

## ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 628.165

## Експериментальне дослідження оптимальної продуктивності плівкового зволожувача для термічної системи опріснення

В.В. Середа<sup>1</sup>, Ян Лю<sup>2</sup>, Т.Л. Подстєвая<sup>3</sup>✉<sup>1-3</sup>Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», вул. Політехнічна, 6, Київ, 03056, Україна✉ e-mail: <sup>3</sup>t.podstievaia@kpi.uaORCID: <sup>1</sup><https://orcid.org/0000-0002-4645-3123>; <sup>2</sup><https://orcid.org/0000-0001-9535-4984>;<sup>3</sup><https://orcid.org/0009-0000-5919-3650>

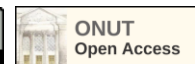
У статті наведені особливості низькопотенційного термічного опріснення води за допомогою технології зволоження та осушення повітря. Розглянуто класифікацію, переваги і недоліки зволожувачів – тепломасообмінних апаратів, у яких водяна пара із солоного джерела частково випаровується у повітряний потік. Обґрунтовано необхідність подальших досліджень оптимальних конструкцій зволожувачів. Проведено експериментальне дослідження гідродинаміки, тепло- та масообміну зволожувача плівкового типу – вертикальної акрилової трубки висотою 2 м і діаметром 26 мм. Діапазон експериментальних змінних встановлено таким чином: витрата повітря становить 7,4...35 кг/год, витрата води – 10...80 кг/год, температура води на вході – 28...59 °С, втрати тиску повітря – 19...324 Па, втрати тиску води – 22,3 кПа та теплота, підведена в нагрівачі, – 90...554 Вт. Визначено оптимальні режимні параметри для отримання максимальних показників продуктивності і енергетичної ефективності системи зволоження-осушення повітря. Встановлено, що найбільш ефективний режим досягається за поверхневої фазової швидкості 0,34, коефіцієнта масової витрати 2 та температурі води 60 °С. Такі показники дають змогу досягти максимальної швидкості випаровування – 642 кг/(м<sup>3</sup>·год). Проведено порівняння енергетичної ефективності плівкового теплообмінника з іншими поширеними конструкціями зволожувачів. Показано, що плівковий зволожувач забезпечує найвищий рівень випаровування (більше 500 кг/м<sup>3</sup>·год) за однакових коефіцієнтів масових витрат та температури води, маючи при цьому найменші втрати тиску по воді (22,3 кПа) і повітрю (25 Па/м). Застосування прямого контактного теплообмінника плівкового типу сприяє зниженню споживання електричної енергії, необхідної для циркуляції води та повітря в опріснювальній системі, без зменшення її продуктивності.

**Ключові слова:** Енергетична ефективність; Зволоження-осушення повітря; Контактний теплообмінник; Термічне опріснення.

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v61i1.3135>

© The Author(s) 2025. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

## 1. Вступ

У наш час нестача прісної води стала однією з основних глобальних проблем, що серйозно впливає на соціально-економічну стабільність і порушує екологічну рівновагу в багатьох частинах світу. Через стрімке зростання чисельності населення,

активну урбанізацію та зміни клімату потреба у воді постійно зростає, тоді як запаси доступних природних ресурсів залишаються обмеженими [1]. За даними ООН, понад два мільярди людей мешкають у зонах, де дефіцит води є особливо критичним, що робить технології опріснення перспективним рішенням для забезпечення населення питною

водою [2].

Серед методів термічного опріснення значну увагу привертає технологія зволоження та осушення повітря (humidification-dehumidification, HDH), яка може суттєво знизити навантаження на традиційні джерела води та стати стабільним джерелом водопостачання для регіонів із сухим кліматом або прибережних територій. HDH-системи вирізняються відносною простотою конструкції та не вимагають складного технічного обслуговування. Основним недоліком цих установок є висока потреба в тепловій енергії для видалення солей з морської води. У зв'язку з цим зростає зацікавлення у використанні відновлюваних джерел енергії, зокрема сонячної, як альтернативи традиційним енергоресурсам при впровадженні HDH-технологій [3].

Принципова схема термічної установки для опріснення, що функціонує на основі принципу зволоження-осушення повітря, наведено на рисунку 1.

Солона вода подається за допомогою насоса до осушувача, де вона циркулює всередині труб і нагрівається завдяки передачі тепла від вологого повітря. У той же час повітря, проходячи через міжтрубний простір, охолоджується, внаслідок чого відбувається його осушення. Після цього солонна вода спрямовується до нагрівача, де її температура підвищується до заданої, зазвичай до 60 °С.

Паралельно атмосферне повітря за допомогою вентилятора подається до зволожувача. У ньому повітря нагрівається та насичується вологою під час прямого контакту з гарячою солонною водою, яка подається з нагрівача. Для покращення процесу тепло- і масообміну гаряча вода може розпоршуватись через спеціальні форсунки. Частина цієї води випаровується в повітря, а надлишок у вигляді концентрованого розсолу виводиться з нижньої частини зволожувача. На виході із зволожувача повітря, насичене водяною парою, може досягати значення відносної вологості 100 %.

