потік вологого повітря, кг/с; нижній індекс «i» – для входу.

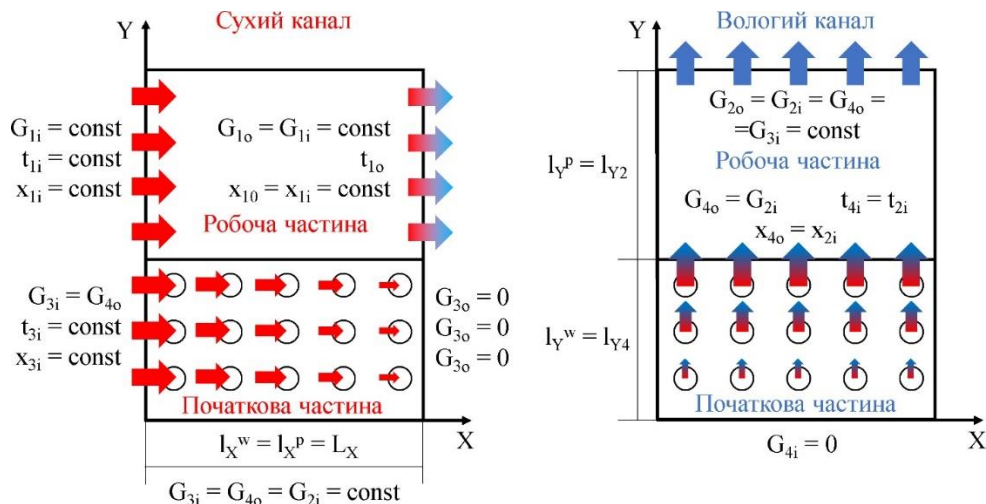


Рис. 3. Розрахункова модель теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка

Рівняння балансу для повітряного потоку 3 відображає лише теплообмін, а набір рівнянь для повітряних потоків 2 і 4 описує комбінований тепло- і масообмін. Потоки 3 і 4 змішуються у вологих каналах у початковій частині (рис. 3). Потік повітряної маси у вологому проході 4 збільшується паралельно осі Y , оскільки окремі частини потоку 3 надходять окремо в канали, і вони збільшують потік повітря 4 після кожного отвору.

Для того, щоб сформулювати повну чисельну модель тепломасообмінників циклу Майсоценка, необхідно розв'язати важливу задачу: розробити алгоритмічний опис процесу змішування повітряних потоків. Це пов'язано з розподілом повітряного потоку в сухих і вологих каналах. Розробимо алгоритм, який дозволяє розрахувати рівняння в початковій і робочій частині теплообмінника. Для моделювання процесів у початковій частині застосуємо припущення про «ідеальну» перфорацію (дуже щільну і рівномірну).

Перфорація в початковій частині «ідеального» перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка в її корпусі щільна і рівномірно розподілена. Початкова і робоча частини мають прямокутну форму як у сухій, так і у вологій частині теплообмінника. Алгоритмічний опис початкової частини блоку передбачає, що процес змішування включається в процес інтегрування диференціальних рівнянь як зміна початкових умов на кожному етапі ітерації.

Алгоритм чисельного розрахунку в робочій частині теплообмінника наведено на рис. 4. Робоча частина теплообмінника розраховується як типовий перехресний повітроохолоджувач. Процеси в робочій частині теплообмінника (рис. 5-7) ускладнюються у зв'язку з тим, що повітряні потоки 3 і 4 переміщуються у вологому каналі. Тому процес розрахунку показаний для окремих осередків у сухому та вологому каналі: опис процесів робочого повітря аналізується для повітряного потоку 3 та 4 окремо. Спочатку розглядається повітряний потік 4 у вологому каналі (рис. 5).

Для рис. 4-7 позначення наступні: M – швидкість масообміну водяної пари, кг/с; Q – швидкість тепловіддачі, Вт; над символом « \cdot » – для елементарної поверхні пластини; верхній індекс «с» – для передачі тепла шляхом теплопровідності; верхній індекс «s» – для відчутного теплового потоку; верхній індекс «l» – для потоку прихованого тепла; нижній індекс «1» – для первинного (основного) потоку повітря; нижній індекс «2» – для робочого (вторинного) потоку повітря у вологих каналах робочої частини теплообмінника; нижній індекс «3» – для робочого (вторинного) потоку повітря в сухих каналах початкової частини теплообмінника; нижній індекс «4» – для робочого (вторинного) потоку повітря у вологих каналах початкової частини теплообмінника; нижній індекс «р» – для поверхні пластини; X, Y, Z – координати в декартовій системі координат.

