

<https://doi.org/10.31891/2307-5732-2026-363-1>

УДК 697.9:536.24

ЯРОПУД ВІТАЛІЙ

Вінницький національний аграрний університет
<https://orcid.org/0000-0003-0502-1356>
yaropud77@gmail.com

КОЛІСНИК МИКОЛА

Вінницький національний аграрний університет
<https://orcid.org/0000-0001-5502-6556>
kolisnik30@gmail.com

ШТУЦЬ АНДРІЙ

Вінницький національний аграрний університет
<https://orcid.org/0000-0002-4242-2100>
shtuts1989@gmail.com

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОМАСООБМІНУ ПОВІТРЯНОГО ТЕПЛООБМІННИКА

У роботі представлено результати аналітичного та чисельного дослідження процесів тепломасообміну у повітряному теплообміннику побічно-випарного типу з перехресною організацією потоків. Запропоновано фізико-математичну модель, що ґрунтується на рівняннях збереження маси, імпульсу та енергії та враховує сумісний вплив відсутнього теплообміну і прихованої теплоти фазового переходу у змочуваних каналах.

Розроблено алгоритмічну схему чисельної реалізації моделі з урахуванням перерозподілу та локального змішування повітряних потоків між сухими та змочуваними каналами. На основі розробленої методики виконано CFD-моделювання у програмному середовищі STAR-CCM+ з метою отримання просторових розподілів температури, абсолютної вологості та швидкісних полів у характерних зонах теплообмінної матриці.

За результатами чисельного аналізу встановлено наявність просторової неоднорідності теплового режиму та градієнтів швидкості у змочуваних каналах, що істотно впливає на інтенсивність тепломасообміну та аеродинамічні втрати. Показано, що у межах побічно-випарної схеми основний повітряний потік у сухих каналах охолоджується без збільшення вологовмісту, тоді як зростання абсолютної вологості відбувається переважно у робочому потоці, що проходить змочуваними каналами.

На основі результатів чисельного аналізу розроблено нову конструкцію теплообмінника, спрямовану на підвищення однорідності розподілу швидкостей та інтенсифікацію теплопередачі. Для перевірки адекватності чисельної моделі виготовлено експериментальний зразок та створено лабораторний стенд з автоматизованою системою збору даних. Експериментальні результати продемонстрували задовільну узгодженість із CFD-розрахунками, що підтверджує коректність розробленої фізико-математичної моделі та доцільність її використання для інженерного проєктування та оптимізації повітряних теплообмінників побічно-випарного типу.

Ключові слова: повітряний теплообмінник, побічно-випарне охолодження, тепломасообмін, чисельне моделювання, CFD-моделювання, енергоефективність.

YAROPUD VITALII, KOLISNYK MYKOLA, SHTUTS ANDRII

Vinnitsia National Agrarian University

ANALYTICAL STUDIES OF THE HEAT AND MASS EXCHANGE PROCESS OF AN AIR HEAT EXCHANGER

The paper presents the results of analytical and numerical study of heat and mass transfer processes in an indirect-evaporative air heat exchanger with cross-flow organization. A physical and mathematical model is proposed, based on the equations of conservation of mass, momentum and energy and takes into account the combined effect of sensible heat transfer and latent heat of phase transition in wetted channels.

An algorithmic scheme for numerical implementation of the model is developed, taking into account the redistribution and local mixing of air flows between dry and wetted channels. Based on the developed methodology, CFD modeling was performed in the STAR-CCM+ software environment in order to obtain spatial distributions of temperature, absolute humidity and velocity fields in characteristic zones of the heat exchange matrix.

According to the results of numerical analysis, the presence of spatial heterogeneity of the thermal regime and velocity gradients in wetted channels was established, which significantly affects the intensity of heat and mass transfer and aerodynamic losses. It is shown that within the indirect evaporation scheme, the main air flow in dry channels is cooled without increasing the moisture content, while the increase in absolute humidity occurs mainly in the working flow passing through the wetted channels.

Based on the results of numerical analysis, a new heat exchanger design was developed, aimed at increasing the uniformity of the velocity distribution and intensifying heat transfer. To verify the adequacy of the numerical model, an experimental sample was manufactured and a laboratory stand with an automated data acquisition system was created. The experimental results demonstrated satisfactory consistency with CFD calculations, which confirms the correctness of the developed physical and mathematical model and the feasibility of its use for engineering design and optimization of indirect evaporation-type air heat exchangers.

Keywords: air heat exchanger, indirect evaporative cooling, heat and mass transfer, numerical modeling, CFD modeling, energy efficiency.

Стаття надійшла до редакції / Received 18.12.2025

Прийнята до друку / Accepted 11.01.2026

Опубліковано / Published 26.02.2026



This is an Open Access article distributed under the terms of the [Creative Commons CC-BY 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

© Яропуд Віталій, Колісник Микола, Штуць Андрій

Постановка проблеми

У сучасних наукових дослідженнях значна увага приділяється підвищенню енергоефективності теплообмінного обладнання та впровадженню альтернативних технологій охолодження, що базуються на інтенсифікації процесів теплопередачі та масопереносу з використанням природних випарних механізмів [5, 6].

Переважна частина робіт зосереджена на розвитку систем теплової утилізації та відновлюваних джерел енергії для процесів теплопостачання, тоді як застосування випарних технологій у системах холодопостачання залишається обмеженим, що визначає актуальність подальших досліджень у цьому напрямі.

У низці публікацій розглянуто питання організації керованого повітрообміну та інтеграції побічно-випарних теплообмінних апаратів у вентиляційні системи з метою забезпечення заданих термодинамічних параметрів повітряного середовища [7]. Запропоновані математичні моделі дозволяють визначати раціональні режими роботи систем, а також здійснювати параметричний розрахунок регульованих елементів для забезпечення необхідних витрат повітря та стабільності аеродинамічних характеристик.

Окремий блок досліджень присвячено аналізу втрат тиску та енергетичних витрат у побічно-випарних теплообмінниках, що функціонують у складі вентиляційно-охолоджувальних систем. Отримані аналітичні залежності дозволяють оцінювати вплив геометричних параметрів каналів, витрат повітря, протяжності теплообмінної поверхні та кількості розгалужень на величину аеродинамічних втрат і необхідну потужність повітропереміщувальних агрегатів [8]. Також встановлено закономірності впливу форми та розмірів каналів на гідродинамічний режим течії, що створює передумови для конструктивної оптимізації теплообмінної матриці [9].

Процеси тепломасообміну в апаратах побічно-випарного типу характеризуються складною взаємодією конвективного теплообміну, дифузійного переносу вологи та фазового переходу, що обумовлює необхідність розв'язання сполучених крайових задач теплопровідності та масопереносу. У наукових роботах підкреслюється доцільність застосування систем диференціальних рівнянь у частинних похідних та чисельних методів для опису розподілу температурних і концентраційних полів у каналах теплообмінника та на змочуваних поверхнях.

У результаті аналізу базових схем випарного охолодження [4, 10] сформовано узагальнені припущення для фізико-математичного моделювання перехресних побічно-випарних теплообмінників, які включають стаціонарність процесу, незначні втрати теплоти в навколишнє середовище, визначальну роль градієнта парціального тиску водяної пари як рушійної сили масообміну, ідеалізацію повітря як двокомпонентної суміші, переважно поздовжній характер течії та сталість параметрів водяної плівки [11]. Зазначені припущення широко використовуються для побудови розрахункових моделей та дозволяють отримувати інженерно прийнятні результати при помірній обчислювальній складності.

Разом з тим, критичний аналіз літературних джерел показує, що існуючі дослідження здебільшого зосереджені на окремих аспектах - або теплотехнічних, або аеродинамічних - без комплексного врахування їх взаємного впливу на інтегральні показники ефективності апарата. Недостатньо систематизованими залишаються питання конструктивної оптимізації теплообмінної поверхні, структури каналів та організації потоків з позицій одночасного підвищення коефіцієнтів теплопередачі та зниження втрат тиску.