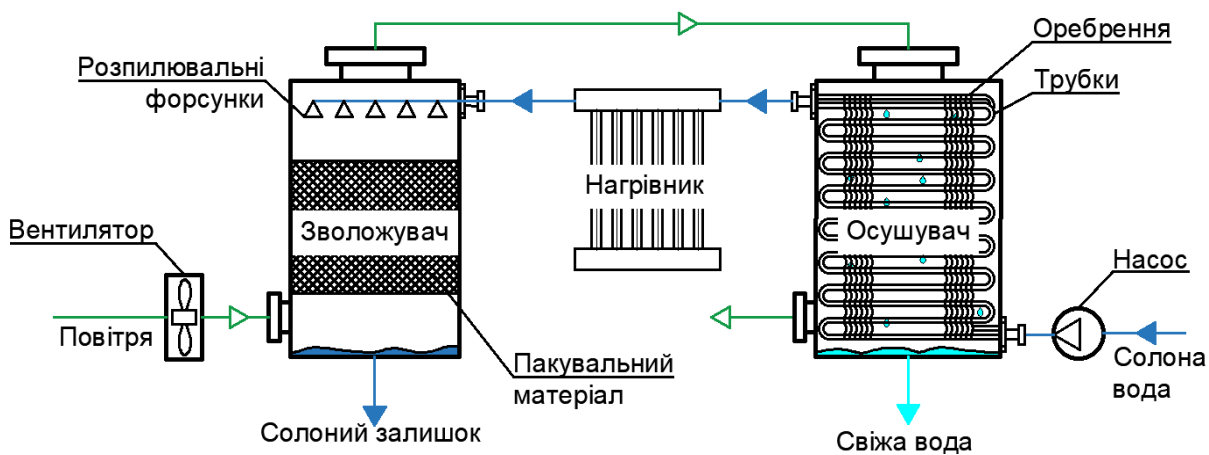


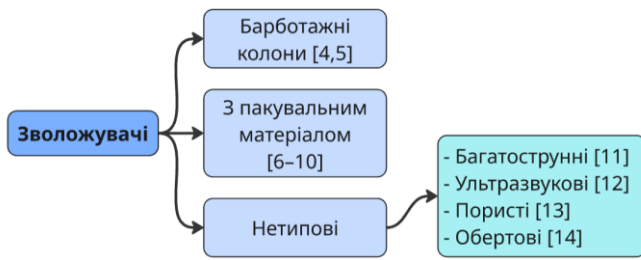
Рисунок 1 – Система опріснення, що працює за принципом зволоження-осушення повітря

Далі вологе повітря надходить до осушувача, де відбувається конденсація водяної пари, що дозволяє отримати прісну воду. Після цього охолоджене повітря викидається у навколишнє середовище.

Ключовими елементами будь-якої HDH-системи є два основні теплообмінні пристрої – зволожувач і осушувач (див. рис. 1). Осушувач виконує функцію вилучення вологи з повітря шляхом її конденсації, що дозволяє отримувати необхідний об'єм прісної води. Найчастіше в ролі осушувачів застосовують поверхневі теплообмінники рекуперативного типу, зокрема змійовикові конструкції або теплообмінники з оребреними повітряними каналами. Розрахунок площі теплообмінної поверхні осушувача здійснюється виходячи

з умови повного конденсування тієї кількості водяної пари, яка була поглинута повітрям у зволожувачі.

Зволожувач являє собою контактний апарат тепломасообміну, в якому вода з морського або солонного джерела частково випаровується у повітряний потік. Ефективність роботи HDH-системи значною мірою залежить від об'єму водяної пари, що вбирається повітрям у цьому апараті. Відтак, підвищення інтенсивності тепло- та масообмінних процесів у зволожувачах є одним із ключових напрямів у сфері експериментальних досліджень HDH-технологій. На рисунку 2 подано основні типи контактних теплообмінників, які можуть виконувати функцію зволожувачів.



**Рисунок 2** – Типи зволожувачів, які застосовують у HDH-системах

## 2. Аналіз літературних джерел

Як свідчить аналіз джерел, найбільш поширеними типами зволожувачів у складі HDH-систем є теплообмінники з пакувальним (насадковим) матеріалом та барботажні пристрої. Барботери демонструють найвищу термодинамічну ефективність [4,5], однак мають суттєві недоліки – високий рівень аеродинамічного опору (понад 10 кПа) та обмеження їхньої об’ємної продуктивності, що сприяє збільшенню питомих витрат електроенергії (specific energy consumption, SEC).

Теплообмінники, заповнені пакувальним матеріалом [6-10], характеризуються ефективним тепломасообміном завдяки великій площі контакту фаз, а також порівняно незначними втратами тиску по повітряному каналу (в межах 10...100 Па). Водночас їх експлуатація передбачає високої витрати солоні води (mass flow rate ratio,  $MR > 1$ ). Крім того, для забезпечення тонкодисперсного розпилення у форсунках необхідна подача води під значним тиском, що призводить до підвищення енергоспоживання насосного обладнання, а отже – і зростання величини SEC.

До переваг струнного зволожувача [11] належать низький опір повітряному потоку та висока інтенсивність тепломасообміну. Проте такі показники були досягнуті при температурі води близько 90 °C, що в умовах реальної експлуатації є мало-ефективним через ризик утворення сольових відкладень у вузлах HDH-системи. Незважаючи на деяку складність конструкцій, інші нетипові зволожувачі [12-14] демонструють продуктивність, зрівняну з ефективністю моделей із пакувальним матеріалом. Водночас пристрої, що базуються на ультразвуковому розпиленні [13] або використовують обертові насадки [14], характеризуються підвищеним споживанням електроенергії.

Відсутність достатньої кількості даних щодо гідравлічних втрат як по воді, так і по повітря,

ускладнює комплексну оцінку існуючих типів зволожувачів. Це, своєю чергою, не дає змоги обґрунтовано визначити їхню економічну доцільність і ексергетичну ефективність, що підкреслює потребу в подальших дослідженнях, спрямованих на пошук оптимальних конструкцій.

Мета дослідження – розробити та експериментально обґрунтувати конструкцію плівкового зволожувача у вигляді вертикальної трубки з внутрішньою активною зоною тепломасообміну, визначити його оптимальні режимні параметри для забезпечення максимальної продуктивності й енергоефективності. Порівняти ефективність запропонованого теплообмінника прямого контакту з іншими відомими типами зволожувачів.

## 3. Об’єкт, предмет і методи дослідження

Об’єкт дослідження: Системи термічного опіснення за технологією зволоження-осушення повітря, зокрема процеси тепло- та масообміну у зволожувачах.

Предмет дослідження: Плівковий зволожувач у вигляді вертикальної трубки: його режимні параметри роботи та показники продуктивності й енергоефективності.

Методи дослідження: Науково-методичну основу дослідження становив експериментальний метод. Дослідження проводилися в лабораторних умовах шляхом вимірювання основних параметрів роботи плівкового зволожувача, зокрема температури, вологості, витрат повітря та води. Обробка отриманих експериментальних даних здійснювалася з використанням з використанням пакетів прикладних програм AutoCAD та Microsoft Excel.