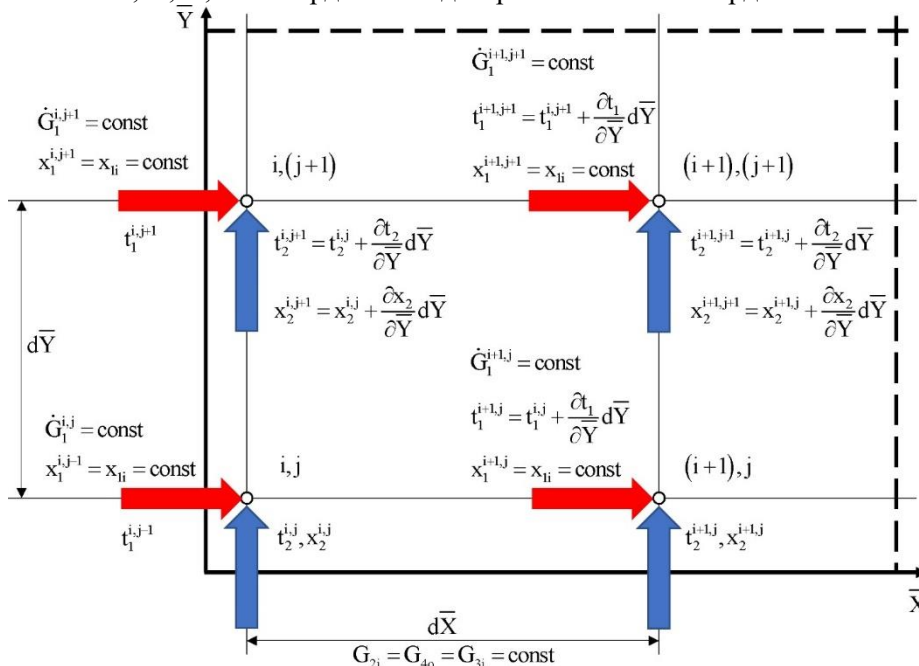


Рис. 4. Алгоритм розрахунку математичної моделі процесу тепломасообміну у робочій частині перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка

Початковими вузлами обчислення є $(i, j-1)$ і $(i+1, j-1)$. У вузли входять дві елементарні частини повітряного потоку 4 з параметрами: $t_4^{i,j-1}$, $t_4^{i+1,j-1}$ і $x_4^{i,j-1}$, $x_4^{i+1,j-1}$.

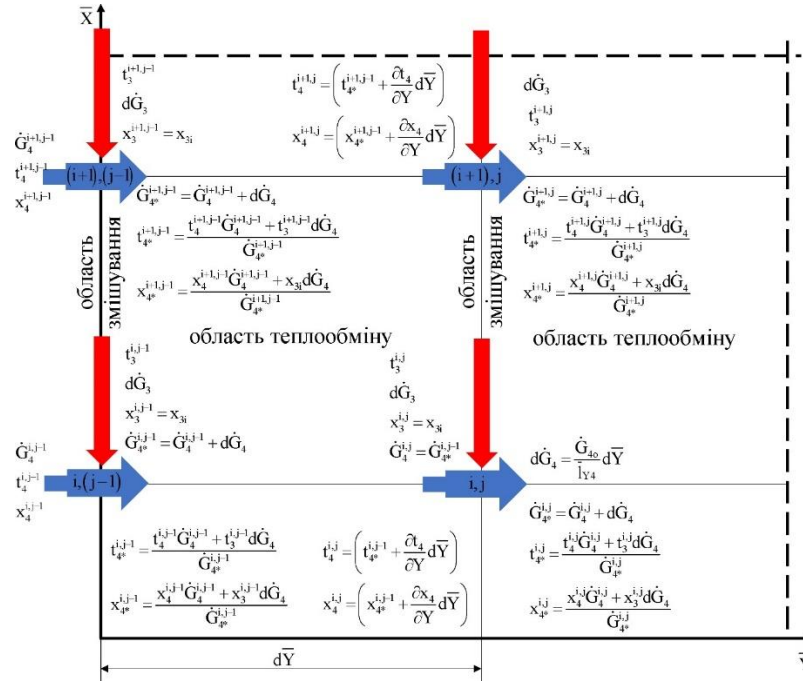


Рис. 5. Алгоритм розрахунку математичної моделі процесу тепломасообміну у вологих каналах вихідної частини перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка (робочий потік повітря 4)

У першому вузлі: $(i, j-1)$ на його вході є два унітарних потоки повітря: частина повітряного потоку 4 з параметрами $t_4^{i,j-1}$ і $x_4^{i,j-1}$ і унітарна частина повітряного потоку 3 ($d\dot{G}_3$), з параметрами $t_3^{j-1,i}$ і $x_3^{j-1,i} = x_{3i}$. Саме у вузлі $(i, j-1)$ ці унітарні потоки змішуються (зона змішування на рис. 5) і повітряний потік 4 збільшується на величину $d\dot{G}_3$ і дорівнює: $\dot{G}_4^{i+1,j} = \dot{G}_4^{i,j-1} + d\dot{G}_3$, де індекс «*» вказує на умови після змішування. Залишкові параметри повітряного потоку 4* можна визначити з теплового і масового балансу при змішуванні вологого повітря з алгебраїчним рівнянням:

$$t_{4*}^{i,j-1} = \frac{t_4^{i,j-1} \dot{G}_4^{i,j-1} + t_3^{i,j-1} d\dot{G}_3}{\dot{G}_4^{i,j-1} + d\dot{G}_3}, \quad (1)$$

де $d\dot{G}_4 = -d\dot{G}_3$ – частина повітряного потоку 3, що виходить із сухого каналу.