У зв'язку з цим у даній роботі розглядається модель перехресного теплообмінника побічно-випарного типу, конструкція якого реалізує принцип багаторазового перерозподілу повітряного потоку між сухими та змочуваними каналами через систему перфорацій уздовж довжини теплообмінної матриці. Конструктивно-технологічна схема досліджуваного апарата наведена на рис. 1 [12-13].

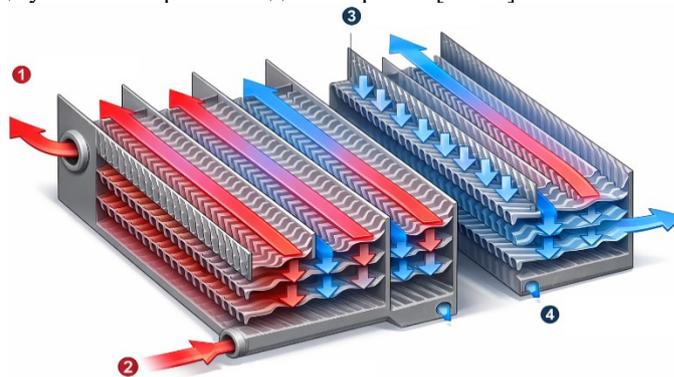


Рис. 1. Ізометрична модель пластинчато-ребристого теплообмінника з каналами гарячого та холодного потоку: 1 - Вихід гарячої рідини; 2 - Вхід гарячої рідини; 3 - Вхід холодної рідини; 4 - Вхід холодної рідини

Подальший розвиток розглянутої конструктивної схеми був реалізований у низці промислових рішень, зокрема в розробках компаній Munters Group та SPX Cooling Technologies, де сухі та змочувані канали конструктивно розділені на окремі секції з організацією послідовних етапів теплової підготовки повітряних потоків [13]. Така архітектура дозволяє здійснювати попереднє зниження температури основного повітряного потоку перед його надходженням у зону інтенсивного випаровування, що сприяє підвищенню загальної ефективності тепломасообмінного процесу та покращенню термодинамічних показників апарата.

Функціональний принцип роботи побічно-випарного теплообмінника у перехресній конфігурації полягає у багатоступеневій організації руху повітряних потоків та поетапній інтенсифікації теплопередачі. Первинний повітряний потік переміщується по сухих каналах, де відбувається його охолодження за рахунок теплопередачі через теплообмінну поверхню без безпосереднього контакту з рідкою фазою. Паралельно формується робочий повітряний потік, який після проходження ділянки попереднього охолодження розподіляється через систему перфорацій на множину локальних струменів, що надходять у змочувані канали.

Перфораційні елементи, рівномірно розташовані вздовж довжини теплообмінної поверхні, забезпечують контрольований перерозподіл частини повітря між сухою та змочуваною зонами, що сприяє формуванню квазірівномірного поля швидкостей та підвищенню ефективної площі тепломасообміну. У змочуваних каналах повітряний потік контактує з поверхнею, покритою тонкою водяною плівкою, що приводить до інтенсивного випаровування та супроводжується одночасним відведенням чутливої теплоти і перенесенням маси водяної пари.

Особливістю такої організації процесу є реалізація ефекту попереднього охолодження робочого повітря перед його надходженням у зону випаровування, внаслідок чого зменшується температура повітряного потоку на змочуваній стороні та зростає термодинамічний потенціал для поглинання теплоти з суміжних сухих каналів. Це забезпечує більш глибоке охолодження основного повітряного потоку порівняно з традиційними схемами випарного охолодження та сприяє підвищенню інтегральних коефіцієнтів теплопередачі [14-16].

Разом з тим, аналіз зазначених конструктивних рішень показує, що ефективність таких теплообмінників істотно залежить від геометрії перфорацій, співвідношення витрат між сухими та змочуваними каналами, товщини та стабільності водяної плівки, а також від характеру гідродинамічного режиму у каналах. Недостатня узгодженість цих параметрів може призводити до локальної нерівномірності розподілу потоків, зростання аеродинамічних втрат та зниження загальної енергоефективності апарата.

Таким чином, результати аналізу літературних джерел свідчать, що, незважаючи на наявність комерційно реалізованих рішень та значний обсяг теоретичних і прикладних досліджень, питання комплексного удосконалення конструкції побічно-випарних теплообмінників з урахуванням взаємопов'язаних процесів тепломасообміну, аеродинаміки та конструктивної реалізації залишаються актуальними. Це обумовлює доцільність розробки нової конструкції теплообмінника та проведення поглибленого аналізу процесів тепломасообміну як основи для підвищення його теплотехнічних і енергетичних характеристик.

Мета і задачі дослідження

Метою дослідження є розробка та наукове обґрунтування нової конструкції теплообмінника побічно-випарного типу на основі комплексного аналізу процесів тепломасообміну, а також створення фізико-математичної моделі для кількісної оцінки теплотехнічних, аеродинамічних та енергетичних характеристик апарата.

Матеріал і результати дослідження

При формуванні розрахункової моделі побічно-випарного теплообмінника для спрощення постановки задачі та зниження обчислювальної складності прийнято припущення про геометричну уніфікацію каналів, а саме рівність їх характерних розмірів за висотою та шириною. Таке припущення дозволяє застосовувати узагальнені рівняння тепломасообміну для елементарних каналів та поширювати отримані результати на всю теплообмінну матрицю за умови періодичності структури.

Розрахункова схема перехресного пластинчасто-ребристого теплообмінника з протитечійною організацією потоків та система позначень, що використовуються для побудови фізико-математичної моделі, наведені на рис. 2. У межах прийнятої системи координат X-Y товщина теплообмінної стінки позначається як δ , коефіцієнт теплосмності рідкої фази - як W , коефіцієнт вологості повітря - як x , температура - як t , геометричні розміри каналів за висотою - як h , а їх характерні довжини - як L та l .

Для узагальнення результатів у моделі використовуються середні по перерізу значення змінних, що позначаються надрядковим символом «-». Нижній індекс f_{in} відповідає параметрам теплообмінної стінки, індекс l - величинам, що характеризують потік прихованої теплоти, індекс o - параметрам на виході з теплообмінника, а індекс met - властивостям матеріалу теплообмінної поверхні. Верхній індекс p застосовується для позначення робочої частини теплообмінника, тоді як індекс w відповідає вхідній (початковій) зоні апарата.

Запропонована система позначень та геометричних припущень забезпечує уніфікований опис процесів теплопередачі та масопереносу у каналах теплообмінника та створює основу для подальшого виведення диференціальних рівнянь тепломасообміну і реалізації чисельної процедури розрахунку температурних і концентраційних полів у теплообмінній матриці.

Побудова математичної моделі побічно-випарного теплообмінника потребує розв'язання задачі, пов'язаної з формалізованим описом взаємодії та змішування повітряних потоків у вихідній зоні апарата, що зумовлено складною схемою організації руху повітря у каналах та наявністю зон багатоступеневого перерозподілу потоків. У зв'язку з цим базові диференціальні рівняння теплового та масового балансу доповнюються алгебраїчними співвідношеннями, які описують процеси змішування та перерозподілу масових витрат між окремими гілками повітряного тракту.

З позицій фізики тепломасообміну розрахункову область доцільно розділити на дві функціональні зони (рис. 3), які відрізняються характером теплової взаємодії та організацією потоків. Перша зона відповідає секції непрямого випарного охолодження, у якій реалізується передача теплоти від основного повітряного потоку через теплообмінну поверхню без прямого контакту з рідкою фазою. Друга зона призначена для попередньої теплової підготовки робочого повітряного потоку та формування просторово неоднорідного розподілу температури і вологовмісту на вході до змочуваних каналів робочої частини теплообмінника.