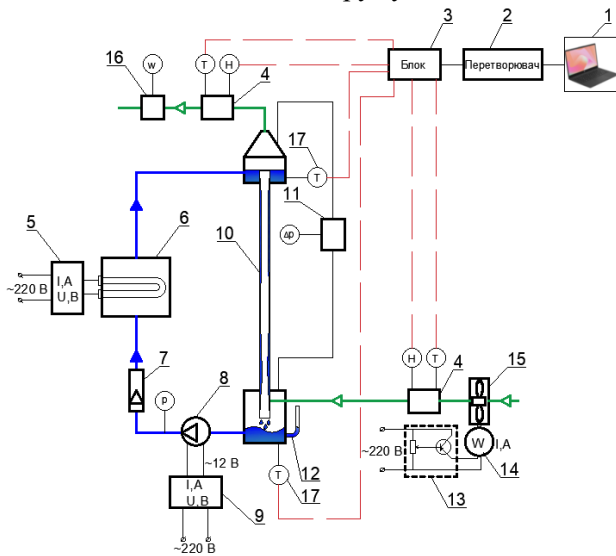
### 3.1. Конструктивні особливості установки

Принципова схема установки з плівковим зволожувачем показана на рис. 3. Установка має відкритий повітряний контур і закритий водяний контур. Основними частинами установки є зволожувач 10, нагрівник води 6, насос 8, вентилятор 15, система регулювання та вимірювання необхідних параметрів. Загальний вигляд установки наведено на рис. 4.

Установка працює наступним чином. Зволожувач 10 являє собою прозору акрилову трубку довжиною 2 м та внутрішнім діаметром 26 мм, закріплену між двома резервуарами. Верхній резервуар наповнюється водою за допомогою насоса

8 і забезпечує рівномірне стікання плівки рідини по внутрішній поверхні зволожувача 10. З трубки вода стікає у нижній резервуар. Фіксація рівня води у нижньому резервуарі проводилася за допомогою п'єзометра 12. З нижнього резервуару вода мембранним насосом 8 подається до верхнього резервуару для проходження повного циклу. Плавне регулювання витрати води здійснюється лабораторним блоком живлення 9 за рахунок зміни вхідної до насоса сили струму (0-6 А) і напруги (0-24 В). Для підвищення температури води до потрібного значення використовується проточний електричний нагрівник 6. Необхідна потужність нагрівника встановлюється регулятором 5.

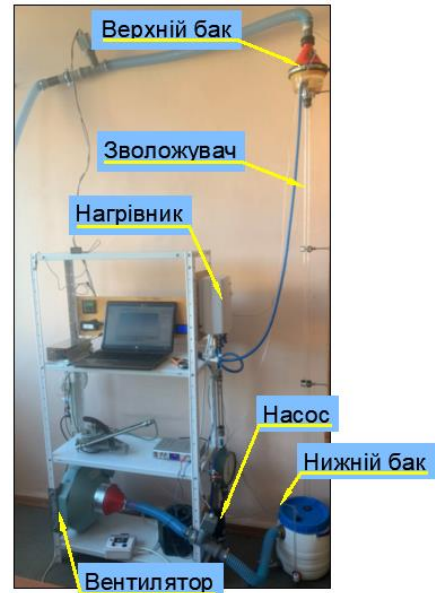
Повітря з навколишнього середовища вентилятором 15 подається до зволожувача 10 через нижній резервуар, піднімається вгору та з верхнього резервуару видаляється в навколишнє середовище. Під час тепломасообміну між повітрям і стікаючою плівкою рідини в трубці, повітря нагрівається і зволожується, а вода – охолоджується. Швидкість повітря в зволожувачі регулюється зміною вхідної напруги на вентиляторі у межах 0-220 В за допомогою автотрансформатора 13. Вимірювання встановленої потужності вентилятора проводилося цифровим багатофункціональним лічильником змінного струму 14.



**Рисунок 3** – Схема експериментальної установки:

1 – Ноутбук; 2 – Перетворювач інтерфейсів RS485/USB; 3 – Вимірювач восьмиканальний; 4 – Перетворювач відносної вологості та температури повітря; 5 – Регулятор потужності із термодатчиком; 6 – Проточний водонагрівник; 7 – Ротаметр; 8 – Мембранний насос; 9 – Лабораторний блок живлення з плавним регулюванням вихідних параметрів за рахунок потенціометрів

струму і напруги 0-24 В, 6 А із цифровим електронним вимірювачем; 10 – Експериментальний зволожувач; 11 – Мікроманометр із похилою трубкою; 12 – П'єзометр; 13 – Лабораторний автотрансформатор регульований; 14 – Цифровий багатофункціональний лічильник змінного струму; 15 – Вентилятор; 16 – Анемометр, 17 – Датчик температури Pt1000.



**Рисунок 4** – Фотографія експериментальної установки

### 3.2. Вимірювальна система

Для вимірювання значень необхідних параметрів в експериментальну установку інтегровані наступні прилади. До водяного контуру під'єднано ротаметр 7 для вимірювання об'ємної витрати води. Напір насоса вимірювався манометром. Швидкість повітря на виході з зволожувача вимірювалася анемометром 16. Загальний перепад тиску повітря у зволожувачі фіксувалися мікроманометром 11. Температури води на вході і виході з зволожувача вимірювалися термопарами 17. Температури та відносні вологості повітря на вході і виході з зволожувача вимірювалися за допомогою цифрових перетворювачів 4. Всі значення температур і відносної вологості у режимі реального часу передавалися в програму на ноутбук 1, через послідовно встановлені восьмиканальний вимірювач 3 та перетворювач інтерфейсів 2. Атмосферний тиск вимірювався барометром. Технічні характеристики та похибки вимірювань для всіх приладів наведені в Таблиці 1. Діапазон зміни умов експлуатації наведено в таблиці 2.