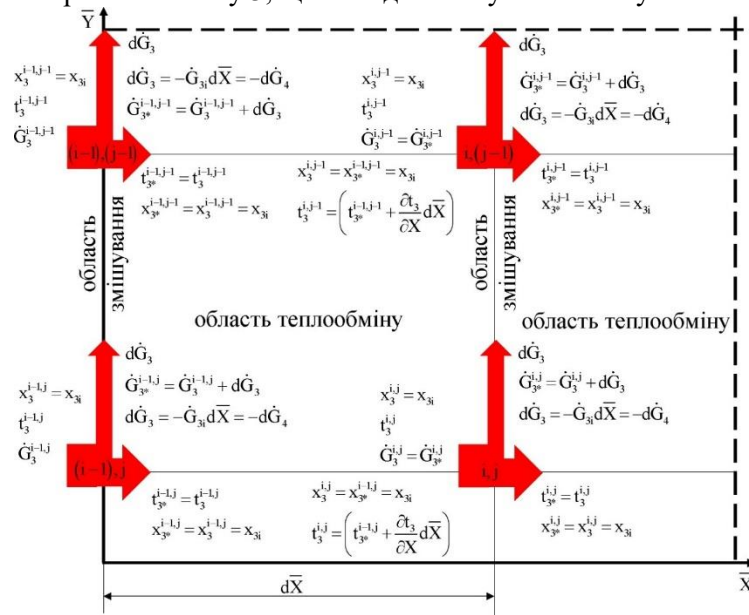


Рис. 6. Алгоритм розрахунку математичної моделі процесу тепломасообміну в сухих каналах вихідної частини перехресного теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка (робочий потік повітря 3)



Коефіцієнт вологості повітряного потоку 4 змінився наступним чином:

$$x_{4*}^{i,j-1} = \frac{x_4^{i,j-1} \mathcal{E}_{4*}^{i,j-1} + x_3^{i-1,j} \mathcal{E}_4^{i-1,j}}{\mathcal{E}_{4*}^{i,j-1}}. \quad (2)$$

Аналогічно параметри елементарного повітряного потоку 4 у вузлі $(i+1, j-1)$ після змішування задаються у вигляді:

$$t_{4*}^{i+1,j-1} = \frac{t_4^{i+1,j-1} \mathcal{E}_4^{i+1,j-1} + t_3^{i-1,j+1} \mathcal{E}_4^{i-1,j+1}}{\mathcal{E}_{4*}^{i+1,j-1}}; \quad x_{4*}^{i+1,j-1} = \frac{x_4^{i+1,j-1} \mathcal{E}_4^{i+1,j-1} + x_3^{i-1,j+1} \mathcal{E}_4^{i-1,j+1}}{\mathcal{E}_{4*}^{i+1,j-1}}. \quad (3)$$

Перед наступним вузлом розрахунку повітряний потік 4 обмінюється теплом з повітряним потоком 3 в сухому каналі, тому його коефіцієнт вологості змінюється на величину $\frac{\partial x_4}{\partial \bar{Y}} \partial \bar{Y}$, а його температура змінюється на величину $\frac{\partial t_4}{\partial \bar{Y}} \partial \bar{Y}$ (область теплообміну, рис. 6). Кінцеві параметри повітряного потоку 4 після цих процесів, які є початковими параметрами в наступних розрахункових вузлах (i, j) і $(i+1, j)$, можна розрахувати за рівняннями:

$$\begin{aligned} t_4^{i,j} &= \left(t_{4*}^{i,j-1} + \frac{\partial t_4}{\partial \bar{Y}} d\bar{Y} \right); & x_4^{i,j} &= \left(x_{4*}^{i,j-1} + \frac{\partial x_4}{\partial \bar{Y}} d\bar{Y} \right) \\ t_4^{i+1,j} &= \left(t_{4*}^{i+1,j-1} + \frac{\partial t_4}{\partial \bar{Y}} d\bar{Y} \right); & x_4^{i+1,j} &= \left(x_{4*}^{i+1,j-1} + \frac{\partial x_4}{\partial \bar{Y}} d\bar{Y} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

У наступному розрахунковому вузлі (i, j) розглянутий елементарний повітряний потік знову змішується з частиною повітряного потоку 3 ($d\dot{G}_3$) з параметрами $t_3^{j,i}$ і $x_3^{j,i} = x_{3i}$ (зона змішування, рис. 5). Потік повітря 4 збільшується і дорівнює $\dot{G}_{4*}^{i,j} = \dot{G}_4^{i,j} + d\dot{G}_4$. Значення співвідношення температури та вологості розраховуються за тим же методом, що й у випадку вузла $(i, j-1)$. Після змішування перед наступним вузлом розрахунку повітряний потік 4 обмінюється теплом і масою, що призводить до зміни температури на значення $\frac{\partial t_4}{\partial \bar{Y}} \partial \bar{Y}$ і коефіцієнта вологості на $\frac{\partial x_4}{\partial \bar{Y}} \partial \bar{Y}$ і так далі. Параметри на інших етапах розрахунку позначаються аналогічно.

Кінцеве значення масової витрати повітря \dot{G}_{40} дорівнює масовій витраті повітря \dot{G}_{2i} на вході в робочий повітряний канал у продуктивній частині теплообмінника: $\dot{G}_{40} = \dot{G}_{2i} = \dot{G}_{3i} = \dot{G}_{20} = \text{const}$. Причому параметри на вході повітряного потоку 2 дорівнюють параметрам на виході повітряного потоку 4 у вихідну частину теплообмінника (рис. 3): $t_{2i} = t_{40}$, $x_{2i} = x_{40}$.