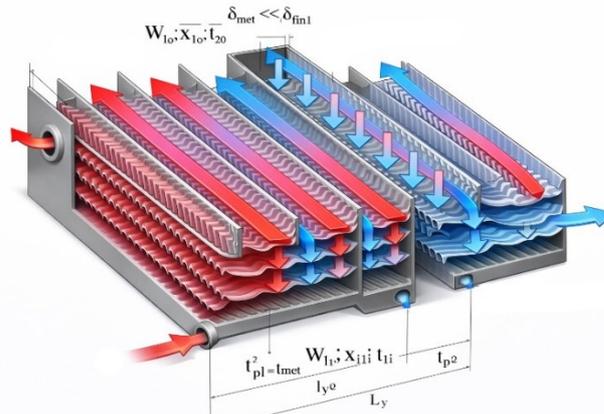


Рис. 2. Ізометрична схема пластинчато-ребристого теплообмінника з протічійним рухом теплоносіїв

У межах прийнятої розрахункової схеми робочий повітряний потік поділяється на кілька умовно незалежних підпотоків, що дозволяє коректно описати послідовні етапи його теплової обробки та участі у процесах тепломасообміну. Залежно від розгляданого перерізу апарата робоче повітря формалізується у вигляді потоків 2, 3 та 4, які відповідають різним ділянкам теплообмінника та виконують різні функціональні ролі у формуванні теплового режиму.

У робочій частині теплообмінника попередньо охолоджений підпотік 2 бере участь у тепловій взаємодії з основним повітряним потоком 1 за схемою, близькою до непрямого випарного охолодження з поперечним обтіканням, однак за умов просторово неоднорідного початкового розподілу температури та вологовмісту робочого повітря на вході до каналів. Підпотоки 3 та 4 відповідають за етап попереднього охолодження робочого повітря у сухих та змочуваних каналах початкової секції відповідно, що забезпечує зниження температурного рівня робочого середовища перед його надходженням у зону інтенсивного тепломасообміну.

Для спрощення математичного опису та забезпечення узгодженості балансових співвідношень зазначені підпотоки розглядаються як кількісно рівні за масовою витратою. При цьому потік 2 відповідає частині робочого повітря, що бере участь у теплообміні з основним потоком, потік 3 - робочому повітря у сухих каналах початкової секції, а потік 4 - робочому повітря у змочуваних каналах вхідної частини теплообмінника.

На рис. 3 наведено розрахункову модель сухих та вологих каналів з урахуванням процесів теплопередачі та масопереносу. У межах цієї моделі масова витрата вологого повітря позначається як G , а нижній індекс і відповідає параметрам на вході до відповідної розрахункової ділянки.

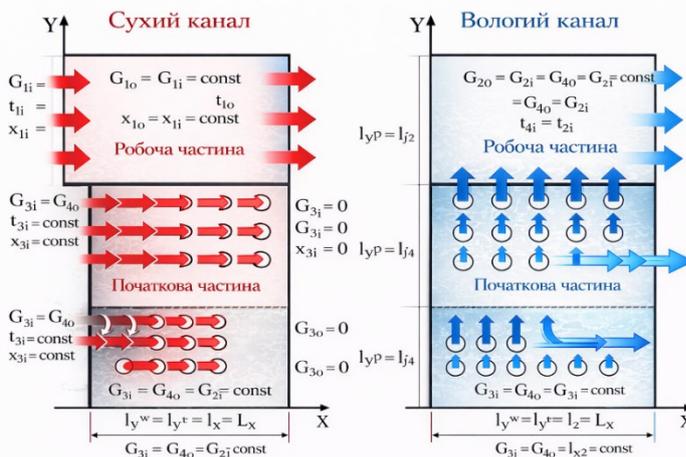


Рис. 3. Розрахункова модель сухого і вологого каналів з урахуванням тепло- та масопереносу

Балансові рівняння для підпотоків робочого повітря формуються з урахуванням характеру фізичних процесів, що домінують у відповідних секціях теплообмінника. Для підпотіку 3, який рухається у сухих каналах початкової зони, враховується переважно конвективний теплообмін без фазового переходу. Натомість для підпотіків 2 та 4, що контактують зі змочуваною поверхнею, система рівнянь включає як рівняння теплового балансу, так і рівняння масопереносу, пов'язані з випаровуванням та перенесенням водяної пари.

У початковій зоні теплообмінника реалізується процес змішування підпотіків 3 та 4 у змочуваних каналах (рис. 3), що призводить до поступового зростання масової витрати повітря у вологому проході вздовж координати Y . Такий характер зміни витрати зумовлений послідовним підведенням частин потоку 3 через систему перфорацій, унаслідок чого підпотік 4 після кожної ділянки перерозподілу збільшується на величину відповідної локальної витрати.

Для формування повної чисельної моделі побічно-випарного теплообмінника необхідною є розробка алгоритмічного опису процесів перерозподілу та змішування повітряних потоків між сухими і змочуваними каналами. З цією метою в моделі вводиться ітераційна процедура, яка дозволяє врахувати зміну граничних та початкових умов унаслідок локального змішування потоків уздовж довжини теплообмінника.

При моделюванні процесів у початковій секції використовується припущення про квазіідеальну перфорацію, що характеризується високою щільністю та рівномірним просторовим розподілом отворів. За таких умов перерозподіл масових витрат може розглядатися як квазібезперервний процес, а ефект змішування інтегрується безпосередньо у процедуру чисельного інтегрування диференціальних рівнянь шляхом корекції локальних початкових умов на кожному ітераційному кроці.

Початкова та робоча секції теплообмінника у розрахунковій моделі мають прямокутну геометрію як для сухих, так і для змочуваних каналів, що дозволяє застосовувати уніфіковану дискретизацію розрахункової області та спрощує реалізацію чисельного алгоритму.

Робоча зона теплообмінника розраховується за схемою перехресного теплообміну та розглядається як сукупність елементарних осередків у сухих і змочуваних каналах, для кожного з яких формулюються локальні рівняння теплового та масового балансу. У цій зоні процеси ускладнюються додатковим змішуванням підпотоків 3 та 4 у змочуваному каналі, що потребує роздільного аналізу їх внеску у формування температурних і концентраційних полів.

У рамках чисельної процедури спочатку розглядається еволюція параметрів підпотoku 4 у змочуваних каналах, після чого враховується тепловий та масообмінний внесок підпотoku 3 у сухих каналах початкової секції. Такий підхід дозволяє поетапно враховувати взаємозв'язок між підпотоками та забезпечує збіжність ітераційної схеми.

Розрахунковий алгоритм чисельної реалізації математичної моделі тепломасообміну у робочій зоні теплообмінника наведено на рис. 4. Для рис. 4-6 у роботі використовується така система позначень: M - інтенсивність масопереносу водяної пари, кг/с; Q - інтенсивність теплопередачі, Вт; символ « \cdot » над величиною відповідає елементарній поверхні теплообмінної пластини; верхній індекс s використовується для теплового потоку, що передається шляхом теплопровідності; індекс s - для відчутного теплового потоку; індекс 1 - для потоку прихованої теплоти; нижній індекс 1 відповідає основному повітряному потоку; індекси 2, 3 та 4 - відповідним підпотокам робочого повітря у змочуваних і сухих каналах початкової та робочої секцій; нижній індекс p - поверхні пластини; X, Y, Z - координатам у декартовій системі координат.