**Таблиця 1** – Специфікація вимірювальних приладів

Прилад	Параметр	Діапазон	Точність
Цифровий перетворювач ДВТ-303	Температура повітря	-35...80 °С	±0,4°С
	Відносна вологість повітря	0...100%	±3%
Термопара Pt1000	Температура води	-40...270 °С	±(0,3+0.005t)°С
Ротаметр РМ-0.1 ЖУЗ	Витрата води	до 100 л/год	±2,5 л/год
Ротаметр РМ-0.04 ЖУЗ	Витрата води	до 40 л/год	±1 л/год
Анемометр testo 410i	Швидкість повітря	0,4...30 м/с	±0.2 м/с ±2% від вим.зн.
Мікроманометр	Перепад тиску повітря	до 600 Па	± 3 Па
Манометр МТІ-1218	Напір насосу	до 60 кПа	±0,6 кПа
Барометр БАММ-1	Атмосферний тиск	80...106 кПа	±0,2 кПа
Одноканальний вихідний блок живлення постійного струму	Потужність нагрівача	0...30 А	±0,01 А
		50...300 В	±0,1 В
Цифровий багатофункціональний вимірювач	Потужність вентилятора	до 4,5 кВт	±1%
	Потужність насосу		
Штангенциркуль	Діаметр трубки	150 мм	±0,1 мм
Рулетка	Висота трубка	до 3 м	±1,3 мм

**Таблиця 2** – Виміряні експериментальні змінні

Параметр	Діапазон	Стандартна похибка
Швидкість повітря в трубці	3,3...15,2 м/с	3,3...8 %
Масова витрата води	10...80 кг/год	3,1...9,6 %
Перепад тиску повітря у зволожувачі	19...324 Па	1...15 %
Температура повітря на вході до зволожувача	24...29 °С	2%
Вологість повітря на вході до зволожувача	≈65%	4,7%
Температура повітря на виході з зволожувача	27...48 °С	2%
Вологість повітря на виході з зволожувача	≈98%	3%
Температура води на вході до зволожувача	28...59 °С	1,3%
Температура води на виході із зволожувача	25...42 °С	1,4%
Напір насосу	22,3 кПа	2,7%
Споживана потужність вентилятора	≈7,5 Вт	1%
Споживана потужність насосу	≈1,5 Вт	1%

### 3.3. Обробка отриманих результатів

Термодинамічні властивості води та вологого повітря визначалися за допомогою бібліотеки CoolProp [15].

Масова витрата повітря на вході до експериментальної установки визначалася за формулою:

$$m_a = 0,25\pi w_a d^2 \rho_{a,in}, \quad (1)$$

де  $w_a$  – швидкість вологого повітря, м/с;  $d$  – внутрішній діаметр зволожувача, м;  $\rho_{a,in}$  – густина повітря на вході в зволожувач, кг/м<sup>3</sup>.

Швидкість рідини розраховується за формулою:

$$w_w = \frac{4m_w}{\pi d^2 \rho_{w,in}}, \quad (2)$$

де  $m_w$  – масова витрата води, кг/с;  $\rho_{w,in}$  – густина води на вході в зволожувач.

Тепловий баланс експериментального зволожувача розраховується наступним чином:

$$Q_a = Q_w. \quad (3)$$

Теплота, що підводиться до води у проточно-му нагрівнику 6 (рис.3):

$$Q_w = m_w c_{p,w,in} t_{w,in} - (m_w - \Delta\omega) c_{p,w,out} t_{w,out}, \quad (4)$$

де  $c_{p,w,in}$  – питома теплоємність води на вході в зволожувач, Дж/кг·К;  $t_{w,in}$  – температура води на вході в зволожувач, °С;  $c_{p,w,out}$  – питома теплоємність води на виході зі зволожувача, Дж/кг·К;  $t_{w,out}$  – температура води на виході зі зволожувача, °С;  $\Delta\omega$  – продуктивність зволожувача (масова витрата вологи, яка передається від гарячої води до повітря):

$$\Delta\omega = m_a (\omega_{out} - \omega_{in}), \quad (5)$$

де  $m_a$  – масова витрата повітря, кг/с;  $\omega_{out}$  – вологість повітря на виході зі зволожувача, кг/кг<sub>с.п.</sub>;  $\omega_{in}$  – вологість повітря на вході в зволожувач, кг/кг<sub>с.п.</sub>.

Загальне тепло, що передається повітрю в зволожувачі:

$$Q_a = (m_a + \Delta\omega) h_{a,out} - m_a h_{a,in}, \quad (6)$$

де  $h_{a,out}$  – питома ентальпія повітря на виході зі зволожувача, Дж/кг;  $h_{a,in}$  – питома ентальпія повітря на вході в зволожувач, Дж/кг.

Різниця між  $Q_a$  і  $Q_w$  для всіх тестів знаходиться в межах 8%.

Споживання електроенергії насосом і вентилятором для передачі 1 кг вологи повітрю розраховується наступним чином:

$$SEC = (N_{fan} + N_{pump}) / \Delta\omega, \quad (7)$$

де  $N_{fan}$  – потужність вентилятора, Вт;  $N_{pump}$  – потужність насоса, Вт.

Швидкість випаровування на одиницю об'єму зволожувача розраховується за формулою

$$ER = \Delta\omega / V_{hum}, \quad (8)$$

де  $V_{hum}$  – об'єм зволожувача, м<sup>3</sup>:

$$V_{hum} = 0,25\pi d^2 l. \quad (9)$$

де  $l$  – довжина зволожувача, м.