Процеси в сухих каналах початкової частини (для повітряного потоку 3) менш складні, оскільки перемішування повітряного потоку здійснюється лише у вологому каналі 4 вихідної частини теплообмінника (рис. 1-3, 6). Тепловіддача в сухому каналі початкової частини аналізується на прикладі комірки з 4 вузлами (рис. 6), вихідними точками процесу розрахунку є $(j-1, i-1)$ і $(j, i-1)$. Розглянемо один вузол $(j, i-1)$. На вході повітряний потік 3 має такі параметри: $t_3^{i-1,j}$ і $x_3^{i-1,j}$. У точці $(j, i-1)$ елементарна частина повітряного потоку 3 рівна $d\dot{G}_3$ з температурою $t_3^{i-1,j}$ і відношенням вологості $x_3^{j,i-1}$ відокремлюється від повітряного потоку 3 і надходить у вологий канал, де його змішують з повітряним потоком 4 (зона змішування рис. 5-6). Потік повітря 3 зменшується на значення $d\dot{G}_3 = -d\dot{G}_4$. Передбачається, що повітряний потік 3 не змінює свою температуру під час процесу змішування ($t_3^{j,i-1} = t_{3*}^{j,i-1}$), коефіцієнт вологості також залишається незмінним ($x_3^{j,i-1} = x_{3*}^{j,i-1}$). Перед наступним

розрахунковим значенням $\frac{\partial t_3}{\partial \bar{X}} \partial \bar{X}$ (зона теплообміну – рис. 6). Коефіцієнт вологості повітряного потоку 3 завжди постійний, оскільки цей повітряний потік знаходиться в сухому каналі ($x_{3i} = x_3^{j,i} = x_{3*}^{j,i-1} = \text{const}$), де не відбувається масообмін. Кінцева температура повітряного потоку 3 перед наступним кроком розрахунку (початкова умова для наступного кроку) дорівнює: $t_{3j,i} = t_3^{j,i-1} + \frac{\partial t_3}{\partial \bar{X}} \partial \bar{X}$. У наступному розрахунковому вузлі (j, i) частина повітряного потоку $d\dot{G}_3$ з параметрами $t_3^{j,i}$ і $x_3^{j,i}$ відокремлюється і подається у вологий канал і так далі. Параметри на інших етапах обчислення позначаються аналогічно: кінцеві умови після попереднього вузла обчислення завжди є початковими умовами для наступного кроку обчислення.

Кінцева масова витрата повітря \dot{G}_3 в кінці сухої частини дорівнює нулю, через те, що



повітряний потік 3 повністю надходить у вологий канал 4 (рис. 3).

Зазначені фізико-математичні моделі на основі складених розрахункових схем (рис. 3-6) покладені в основу чисельного моделювання в програмного пакету Star CCM+.

В якості моделей для сітки континуума обрані: генератор багатограничних комірок, генератор поверхневої сітки і екструдер комірок. Базовий розмір комірки складав 0,001 м, а максимальне відношення розмірів зв'язаних ребер сітки – 1,3. Загальний вигляд розрахованої сітки сухого, вологого каналів і стінок теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка приведено на рис. 7.

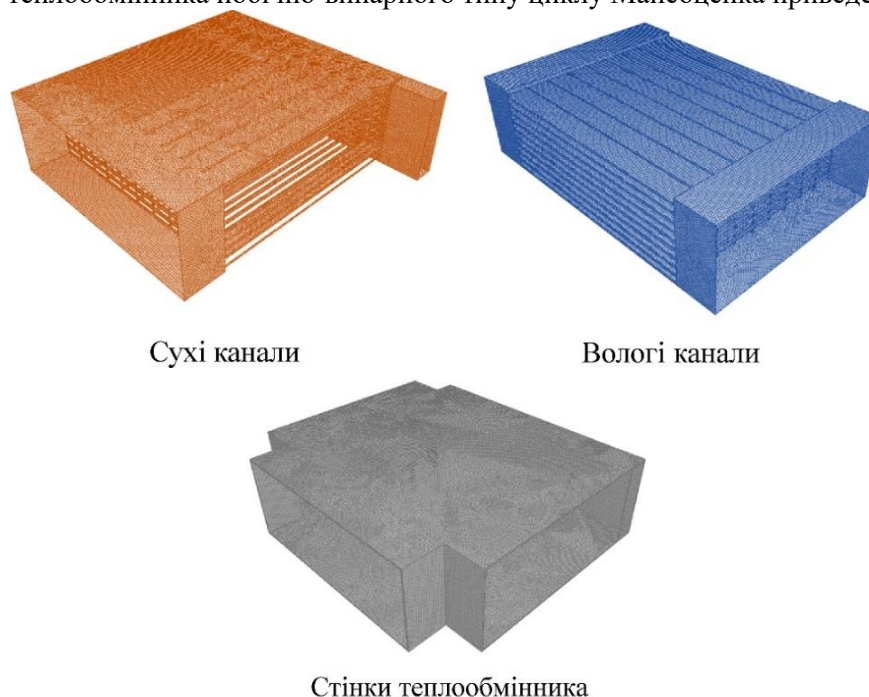


Рис. 7. Загальний вигляд розрахованої сітки частин теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка

За фізичні моделі сухих і вологих каналів обрані: тривимірні, Ейлерова багатофазна модель, метод роздільної течії і об'ємної рідини VOF, модель фазової взаємодії, модель роздільної багатофазної температури. Потік течії підпорядковується рівнянню Нав'є-Стокса і k-ε-моделі турбулентності. Ейлерові фази обрані: повітря і вода. Фаза повітря підпорядковувалася моделям реального газу МАСВП-ПР97 (пар) і турбулентної течії. Фаза води підпорядковувалася моделям реального газу Ван-дер-Ваальса і турбулентної течії.