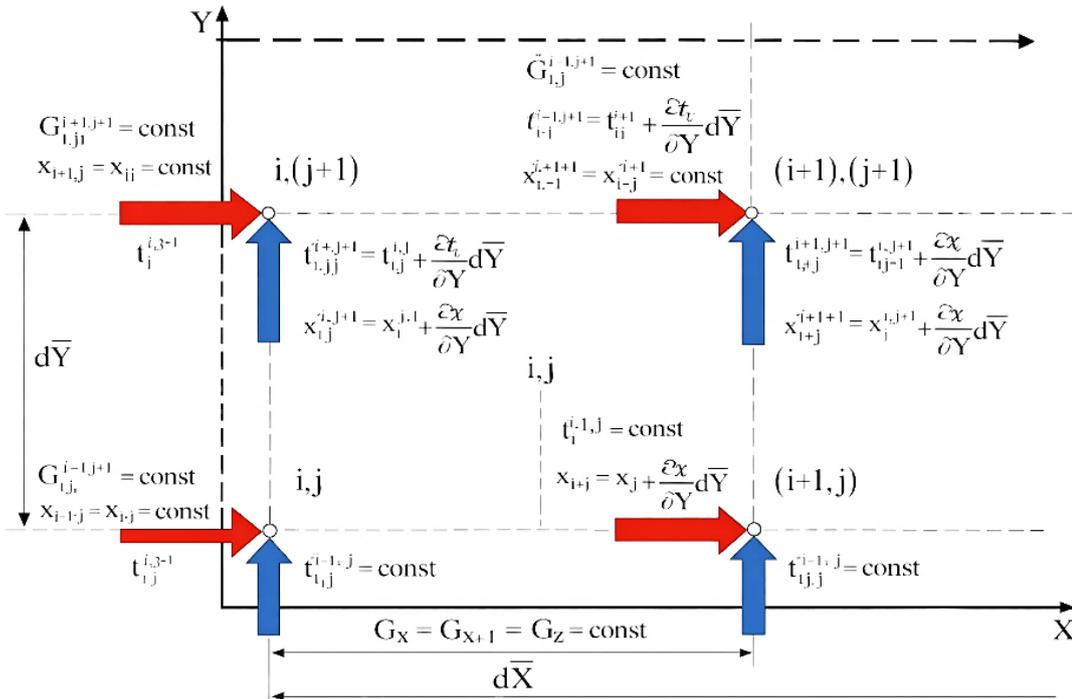


Рис. 4. Розрахунковий алгоритм математичної моделі тепломасообміну в робочій зоні перехресного теплообмінника побічно-випарного типу

У межах прийнятої різницевої схеми обчислювальний процес ініціюється у вузлах сітки, що відповідають позиціям $(i,j-1)$ та $(i+1,j-1)$, які використовуються як базові для формування параметрів у поточному розрахунковому вузлі. До зазначених вузлів надходять дві елементарні частини підпотoku робочого повітря у змочуваному каналі, що характеризуються локальними значеннями температури та вологості.

Зокрема, для підпотoku 4 у відповідних вузлах використовуються значення температур $t_4^{i,j-1}$ та $t_4^{i+1,j-1}$, а також значення коефіцієнта вологості $x_4^{i,j-1}$ та $x_4^{i+1,j-1}$. Ці величини приймаються як вхідні параметри для обчислення термодинамічних станів повітряного потоку у поточному елементарному осередку та подальшого

визначення локальних потоків теплоти і маси в межах змочуваного каналу.

Такий підхід забезпечує коректне врахування просторової неоднорідності температурних і концентраційних полів та дозволяє реалізувати послідовне інтегрування рівнянь тепломасообміну вздовж координатної сітки.

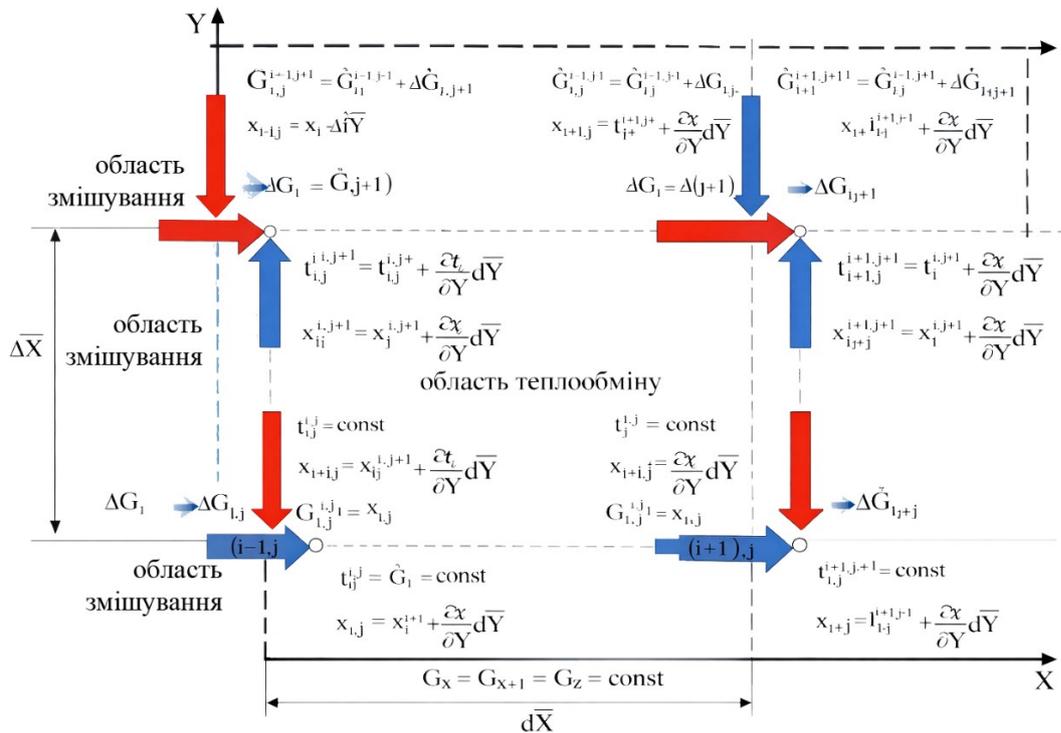


Рис. 5. Блок-схема реалізації математичної моделі тепломасообміну у вологих каналах перехресного теплообмінника побічно-випарного типу

У першому розрахунковому вузлі, що відповідає позиції $(i, j-1)$, на вхід елементарного осередку надходять два локальні підпотоки повітря. Перший підпотік являє собою частину робочого повітря зі змочуваного каналу (підпотік 4), що характеризується температурою $t_4^{i, j-1}$ та коефіцієнтом вологості $x_4^{i, j-1}$. Другий підпотік відповідає елементарній частині робочого повітря із сухого каналу (підпотік 3), що подається через перфораційні отвори з масовою витратою dG_3^* та параметрами $t_3^{j-1, i}$.

У межах вузла $(i, j-1)$ зазначені підпотоки зазнають локального змішування, внаслідок чого формується новий стан робочого повітря у змочуваному каналі. У результаті цього процесу масова витрата підпотіку 4 зростає на величину елементарної витрати, що надходить із сухого каналу, та після змішування набуває значення. Термодинамічні параметри змішаного повітряного потоку G_{4^*} , зокрема температура та коефіцієнт вологості, визначаються з рівнянь теплового та масового балансу для вологого повітря з використанням відповідних алгебраїчних співвідношень, що забезпечують збереження ентальпії та маси водяної пари у зоні змішування:

$$t_{4^*}^{i, j-1} = \frac{t_4^{i, j-1} \hat{G}_4^{i, j-1} + t_3^{j-1, i} \hat{G}_3^{j-1, i}}{\hat{G}_{4^*}^{i, j-1}}, \tag{1}$$

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

У кінцевому перерізі сухої секції масова витрата підпотіку 3 прямує до нульового значення, оскільки весь об'єм робочого повітря з сухих каналів послідовно перенаправляється у змочувані канали та повністю інтегрується у підпотік 4 (рис. 3). Таким чином, у вихідній частині сухої зони забезпечується повний перерозподіл робочого повітряного потоку між функціональними секціями теплообмінника.

Сформульовані фізико-математичні моделі та алгоритмічні розрахункові схеми (рис. 3-5) покладені в основу чисельної реалізації моделі у середовищі програмного пакету STAR-CCM+, що дозволяє здійснювати тривимірне моделювання сполучених процесів теплообміну, масопереносу та гідродинаміки в каналах теплообмінника.

Для побудови обчислювальної сітки використано комбінацію генератора багатограничних комірок, генератора поверхневої сітки та процедури екструзії осередків, що забезпечує адекватне відтворення геометрії каналів та теплообмінних поверхонь. Базовий розмір комірки прийнято рівним 0,001 м, а максимальне допустиме відношення розмірів суміжних ребер сітки становило 1,3, що дозволяє забезпечити компроміс між точністю чисельного розв'язку та обчислювальними витратами.

Загальний вигляд розрахункової сітки для сухих і змочуваних каналів, а також теплообмінних стінок наведено на рис. 6, що ілюструє просторову дискретизацію розрахункової області та деталізацію геометрії теплообмінної матриці.