## 4. Результати і обговорення

### 4.1. Оптимальна витрата повітря

Відомо, що чим більша витрата повітря проходить через НДН-систему, тим вища її продук-

тивність [4, 6, 7, 8, 12, 13, 14]. Це обумовлено тим, що зі збільшенням витрати повітря відбувається інтенсифікація тепло- і масообмінних процесів у зволожувачі. Як наслідок – більше вологи буде передаватися до повітря у теплообміннику. Водночас у разі збільшення витрати повітря у вертикальних трубчастих теплообмінниках прямого контакту, стікання плівки рідини порушується і розпочинається одночасний рух води й повітря вгору. Такий режим називається «затоплення» і характеризується відриванням і віднесенням з повітряним потоком бульбашок води та стрибкоподібним зростанням гідравлічного опору [16]. Експлуатація НДН-системи за такого режиму призведе до забруднення дистилляту і збільшення затрат енергії. Експериментальні дані різних авторів свідчать, що межі початку режиму затоплення є доволі розмитими, а наявні кореляції затоплень дають значні розбіжності між собою [17].

Таким чином, у випадку використання вертикальної трубки як зволожувача постає завдання пошуку оптимальної витрати повітря, яка з однієї сторони забезпечить максимальну продуктивність НДН-системи, а з іншої – дозволить уникнути початку неефективного режиму затоплення. Для досягнення цієї мети була проведена серія експериментів, в яких вимірювалися значення повних втрат тиску за повітрям у зволожувачі залежно від різних швидкостей повітря та витрат води. Отримані результати показані на рис. 5.

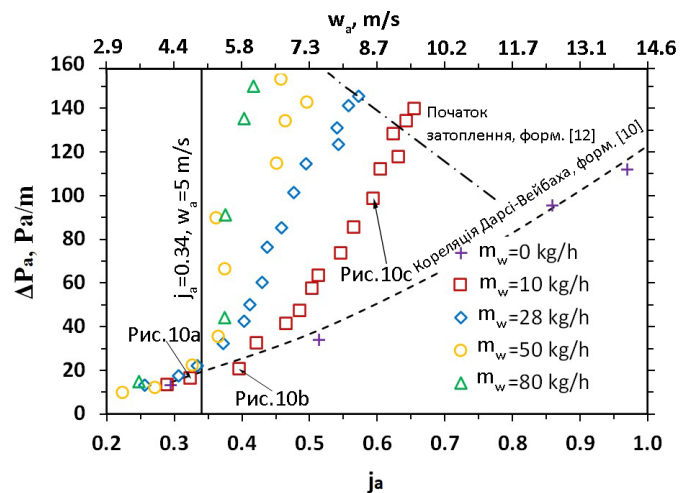


Рисунок 5 – Експериментальні значення загального перепаду тиску повітря в трубчастому зволожувачі

Як бачимо з рис. 5, експериментальні значення загального перепаду тиску повітря при однофазному потоці ( $m_w = 0$  кг/год) майже збігається (єгог ± 14%) з перепадом тиску на тертя, отриманим за

допомогою наступної кореляції Дарсі-Вейбаха:

$$\Delta P_{a,calc} = 0,5 f d^{-1} \rho_{a,in} w_{a,in}^2, \quad (10)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;  $w_{a,in}$  – швидкість вологого повітря на вході в зволожувач, м/с.

$$f = 0,3164 \text{Re}_a^{-0,25}, \quad (11)$$

$\text{Re}_a$  – число Рейнольдса для вологого повітря.

Для повітря у трубному зволожувачі втрата тиску на тертя є домінуючою. Для інженерних розрахунків значенням гідростатичної різниці тисків і втрат тиску прискорення можна знехтувати.

Ідентифікація початку режиму затоплення проводилася за умови рівності поверхневих фазових швидкостей води та повітря [18]:

$$\sqrt{j_a} = -0,439 j_w - 0,123 \sqrt{j_w} + 0,791, \quad (12)$$

де поверхневі фазові швидкості  $j_i$  (індекс  $i = a, w$  позначає повітря та рідку фазу) визначалися як

$$j_i = w_i \sqrt{\frac{\rho_{i,in}}{(\rho_{w,in} - \rho_{a,in}) dg}} \quad (13)$$

За швидкості повітря в трубці меншої за 5 м/с ( $j_a < 0,34$ ), незалежно від витрати води, загальна втрата тиску повітря дорівнює втратам тиску однофазного потоку. За таких параметрів плівка рідини стікає майже без хвиль і не заважає руху повітря (рис. 6a). За подальшого збільшення швидкості повітря, загальна втрата тиску зростає набагато швидше ніж в однофазовому потоці і за витрат води більше ніж 50 кг/год майже не залежить від витрати повітря. Це зумовлено зростанням амплітуди і частоти хвиль на поверхні плівки рідини. Крім того повітря починає захоплювати воду з гребенів хвилі в околі вихідного отвору трубки. Перша поява поодиноких крапель з хвилястої поверхні плівки спостерігається за  $w_a = 6,18$  м/с та  $j_a = 0,42$  (рис. 6b). Краплі піднімаються разом з повітрям на незначну висоту а потім падають вниз під дією сили тяжіння.

За витрати води 10 кг/год початок режиму затоплення спостерігається за  $j_a = 0,61$  ( $w_a = 8,83$  м/с,  $\text{Re}_a = 15254$ ). За таких параметрів більша частина рідини, яка стікає до нижнього краю трубки, забирається вхідним атмосферним повітрям і

знову викидається до зволожувача. Як наслідок – в нижній частині трубки утворюється шар рідини через який проходить повітря. Відбувається затоплення потоку (рис. 6с). Слід зауважити, що отримані експериментальні значення  $\text{Re}_a$  які відповідають початку переходу між режимами течії відповідають наведеним в праці [16].

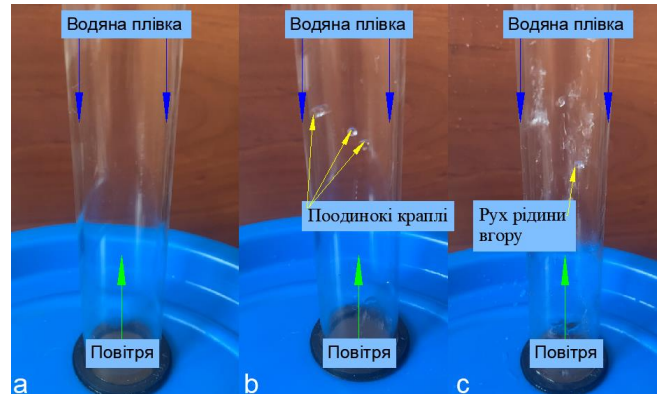


Рисунок 6 – Режимы потоку в трубчастому зволожувачі

З рис. 5 видно, що обмежувати максимальну витрату повітря початком режиму затоплення нецільно, оскільки різке зростання загального перепаду тиску повітря (а відповідно і потужності вентилятора) розпочинається за нижчих швидкостей повітря. З огляду на це, максимальну поверхневу фазову швидкість в зволожувачі пропонується обмежити до 0,34. За такої умови виключене забруднення конденсату краплями з солоної води та забезпечуються найменші втрати тиску за повітрям.