За фізичні моделі стінок теплообмінника обрані: тривимірні моделі матеріалу твердого тіла, постійна щільність, модель енергії роздільного твердого тіла.

Фізико-механічні властивості усіх фаз моделювання зведені в таблицю 1.

Таблиця 1.

Фізико-механічні властивості фаз моделювання

Властивість	Фаза повітря	Фаза води	Стінка
Динамічна в'язкість, Па·с	$1,85508 \cdot 10^{-5}$	$1,26765 \cdot 10^{-5}$	–
Молекулярна маса, кг/моль	28,9664	18,0153	–
Коефіцієнт теплопровідності, В/(м·К)	0,0260305	0,0253325	0,44
Питома теплоємність, Дж/(кг·К)	1003,62	1938,19	1700,0

Вирішувач обрано стаціонарний. Кількість внутрішніх ітерцій дорівнює 10.

Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка і граничні умови моделювання представлені на рис. 8. На вході в теплообмінник потік повітря дорівнював $Q_1 = Q_3 = 300 \text{ м}^3/\text{год}$, температура була $t_1 = t_3 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, абсолютна вологість – $x_1 = x_3 = 15 \text{ г/кг}$. У вологих каналах плівка води моделювалась шляхом встановлення постійної абсолютної вологості $x_v = 30 \text{ г/кг}$ біля стінок. Навколо теплообмінника встановлена теплоізоляція, тобто теплообмін з навколишнім середовищем не відбувається.

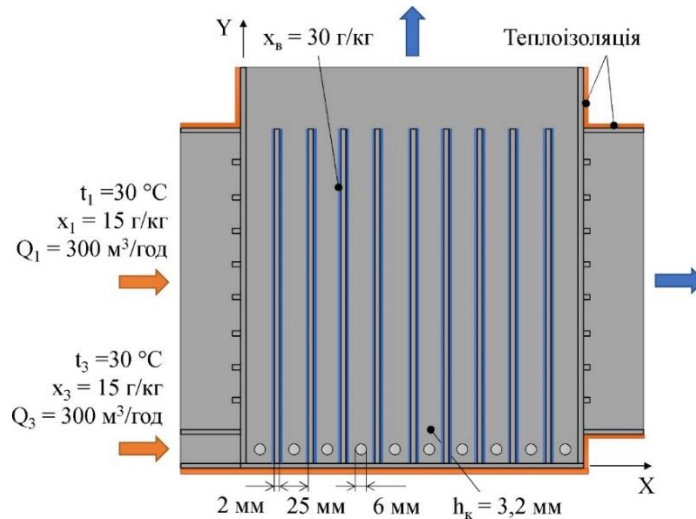


Рис. 8. Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка і граничні умови моделювання

В результаті моделювання отримано розподіл температурного поля в теплообміннику (рис. 9-10).