Рис. 6. Модель розрахункової сітки сухих, вологих каналів та стінок теплообмінника циклу Майсоценка

Для моделювання течії та процесів тепломасообміну у сухих і змочуваних каналах використано тривимірну ейлерову багатофазну постановку задачі, що дозволяє враховувати взаємодію газової та рідкої фаз, а також процеси фазового переходу. У рамках чисельної моделі застосовано підхід розділених фаз у поєднанні з методом об'ємної частки (Volume of Fluid, VOF) для опису розподілу рідкої фази на змочуваних поверхнях та формування водяної плівки.

Взаємодія між фазами враховується за допомогою відповідних моделей фазового обміну, що описують перенесення маси та енергії під час випаровування. Для коректного відтворення температурних полів у газовій та рідкій фазах застосовано модель роздільного теплового балансу фаз, яка дозволяє враховувати відмінності у теплофізичних властивостях повітря та води.

Рух середовища описується рівняннями Нав'є-Стокса у тривимірній нестационарній постановці. Для моделювання турбулентності використано стандартну k-ε модель, що забезпечує задовільний компроміс між обчислювальною ефективністю та точністю опису турбулентних режимів течії у вузьких каналах теплообмінника.

Як ейлерові фази у моделі розглядаються повітря та вода. Газова фаза (повітря з водяною парою) моделюється з урахуванням термодинамічних властивостей вологого повітря та змінної густини, що залежить від температури та вологовмісту. Рідка фаза (вода) розглядається як нестислива рідина зі змінними теплофізичними властивостями, що відповідають локальній температурі, з урахуванням процесів теплообміну та випаровування з поверхні водяної плівки.

Для теплообмінних стінок застосовано тривимірну модель твердого тіла з урахуванням теплопровідності, що забезпечує сполучене моделювання теплопередачі між твердою фазою та потоками газу і рідини. Матеріал стінок розглядається як суцільне тверде тіло з постійною густиною та ізотропними теплопровідними властивостями. Для твердих елементів активовано модель енергії твердого тіла, що дозволяє коректно описати теплоперенос через теплообмінну поверхню.

Теплофізичні та фізико-механічні властивості всіх фаз, що використовуються у чисельній моделі, зведені в таблицю 1.

Таблиця 1

Теплофізичні властивості фаз, використаних у чисельній моделі

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

Для чисельної реалізації моделі використано стаціонарну постановку задачі, що відповідає усталеному режиму роботи теплообмінника. Кількість внутрішніх ітерацій на кожному часовому кроці (inner iterations) встановлено рівною 10, що забезпечує збіжність розв'язку при прийнятних обчислювальних витратах.

Геометричні розміри досліджуваного теплообмінника та граничні умови чисельного моделювання наведені на рис. 7. На вході до основного та робочого повітряних каналів масова витрата повітря відповідала об'ємній витраті $Q_1=Q_3=300$ м³/год, при температурі вхідного повітря $t_1=t_3=30$ °С та абсолютній вологості $x_1=x_3=15$ г/кг.

У змочуваних каналах на поверхні теплообмінних стінок задавалася умова, що відповідає наявності стабільної водяної плівки, шляхом встановлення підвищеного значення абсолютної вологості поблизу стінок, $x_w=30$ г/кг, що забезпечує інтенсифікацію процесів випаровування та тепломасообміну.

Зовнішні поверхні теплообмінника в моделі вважалися теплоізольованими, що еквівалентно нульовому тепловому потоку через зовнішні межі розрахункової області та відсутності теплообміну з навколишнім середовищем. Таке припущення дозволяє зосередитися на внутрішніх процесах теплопередачі та масопереносу та виключити вплив зовнішніх теплових втрат на результати чисельного аналізу.

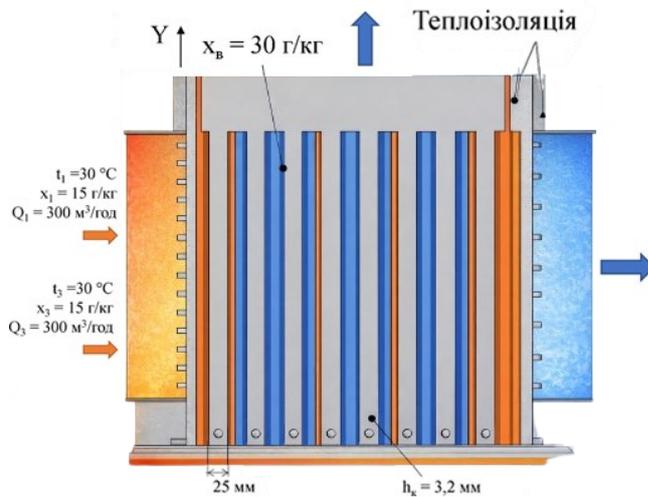


Рис. 7. Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу циклу Майсоценка і граничні умови моделювання

На основі результатів чисельного аналізу процесів тепломасообміну та гідродинаміки у розрахунковій моделі розроблено нову конструктивно-технологічну схему теплообмінника побічно-випарного типу, що враховує виявлені закономірності розподілу температурних і концентраційних полів, а також особливості організації повітряних потоків. Запропонована конструкція спрямована на підвищення інтенсивності теплопередачі та зменшення аеродинамічних втрат за рахунок оптимізації геометрії каналів і структури теплообмінної поверхні. Загальний вигляд розробленої конструкції наведено на рис. 8.

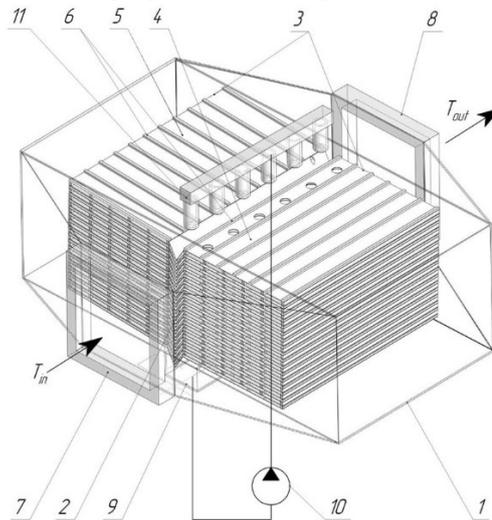


Рис. 8. Конструкція повітряного теплообмінника побічно-випарного типу

Розроблений повітряний теплообмінник побічно-випарного типу конструктивно виконаний у вигляді термоізованого корпусу 1, у внутрішньому об'ємі якого розміщена теплообмінна матриця 2 (рис. 8). Корпус має прямокутну просторову конфігурацію та виготовлений з теплоізоляційного матеріалу, що мінімізує зовнішні теплові втрати. Розбірна конструкція корпусу забезпечує зручний доступ до внутрішніх елементів під час монтажу, технічного обслуговування та експлуатації апарату.

Теплообмінна матриця 2 виконана у вигляді багатошарового пластинчастого пакета, сформованого з паралельно розміщених пластин 3. Пластини виготовлені з листового матеріалу з функціонально різними властивостями поверхонь, що дозволяє реалізувати сухі та змочувані ділянки теплообмінної поверхні в межах єдиної конструкції. Така архітектура забезпечує ефективну теплопередачу між повітряними потоками при збереженні масонепроникності між сухою та вологою зонами.

Між пластинами 3 сформовано систему сухих каналів 4 та змочуваних каналів 5, які утворюються за допомогою розділювальних елементів 6. Розділювальні елементи в суміжних шарах розташовані взаємно перпендикулярно, що забезпечує перехресну організацію руху повітряних потоків та інтенсифікацію теплообміну за рахунок просторового перерозподілу температурних градієнтів.

У корпусі теплообмінника передбачено вхідний повітряний отвір 7 та систему вихідних отворів 8 для відведення оброблених повітряних потоків. У нижній частині корпусу розміщено ємність для води 9, з'єднану з насосом 10, що забезпечує подачу рідини до верхньої частини теплообмінної матриці. Для формування рівномірної водяної плівки у змочуваних каналах у верхній зоні встановлено крапельний розподільник 11, який забезпечує однорідне зрошення поверхонь пластин.