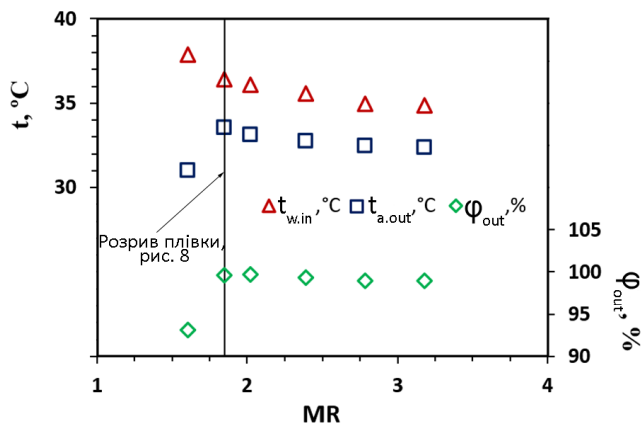
## 4.2. Оптимальне співвідношення MR

Коефіцієнт масової витрати є одним з основних показників оцінки енергетичної ефективності HDH системи. Значення MR розраховують як відношення між витратами солоної води та зовнішнього повітря:

$$MR = m_w / m_a. \quad (14)$$

Відомо, що чим менше значення MR, тим вища енергетична ефективність системи HDH [4, 6, 8, 10, 13, 19]. Це обумовлено тим, що чим менша витрата солоної води проходить через осушувач, тим вища температура цієї води на виході з апарату (рис. 1). Відповідно необхідно менше теплоти підвести у нагрівнику, щоб догріти воду до заданої

температури. Водночас для вертикальних труб мінімальна витрата води визначається з умов підтримання безперервного падіння плівки суцільною поверхнею трубки [20].



**Рисунок 7** – Коефіцієнти масової витрати, необхідні для підтримки безперервного падіння плівки

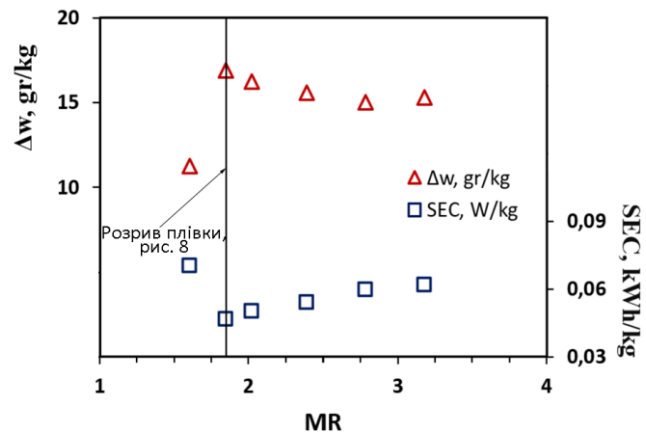
Як бачимо з рис. 7, температури  $t_{w,in}$  і  $t_{a,out}$  збільшуються зі зменшенням  $MR$ , а значення вологості  $\phi_{out}$  залишається постійним. У разі настання розриву плівки (рис. 8) температура  $t_{w,in}$  продовжує зростати, водночас значення  $t_{a,out}$  і  $\phi_{out}$  різко зменшуються. Це обумовлено тим, що порушення безперервного падіння плівки призводить до зменшення інтенсивності тепломасообмінних процесів в трубці. Унаслідок цього зменшується кількість теплоти, що підводиться до повітря в зволожувачі.



**Рисунок 8** – Початок розриву плівки при  $MR = 2$

Аналізуючи рис. 7, можна стверджувати, що зменшення витрати води (а відповідно і коефіцієнта  $MR$ ) призводить до підвищення загальної ефективності роботи зволожувача. Зокрема, як

видно з рис. 9, масова витрата води  $\Delta w$  збільшується, питоме споживання енергії  $SEC$  зменшується. Однак у разі настання розриву плівки (рис. 8)  $SEC$  різко зростає, водночас  $\Delta w$  різко зменшується. Такий режим роботи зволожувача не ефективний для HDH системи. З огляду на це, доцільно прийняти мінімальне значення коефіцієнта  $MR$  для трубних зволожувачів рівне 2. За таких умов виключене порушення безперервного падіння плівки рідини та забезпечується найефективніша робота зволожувача.



**Рисунок 9** – Вплив  $MR$  на енергетичні показники зволожувача

#### 4.3. Енергетичні показники

Для визначення максимальних енергетичних показників трубного зволожувача була проведена серія досліджень. Всі досліди проводилися за постійної (оптимальної) швидкості повітря та витрати води ( $w_a = 5,03$  м/с,  $m_a = 11,04$  кг/год,  $MR = 2$ ,  $m_w = 22,6$  кг/год). Під час досліджень змінювалася температура води на вході до зволожувача  $t_{w,in}$ . Максимальне значення  $t_{w,in}$  обмежувалося  $60$  °С для недопущення утворення накипу в елементах установки [3]. Необхідне значення  $t_{w,in}$  встановлювалося шляхом зміни потужності  $Q_w$  водяного проточного нагрівника 6 за допомогою регулятора 5 (рис. 3).