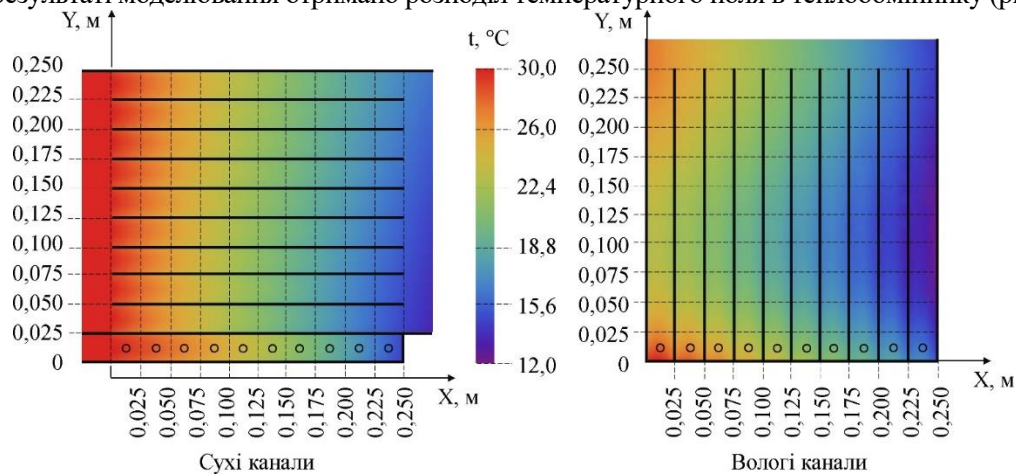


Рис. 9. Розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка

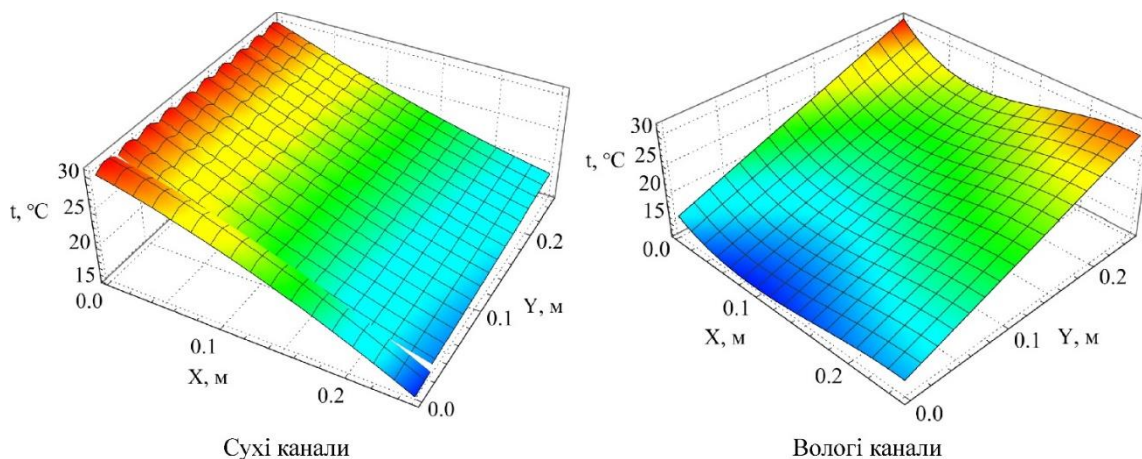


Рис. 10. Залежність температури від координат в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка

З рис. 9-10 видно, що повітряний потік в сухих каналах охолоджується нерівномірно: спостерігається різниця між локальними температурами на виході між секціями майже на 3 °С. Відмінності між температурними тенденціями у вологому каналі вищі, ніж у випадку сухого каналу, однак тенденція залишається подібною. Видно, що для представлених умов спостерігається тенденція



зниження температури робочого повітря на початку вологого каналу і починає підвищуватися в його кінцевій частині. Більш високі температури ближче до входу в теплообмінник і нижчі в кінцевій частині сухого каналу теплообмінника.

Для візуалізації процесу переміщення повітряного потоку по каналах теплообмінника побудоване векторне поле швидкостей (рис. 11). Аналіз рис. 11 дозволяє зробити висновок щодо необхідності вирівнювання швидкостей повітря по каналах. Так вздовж осі ОХ спостерігається зменшення швидкості потоку повітря у вологих каналах. Це пов'язано з тим, що отвори між вологими і сухими каналами мають однакову площу і розташовані на однаковій відстані. Для створення рівномірних потоків у вологих каналах отвори повинні мати різний діаметр.

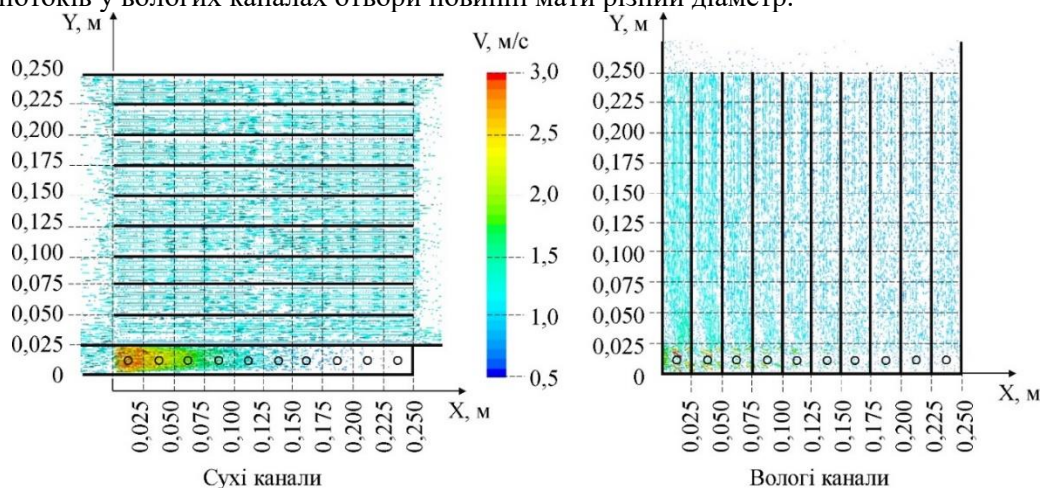


Рис. 11. Розподіл векторного поля швидкостей в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка

Зміна вологості потоку повітря під час його руху представлена на рис. 12. В сухих каналах абсолютна вологість не змінюється і складає 15 г/кг. Також при потраплянні повітря у вологий канал, який насичений водою на стінках відбувається поглинання повітря вологи і збільшення її до значення 22-23 г/кг. Тобто на виході з теплообмінника повітря є більш вологим ніж на вході.

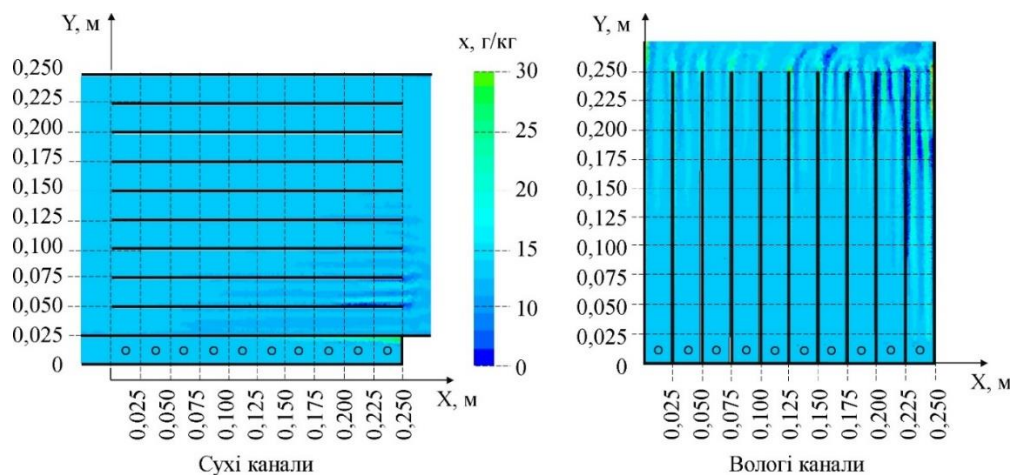


Рис. 12. Розподіл абсолютної вологості повітря в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка

5. Висновки та перспективи подальших досліджень

1. В результаті аналітичних досліджень складено фізико-математичний апарат процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка, який включає рівняння енергетичного балансу з урахуванням чутливого та прихованого теплообміну на поверхні стінки вологого і сухого каналів. Визначені початкові і граничні умови моделі тепломасообміну в робочій частині досліджуваного випарного охолоджувача, що покладені в основу чисельного моделювання в програмному пакеті Star CCM+.

2. Розроблена методика симуляції (чисельного моделювання) та проведено попередні дослідження процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка.



3. В результаті чисельного моделювання отримано розподіли температурного поля, векторного поля швидкостей і абсолютної вологості повітряного потоку в теплообміннику побічно-випарного типу циклу Майсоценка.

Список використаних джерел

1. Калетнік 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.
2. Калетнік 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
3. Duan Z., Changhong Z., Zhang X., Mustafa M., Alimohammadisagvand B., Hasan A., Zhao X. Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. 16: 6823–6850.
4. Rianguilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy Buildings*. 2010. 42: 637–644.
5. Пришляк В. М., Яропуд В. М. Аналіз і класифікація технологічних схем теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень. *Науково-теоретичний збірник «Вісник ЖНАЕУ»*. 2014. Вип. №2 (45), т. 4. ч. II. С. 344–350.
6. Яропуд В. М. Дослідження процесу функціонування та оптимізація конструктивно-технологічних параметрів тритрубного рекуператора. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2020. №1 (108). С. 142–150.
7. Yaropud V. Analytical study of the automatic ventilation system for the intake of polluted air from the pigsty. *Scientific horizons*. 2021. Vol. 24. No. 3. P.19–27. DOI: 10.48077/scihor.24(3).2021.19-27
8. Калетнік Г. М., Яропуд В. М. Фізико-математична модель вентиляційної системи нагнітання чистого повітря у тваринницьких приміщеннях. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. №3 (114). С. 4–15.
9. Калетнік Г. М., Яропуд В. М. Теоретичні дослідження пневмовтрат повітряного теплообмінника побічно-випарного типу тваринницьких приміщень. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Київ. 2021. Вип. 12. № 4. С. 35–41.
10. Agency I. E. Transition to Sustainable Buildings: Clean Energy Solutions Center Book Launch, 2013.
11. Anisimov S., Pandelidis D. Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. 84: 974–989.
12. Gillan L. Maisotsenko cycle for cooling process. *Clean Air*. 2008. 9: 1–18.
13. Maisotsenko V., Gillan L. Gillan A.H.T. Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler. *USA Patent US 7197887 B2*. 2000.
14. Elberling L. Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler-Indirect Evaporative Cooling Unit. *Pacific Gas and Electric Company (Report)*. 2006.
15. 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. 46: 657–668.
16. Tertipis D. Modelling and experimental evaluation of evaporative cooling systems, Athens, Greece. *Thesis submitted to the University of Athens for the degrees of Doctor of Philosophy*. 2014.

References

- [1] Kaletnik, G.M. (2019). Perspektyvy pidvyshchennya enerhetychnoyi avtonomiyi pidpryyemstv APK v ramkakh vykonannya enerhetychnoyi stratehiyi Ukrayiny [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*. 4. 90–98. [in Ukrainian].
- [2] Kaletnik, G.M., Honcharuk, I.V. (2020). Ekonomichni rozrakhunky potentsialu vyrobnytstva vidnovlyuval'noyi bioenerhiyi u formuvanni enerhetychnoyi nezalezhnosti ahropromyslovoho kompleksu [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*. 2020. 9. 6–16. DOI: 10.32317/2221-1055.202009006. [in Ukrainian].
- [3] Duan, Z., Changhong, Z., Zhang, X., Mustafa, M., Alimohammadisagvand, B., Hasan, A., Zhao, X. (2012). Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. 16: 6823–6850. [in English].
- [4] Rianguilaikul, B., Kumar, S. (2010). An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy Buildings*. 42: 637–644. [in English].
- [5] Pryshlyak, V.M., Yaropud, V.M. (2014). Analiz i klasyfikatsiya tekhnolohichnykh skhem teploutylyzatoriv dlya tvarynnyts'kykh prymishchen. *Scientific and theoretical collection «Bulletin of ZhNAEU»*. 2(45), t. 4. p. II. 344–350. [in Ukrainian].
- [6] Yaropud, V.M. (2020). Doslidzhennya protsesu funktsionuvannya ta optymizatsiya konstruktyvno-tekhnolohichnykh parametriv tryrubnoho rekuperatora. *Machinery, energy, transport of agro-industrial*. 1 (108). 142–150. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-1-16. [in Ukrainian].
- [7] Yaropud, V. (2021). Analytical study of the automatic ventilation system for the intake of polluted air from the pigsty. *Scientific horizons*. 24 (3). 19–27. DOI: 10.48077/scihor.24(3).2021.19-27 [in English].
- [8] Kaletnik, G.M., Yaropud, V.M. (2021). Fyzyko-matematychna model' ventylyatsiynoyi systemy nahnitannya