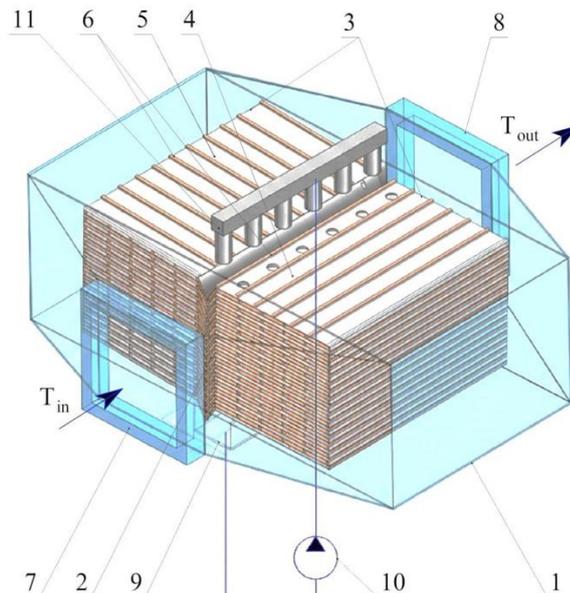


Рис. 9. Принцип роботи теплообмінника побічно-випарного типу

Принцип функціонування розробленого теплообмінника базується на реалізації процесів непрямого випарного охолодження з перехресною організацією руху повітряних потоків та передачею теплоти через теплопровідні, але масонепроникні стінки пластин (рис. 9).

Під час роботи вхідне повітря T_{in} подається у корпус 1 через вхідний отвір 7 та надходить у теплообмінну матрицю 2, де розподіляється між сухими каналами 4 та змочуваними каналами 5. Повітря, що рухається по сухих каналах, контактує з водонепроникною поверхнею пластин 3 та не взаємодіє безпосередньо з рідкою фазою. Охолодження у сухих каналах здійснюється за рахунок теплопередачі через пластини до суміжних змочуваних каналів.

У змочуваних каналах подається допоміжний повітряний потік, який рухається вздовж поверхонь пластин, покритих тонкою водяною плівкою. Подача води з ємності 9 за допомогою насоса 10 до крапельного розподільника 11 забезпечує рівномірне зволоження поверхні та формування стабільної плівки, необхідної для інтенсифікації процесів випаровування.

Унаслідок випаровування у змочуваних каналах відбувається поглинання прихованої теплоти, яка передається із сухих каналів через теплообмінні пластини. Це призводить до зниження температури повітря у сухих каналах без збільшення його вологовмісту, що є принциповою перевагою побічно-випарної схеми охолодження.

Після проходження теплообмінної матриці охоложене повітря T_{out} відводиться через вихідні отвори 8 та може використовуватися як повітря продукту. Повітря зі змочуваних каналів, збагачене водяною парою, також відводиться з теплообмінника, завершуючи цикл тепломасообмінного процесу.

Аналіз просторових розподілів температури, наведених на рис. 10-11, свідчить про наявність вираженої неоднорідності охолодження повітряного потоку у сухих каналах теплообмінника. Для досліджуваних режимів встановлено, що різниця між локальними температурами на виході з окремих секцій досягає приблизно $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, що вказує на нерівномірний характер теплової взаємодії вздовж теплообмінної матриці.

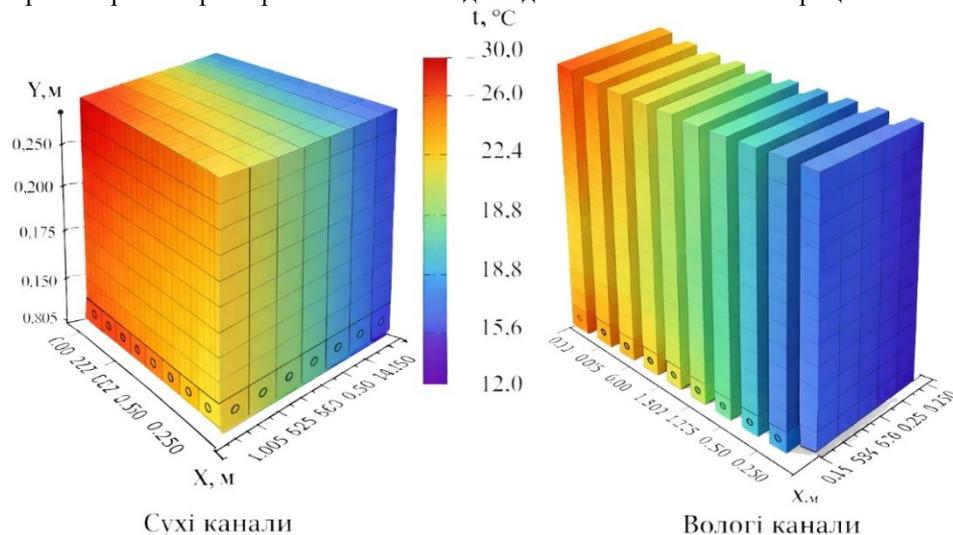


Рис. 10. Просторовий розподіл температурного поля в перехресному теплообміннику непрямого випарного охолодження

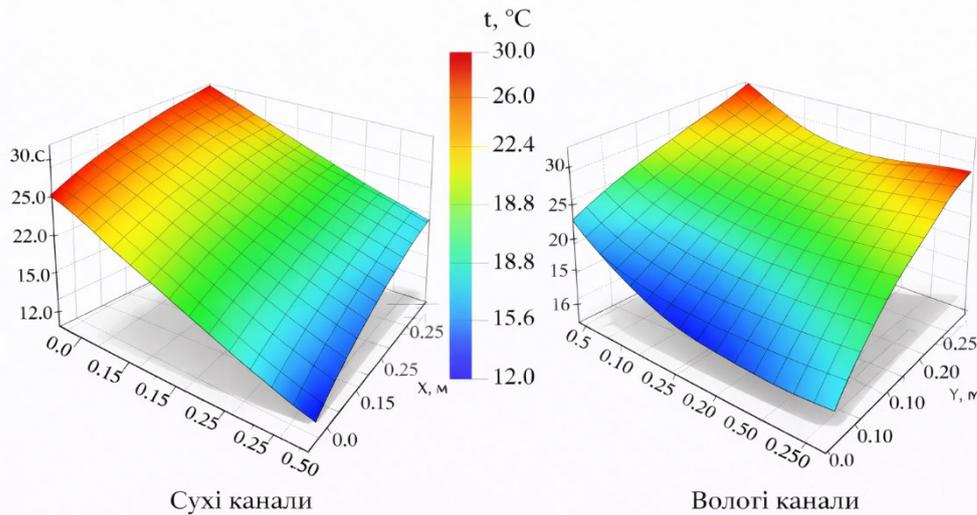


Рис. 11. Тривимірне представлення температурного поля в побічно-випарному теплообміннику

У змочуваних каналах спостерігається ще більш виражена просторово-часова неоднорідність температурних полів, що зумовлено інтенсивними процесами випаровування та зміною локальних умов тепломасообміну вздовж довжини каналу. Для розглянутих умов характерною є тенденція зниження температури робочого повітря на початковій ділянці змочуваного каналу з подальшим її зростанням у кінцевій частині, що пов'язано зі зменшенням термодинамічного потенціалу випаровування та поступовим насиченням повітряного потоку водяною паром.

У сухих каналах, навпаки, простежується зменшення температури повітря у напрямку до виходу з теплообмінника, що підтверджує ефективну передачу теплоти через теплообмінні пластини до суміжних змочуваних каналів. Таким чином, отримані температурні поля відображають складну просторову структуру процесів теплопередачі та підтверджують необхідність оптимізації організації потоків для забезпечення більш рівномірного теплового режиму по всій довжині апарата.