Розглянемо вплив температури  $t_{w,in}$  на зміну енергетичних характеристик трубчастого зволожувача. Як бачимо з рис. 10, чим більше значення  $t_{w,in}$ , тим більшою буде і температура повітря на виході з зволожувача  $t_{a,out}$ . Це сприяє інтенсифікації тепломасообмінних процесів у зволожувачі і як наслідок – підвищенню його продуктивності (рис. 11). Водночас питоме споживання енергії зволожувачем майже не змінюється.

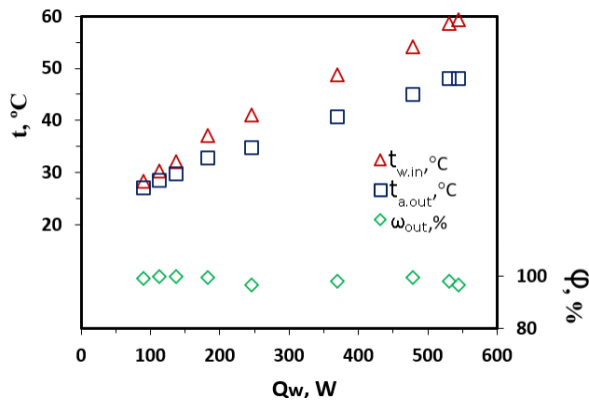


Рисунок 10 – Вплив підведеної теплоти на параметри повітря і води

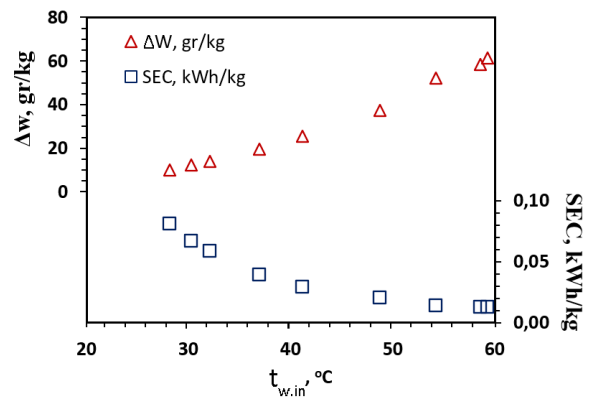


Рисунок 11 – Вплив підведеної теплоти на енергетичні показники зволожувача

#### 4.4. Порівняння продуктивності зволожувача повітря

Порівняємо показники ефективності нашого плівкового зволожувача з іншими типами зволожувачів. Для порівняння були обрані експерименти де температури води, повітря та коефіцієнт масової витрати були приблизно однакові. На рис 12 видно, що запропонований плівковий зво-

жувач має високі значення швидкості випаровування (evaporation rate, *ER*) (більші за 500 кг/(м<sup>3</sup>·год)). Значення *ER* багатострунного зволожувача [11] у 2-3 рази нижче у всьому діапазоні *MR*. Зволожувачі з різними пакувальними матеріалами [7, 8, 19] мають значення *ER* на рівні 100 кг/(м<sup>3</sup>·год). Барботажний [10] та нетипові зволожувачі [12-14] демонструють найнижчі значення *ER*, які не перевищують 20 кг/(м<sup>3</sup>·год).

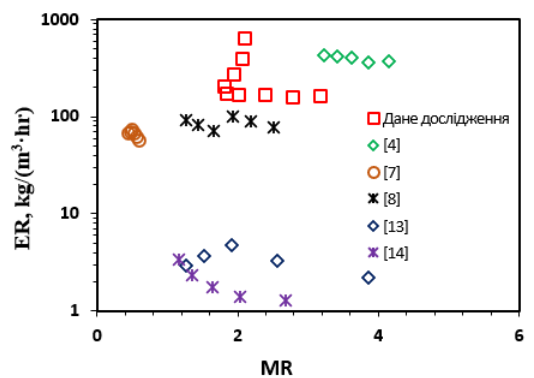
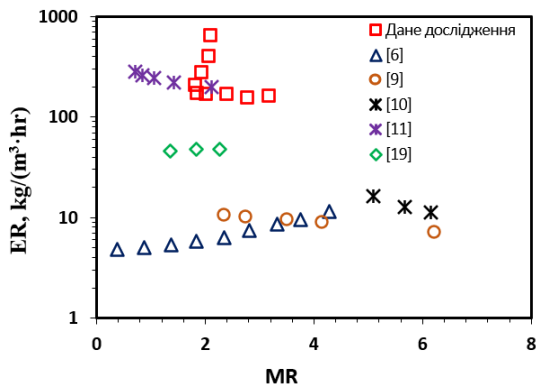


Рисунок 12 – Порівняння швидкості випаровування різних типів зволожувачів

На рис. 13 видно, що плівковий зволожувач має найвищі значення *ER* за перепаду тиску повітря  $\approx 25$  Па/м. Значення *ER* багатострунного зволожувача [11] у 2-3 рази менші, однак і втрати тиску на порядок нижчі. Зволожувач з гідрофобним пластиковим пакувальним матеріалом [7] має найнижчі значення *ER* ( $\approx 60$  кг/(м<sup>3</sup>·год)) за перепаду тиску повітря  $\approx 100$  Па/м. Найбільший перепад тиску (7-12 кПа/м) спостерігається у барботажному зволожувачі [4]. Водночас значення *ER* барботажного апарату у 1,5 рази менші ніж у плівкового зволожувача. Таким чином, плівковий зволожувач забезпечує найбільший *ER* за найнижчого перепаду тиску повітря.