- chystoho povitrya u tvarynnyts'kykh prymyshchennyakh. *Machinery, energy, transport of agro-industrial*. 3 (114). 4–15. DOI: 10.37128/2520-6168-2021-3-1 [in Ukrainian].
- [9] Kaletnik, G.M., Yaropud, V.M. (2021). Teoretychni doslidzhennya pnevmovtrat povitryanoho teploobminnyka pobichno-vyparnoho typu tvarynnyts'kykh prymyshchen. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. 12 (4). 35–41. [in Ukrainian].
- [10] Agency, I.E. (2013). Transition to Sustainable Buildings: Clean Energy Solutions Center Book Launch. [in English].
- [11] Anisimov, S., Pandelidis, D. (2015). Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 84: 974–989. [in English].
- [12] Gillan, L. (2008). Maisotsenko cycle for cooling process. *Clean Air*. 9: 1–18. [in English].
- [13] Maisotsenko, V., Gillan, L. Gillan, A.H.T. (2000). Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler. *USA Patent US 7197887 B2*. [in English].
- [14] Elberling, L. (2006). Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler-Indirect Evaporative Cooling Unit. *Pacific Gas and Electric Company (Report)*. [in English].
- [15] 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. [in English].
- [16] Tertipis, D. (2014). Modelling and experimental evaluation of evaporative cooling systems, Athens, Greece. *Thesis submitted to the University of Athens for the degrees of Doctor of Philosophy*. [in English].

SIMULATION OF HEAT AND MASS EXCHANGE PROCESS HEAT EXCHANGER OF SIDE- EVAPORATIVE TYPE

It is known that the share of influence of the microclimate on the productivity of animals is about 20-25%. In the process of life, animals emit a large amount of heat, moisture, harmful gases, including carbon dioxide, ammonia and hydrogen sulfide. If the ventilation system does not work satisfactorily, the concentration of water vapor and harmful gases may exceed the standards, as a result of which animals drastically reduce productivity and may die. Currently, when creating livestock enterprises, it is necessary to resolve issues related to the reduction of investments, 40% of which is equipment. More than 20% of the cost of equipment falls on the heating and ventilation system; it is on it that they most often try to save money. Disagreements often arise between specialists on the deviation of microclimate parameters from optimal values for the productive qualities of farm animals.

The article presents the physical and mathematical apparatus and methods for simulating the process of heat and mass transfer in an indirect-evaporative type heat exchanger for livestock buildings. The description of the process of heat and mass transfer in the heat exchanger of the indirect evaporative type of the Maisotsenko cycle is complex and requires the solution of many important mathematical problems (for example, the algorithmic solution of the combined heat and mass transfer on the surface with existing walls). Of particular importance is the development of an efficient algorithm that allows one to calculate differential equations of heat and mass transfer in partial derivatives. Therefore, the aim of the research is to describe the physical and mathematical apparatus and simulation technique (numerical simulation) of the heat and mass transfer process in an indirect evaporative type heat exchanger. As a result of analytical studies, the physico-mathematical apparatus of the process of heat and mass transfer in the heat exchanger of the indirect evaporative type of the Maisotsenko cycle was compiled, including the energy balance equation, taking into account sensitive and latent heat transfer on the surface of the wall of the wet and dry channels. The initial and limiting conditions of the heat and mass transfer model in the working part of the evaporative cooler under study are determined, which form the basis of numerical simulation in the Star CCM+ software package. A simulation technique (numerical modeling) has been developed and preliminary studies of the heat and mass transfer process in the heat exchanger of the indirect evaporative type of the Maisotsenko cycle have been carried out. As a result of numerical simulation, the distributions of the temperature field, the vector field of velocities and the absolute humidity of the air flow in the heat exchanger of the indirect evaporative type of the Maisotsenko cycle were obtained.

Key words: microclimate, cooling, heat exchanger, parameters, Maisotsenko cycle, numerical simulation, dependence.

F. 4. Fig. 12. Table. 1. Ref. 16.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Калетнік Григорій Миколайович – академік НААН України, доктор економічних наук, професор, завідувач кафедри адміністративного менеджменту та альтернативних джерел енергії Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: rector@vsau.org, <https://orcid.org/0000-0002-4848-2796>).

Яропуд Віталій Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: yaropud77@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-0502-1356>).

Grygorii Kaletnik – academician of the NAAS of Ukraine, Doctor of Economics, Professor, Head of the Department of Administrative Management and Alternative Energy Sources of Vinnitsa National Agrarian University (Soniachna Str., 3, Vinnitsa, Ukraine, 21008, e-mail: rector@vsau.org, <https://orcid.org/0000-0002-4848-2796>).

Vitalii Yaropud – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of machinery and equipment for agricultural production of Vinnytsia National Agrarian University (St. Soniachna, 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: yaropud77@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-0502-1356>).