Для аналізу гідродинамічної структури течії побудовано векторне поле швидкостей у каналах теплообмінника (рис. 12). Отримані результати свідчать про наявність градієнтів швидкості вздовж осі руху потоку, зокрема у змочуваних каналах, де спостерігається поступове зменшення локальної швидкості повітря у напрямку потоку. Така поведінка зумовлена рівномірним розташуванням перфораційних отворів та однаковою площею їх поперечного перерізу, що призводить до нерівномірного перерозподілу масової витрати між каналами.

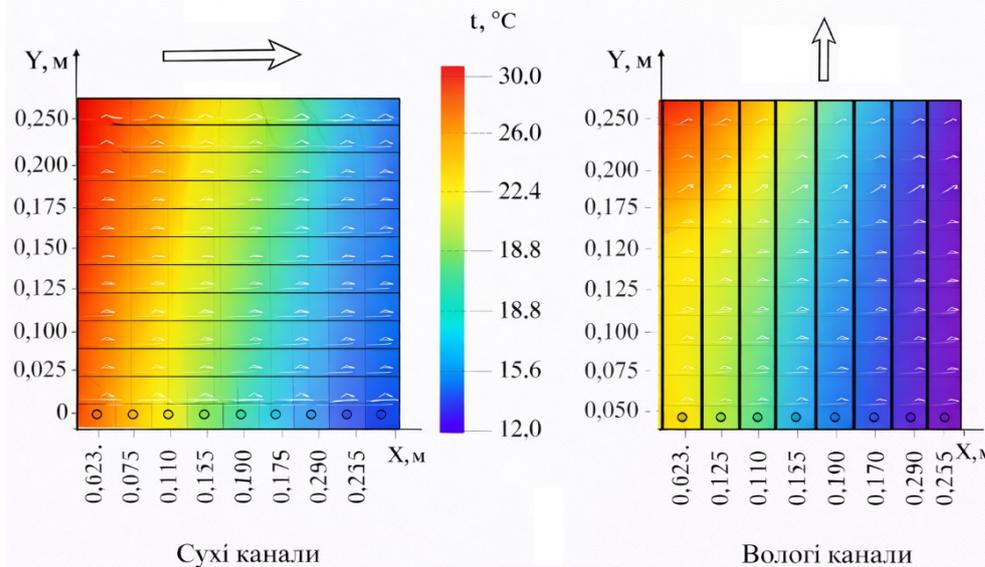


Рис. 12. Чисельне представлення векторного поля швидкостей у перехресному теплообміннику непрямого випарного охолодження

З позицій інтенсифікації тепломасообміну та зниження локальних нерівномірностей доцільним є конструктивне коригування параметрів перфораційної системи. Зокрема, результати чисельного аналізу вказують на необхідність застосування отворів змінного діаметра або змінної щільності їх розташування вздовж довжини теплообмінника, що дозволить забезпечити більш рівномірний розподіл швидкостей у змочуваних каналах та підвищити однорідність теплового навантаження по теплообмінній поверхні.

Отримані результати підтверджують, що гідродинамічна організація потоків є одним із визначальних факторів ефективності побічно-випарного теплообмінника, а оптимізація параметрів перфорації та геометрії

каналів є перспективним напрямом для подальшого підвищення теплотехнічних характеристик розробленої конструкції.

Просторовий розподіл абсолютної вологості повітряного потоку у теплообміннику наведено на рис. 13. Отримані результати підтверджують принципову відмінність умов масопереносу у сухих та змочуваних каналах.

У сухих каналах абсолютна вологість повітря практично не змінюється вздовж довжини теплообмінника та зберігається на рівні вхідного значення, що відповідає умовам відсутності прямого контакту повітряного потоку з рідкою фазою та масонепроникності теплообмінної поверхні. Це підтверджує коректність реалізації побічної схеми випарного охолодження, за якої основний повітряний потік охолоджується без зволоження.

У змочуваних каналах, навпаки, спостерігається інтенсивне зростання абсолютної вологості внаслідок випаровування води з поверхні плівки. Для досліджуваних умов значення абсолютної вологості робочого повітря у змочуваних каналах зростає з початкового рівня до приблизно 22-23 г/кг, що відповідає активному процесу масопереносу та наближенню повітряного потоку до стану часткового насичення.

Слід підкреслити, що підвищення вологості відбувається виключно у робочому повітряному потоці, який проходить змочувані канали та виводиться з теплообмінника окремо. Основний повітряний потік, що проходить сухі канали та використовується як охоложене повітря продукту, зберігає практично незмінний вологовміст. Таким чином, отримані результати підтверджують ефективну реалізацію непрямого випарного охолодження з розділенням теплового та масового переносу між повітряними потоками.

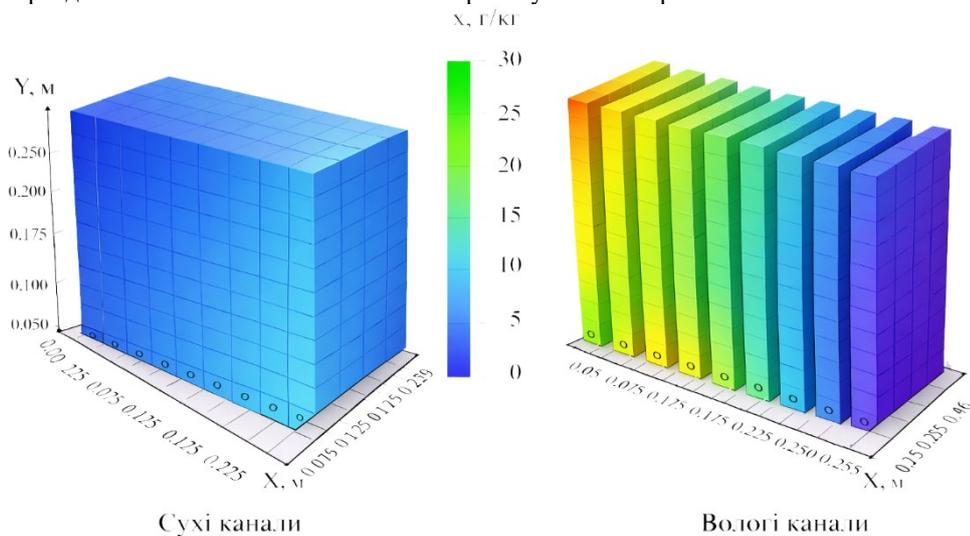


Рис. 13. Тривимірне представлення розподілу абсолютної вологості у теплообміннику побічно-випарного типу

З метою експериментальної перевірки достовірності розробленої фізико-математичної моделі та підтвердження практичної ефективності запропонованої конструкції теплообмінника побічно-випарного типу, на основі результатів тривимірного комп'ютерного проектування було виготовлено експериментальний зразок апарата. Геометричні параметри та конструктивні елементи прототипу повністю відповідають розрахунковій моделі, що забезпечує коректність порівняння результатів чисельного та експериментального досліджень.

Розроблений експериментальний зразок інтегровано у спеціалізовану лабораторну установку, призначену для дослідження процесів теплопередачі, масопереносу та гідродинаміки у побічно-випарних теплообмінниках. Конфігурація експериментальної установки забезпечує можливість незалежного регулювання витрат повітря у сухих та змочуваних каналах, температурно-вологісних параметрів на вході, а також інтенсивності зрошення, що дозволяє відтворювати широкий діапазон режимів роботи.

Експериментальний стенд обладнаний автоматизованою комп'ютерною системою збору та обробки даних, що забезпечує синхронну реєстрацію температури, вологості, витрат повітря та перепадів тиску у характерних перерізах теплообмінника. Це дозволяє отримувати просторово та часово узгоджені експериментальні дані та здійснювати кількісне порівняння з результатами чисельного моделювання.

Загальний вигляд експериментальної установки та лабораторного стенда наведено на рис. 14 та рис. 15 відповідно. Представлені елементи експериментальної бази забезпечують можливість комплексної валідації чисельної моделі та обґрунтованої оцінки теплотехнічних і масообмінних характеристик розробленого теплообмінника.

Проведені експериментальні дослідження підтвердили працездатність розробленої конструкції теплообмінника побічно-випарного типу та коректність обраних конструктивних і технологічних рішень. Отримані експериментальні дані свідчать про стабільну реалізацію процесів теплопередачі та масопереносу у досліджуваному апараті, а також про відтворюваність основних режимів роботи, передбачених у чисельній моделі.



Рис. 14. Експериментальна установка для дослідження процесів тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу



Рис. 15. Експериментальний стенд для дослідження процесів тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу з автоматизованою комп'ютерною системою збору та обробки даних

Порівняння експериментально вимірених температурних і вологісних характеристик з результатами чисельного моделювання показало задовільну узгодженість між розрахунковими та експериментальними даними у межах допустимих інженерних похибок. Це підтверджує адекватність розробленої фізико-математичної моделі та коректність реалізованих чисельних алгоритмів для опису сполучених процесів тепломасообміну у побічно-випарних теплообмінниках.

Висновки

1. Сформовано фізико-математичну постановку задачі тепломасообміну в повітряному теплообміннику побічно-випарного типу, що базується на рівняннях збереження маси, імпульсу та енергії і враховує сумісний внесок відчутного теплообміну та прихованої теплоти фазового переходу у змочуваних каналах. Визначено систему допущень, а також початкові та граничні умови, необхідні для чисельної реалізації моделі та відтворення робочих режимів апарата.

2. Розроблено чисельну методика дослідження тепломасообмінних процесів у каналах теплообмінної матриці із врахуванням перерозподілу та змішування робочих повітряних потоків. Запропонована алгоритмічна схема забезпечує можливість розрахунку локальних температурних і концентраційних полів у сухих та змочуваних каналах і покладена в основу CFD-моделювання у програмному середовищі STAR-CCM+.

3. За результатами чисельного моделювання отримано просторові розподіли температури, абсолютної вологості та векторного поля швидкостей у характерних зонах теплообмінника. Встановлено наявність неоднорідності теплового режиму по довжині каналів і градієнтів швидкості у змочуваних каналах, що вказує на визначальний вплив гідродинамічної організації потоку на інтенсивність тепломасообміну. На основі аналізу полів обґрунтовано доцільність конструктивної оптимізації системи перерозподілу повітря (зокрема параметрів перфорації) для вирівнювання швидкісного профілю та підвищення однорідності теплового навантаження теплообмінної поверхні.

4. Показано, що у межах побічно-випарної схеми основний повітряний потік у сухих каналах зберігає практично сталий вологовміст, тоді як підвищення абсолютної вологості відбувається переважно у робочому потоці, що проходить змочувані канали. Це підтверджує коректність реалізації принципу непрямого випарного охолодження з розділенням теплового та масового переносу між потоками.

Література

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. 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. Vol. 16. P. 6823-6850.
3. Riangvilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*. 2010. Vol. 42. P. 637-644.
4. Яропуд В.М. Дослідження процесу функціонування та оптимізація конструктивно-технологічних параметрів тритрубного рекуператора. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2020. № 1 (108). С. 142-150.
5. Gunko I., Hraniak V., Yaropud V., Kupchuk I., Rutkevych V. Optical sensor of harmful air impurity concentration. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2021. Vol. 97, № 7. P. 76-79. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2021.07.15>
6. 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
7. 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.
8. 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.
9. Agency I. E. Transition to Sustainable Buildings: Clean Energy Solutions Center Book Launch. 2013.
10. Anisimov S., Pandelidis D. Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 84. P. 974-989.
11. Яропуд В.М. Експериментальні дослідження вентиляційної системи нагнітання чистого повітря. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки*. 2024. № 4 (333). С. 251-258. DOI: 10.31891/2307-5732-2024-339-4-40
12. Яропуд В.М. Експериментальні дослідження повітряного теплообмінника побічно-випарного типу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024. № 2 (113). С. 55-65. DOI: 10.37128/2306-8744-2024-2-6
13. Гончарук І.В., Яропуд В.М., Алієв Е.Б., Купчук І.М. Патент на корисну модель. Адаптивний тритрубний теплоутилізатор. № 148273 Україна, МПК F24F 3/052 (2006.01); F24F 7/04 (2006.01); № u202101276; заяв. 15.03.2021; опубл. 21.07.2021, Бюл. № 29.
14. Yaropud V. Experimental studies of the air flow heating process in a vertical soil heat exchanger. *Machinery, energy, transport, agro-industrial complex*. 2024. № 2 (125). P. 83-90. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-2-9
15. Yaropud V. Experimental studies of the ventilation system for the intake of contaminated air. *Scientific Journal of TNTU*. 2024. Vol. 116, № 4. P. 100-110. DOI: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.04.100
16. Yaropud V. Algorithm of operation of the mechatronic system for providing microclimate of pigsties. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2024. Vol. 3 (126). P. 36-47. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-3-4

References

1. Kaletnik H.M. (2019). Perspektyvy pidvyshchennia enerhetychnoi avtonomii pidpriemstv APK v ramkakh vykonannia enerhetychnoi stratehii Ukrainy. *Visnyk aharnoї nauky Prychornomoria*. Vol. 4. P. 90-98. [in Ukrainian].
2. 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*. Vol. 16. P. 6823-6850. [in United Kingdom].
3. Riangvilaikul B., Kumar S. (2010). An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*. Vol. 42. P. 637-644. [in Netherlands].
4. Yaropud V.M. (2020). Doslidzhennia protsesu funktsionuvannia ta optyimizatsiia konstruktyvno-tekhnolohichnykh parametriv trytrubnoho rekuperatora. *Tekhnika, enerhetyka, transport APK*. No. 1 (108). P. 142-150. [in Ukrainian].
5. Gunko I., Hraniak V., Yaropud V., Kupchuk I., Rutkevych V. (2021). Optical sensor of harmful air impurity concentration. *Przegląd Elektrotechniczny*. Vol. 97, No. 7. P. 76-79. [in Poland].
6. Yaropud V. (2021). Analytical study of the automatic ventilation system for the intake of polluted air from the pigsty. *Scientific Horizons*. Vol. 24, No. 3. P. 19-27. [in Ukraine].
7. Kaletnik H.M., Yaropud V.M. (2021). Fyzyko-matematychna model ventylatsiinoi systemy nahnitannia chystoho povitria u tvarynnytskykh prymishchenniakh. *Tekhnika, enerhetyka, transport APK*. No. 3 (114). P. 4-15. [in Ukrainian].
8. Kaletnik H.M., Yaropud V.M. (2021). Teoretychni doslidzhennia pnevmovtrat povitrianoho teploobminnyka pobichno-vyparnoho typu tvarynnytskykh prymishchen. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Vol. 12, No. 4. P. 35-41. [in Ukraine].
9. International Energy Agency. (2013). *Transition to Sustainable Buildings: Clean Energy Solutions Center Book Launch*. [in France].
10. Anisimov S., Pandelidis D. (2015). Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 84. P. 974-989. [in United Kingdom].
11. Yaropud V.M. (2024). Eksperymentalni doslidzhennia ventylatsiinoi systemy nahnitannia chystoho povitria. *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Seriya: tekhnichni nauky*. No. 4 (333). P. 251-258. [in Ukrainian].
12. Yaropud V.M. (2024). Eksperymentalni doslidzhennia povitrianoho teploobminnyka pobichno-vyparnoho typu. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh*. No. 2 (113). P. 55-65. [in Ukrainian].
13. Honcharuk I.V., Yaropud V.M., Aliiev E.B., Kupchuk I.M. (2021). Patent na korysnu model. Adaptivnyi trytrubnyi teploutylizator. No. 148273 Ukraine. [in Ukrainian].
14. Yaropud V. (2024). Experimental studies of the air flow heating process in a vertical soil heat exchanger. *Machinery, Energy, Transport, Agro-Industrial Complex*. No. 2 (125). P. 83-90. [in Ukraine].
15. Yaropud V. (2024). Experimental studies of the ventilation system for the intake of contaminated air. *Scientific Journal of TNTU*. Vol. 116, No. 4. P. 100-110. [in Ukraine].
16. Yaropud V. (2024). Algorithm of operation of the mechatronic system for providing microclimate of pigsties. *Technology, Energy, Transport AIC*. Vol. 3 (126). P. 36-47. [in Ukraine].