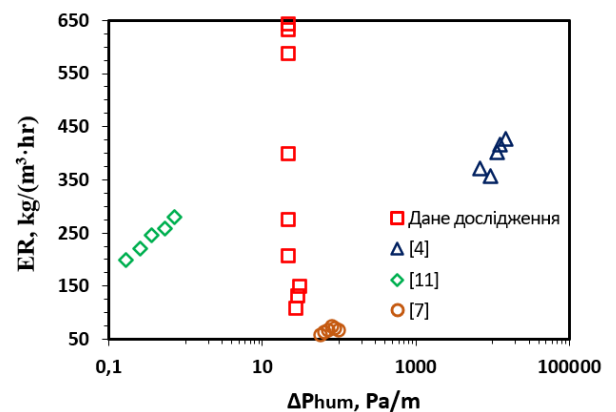


Рисунок 13 – Порівняння перепаду тиску повітря різних типів зволожувачів

## 5. Висновки

В цій роботі експериментально досліджено плівковий зволожувач у вигляді вертикальної акрилової трубки. Перевагами запропонованої конструкції є простота та значна площа поверхні контакту фаз на одиницю об'єму із прямим і безперервним потоком повітря. Низька витрата води і відсутність необхідності її розпилення через форсунки дає змогу отримати найнижчі гідравлічний і аеродинамічні опори. З експлуатаційної точки зору, найбільшу цікавість являє режим роботи плівкового зволожувача за  $j_a = 0,34$ ,  $MR = 2$  та  $t_{w,in} = 60$  °С. Такі параметри дозволяють отримати максимальну продуктивність ( $ER = 642$  кг/м<sup>3</sup>год) за мінімальних затрат енергії та запобігти потраплянню крапель забрудненої води до конденсату.

Порівняння енергетичних показників різних типів зволожувачів показало, що плівковий зволожувач демонструє найвищий  $ER$  у всьому діапазоні зміни  $MR$ . Крім того втрати тиску за водою і повітрям є найнижчими і становлять 22,3 кПа і 25 Па/м відповідно. Таким чином використання вертикальної трубки як зволожувача HDH-системи призведе до зменшення потужності та питомого енергоспоживання опріснювальної установки.

Подальші дослідження будуть спрямовані на виготовлення експериментальної опріснювача з ребристим трубчастим осушувачем та проведенні досліджень з оптимізації продуктивності зволожувача і осушувача для підвищення загальної енергоефективності HDH-систем.

### Особистий внесок авторів CRediT

**Середа В.В.:** концептуалізація, методологія, постановка задачі. **Лю Ян:** методичне забезпечення, програмне моделювання, обробка даних. **Подестева Т.Л.:** аналіз та узагальнення даних, обробка результатів, інформаційний пошук.

### Література

1. **Amidpour M., Salimi M., He W.** Need for low-grade heat-driven desalination systems // *Advances in Sustainable Humidification-Dehumidification Thermal Desalination Systems*. – 2025. – P. 1-15. <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-95658-1.00001-6>.
2. UNICEF. Water, sanitation and hygiene (WASH). Retrieved 14 February 2025 from <https://www.unicef.org/water-sanitation-and-hygiene-wash>.
3. **Velmurugan, et al.** Humidification-dehumidification desalination system: an overview // *International Journal of Scientific Research in Science and Technology*. – 2018. – Vol. 4 (5). – P. 1163-1177.
4. **T Rajaseenivasan T., Srithar K.** An investigation into a laboratory scale bubble column humidification dehumidification desalination system powered by biomass energy // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – Vol. 139. – P. 232-244. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.043>.
5. **Khan M.** Experimental study on optimum performance of two-stage air-heated bubble-column humidification–dehumidification system // *Water SA*. – 2023. – Vol. 49 (4). <https://doi.org/10.17159/wsa/2023.v49.i4.4009>.
6. **Thanaiah K., Gumtapure V., Tadesse G.M.** Experimental analysis on humidification-dehumidification desalination system using different packing materials with baffle plates // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2021. – Vol. 22. – P. 100831. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100831>.
7. **Soomro S.H., Santosh R., Bak C.-U., Yoo C.-H., Kim W.-S., Kim Y.-D.** Effect of humidifier characteristics on performance of a small-scale humidification-dehumidification desalination system // *Applied Thermal Engineering*. – 2022. – Vol. 210. – P. 118400. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118400>.
8. **Zarei T., Miroliaei M.R.** Performance evaluation of an HDH desalination system using direct contact packed towers: experimental and mathematical modeling study // *Water Reuse*. – 2022. – Vol. 12 (1). – P. 92-110. <https://doi.org/10.2166/wrd.2022.095>.
9. **Garg K., Beniwal R., Das S.K., Tyagi H.** Experimental investigation of a low-cost humidification-dehumidification desalination cycle using packed-bed humidifier and finned-tube heat exchanger // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2023. – Vol. 41. – P. 101858. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101858>.
10. **Shaikh J.S., Ismail S.** Performance evaluation of a solar humidification dehumidification desalination system employing a multistage bubble column dehumidifier // *Solar Energy*. – 2023. – Vol. 263. – P. 111933. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2023.111933>.
11. **Zeng Z., Sadeghpour A., Ju Y.S.** A highly effective multi-string humidifier with a low gas stream pressure drop for desalination // *Desalination*. – 2019. – Vol. 449. – P. 92-100. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.10.017>.
12. **El-Said E.M.S., Dahab M.A., Omara M., Ab-**

- delaziz G.B.** Solar desalination unit coupled with a novel humidifier // *Renewable Energy*. – 2021. – Vol. 180. – P. 297-312. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.08.105>.
13. **El-Said E.M.S., Dahab M.A., Omara M.A., Abdelaziz G.B.** Humidification-dehumidification solar desalination system using porous activated carbon tubes as a humidifier // *Renewable Energy*. – 2022. – Vol. 187. – P. 657-670. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.01.023>.
14. **Khalaf-Allah R.A., Abdelaziz G.B., Kandel M.G., Easa A.S.** Development of a centrifugal sprayer-based solar HDH desalination unit with a variety of sprinkler rotational speeds and droplet slot distributions // *Renewable Energy*. – 2022. – Vol. 190. – P. 1041-1054. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.04.019>.
15. C++ library of properties for 122 components. Retrieved 14 February 2025 from <http://www.coolprop.org>.
16. **Barabash P., Solomakha A., Sereda V.** Heat and mass transfer of countercurrent air-water flow in a vertical tube // *Heat Mass Transfer*. – 2023. – Vol. 59. – P. 1343-1351 <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03342-2>.
17. **McQuillan K.W., Whalley P.B.** A comparison between flooding correlations and experimental flooding data for gas-liquid flow in vertical circular tubes // *Chemical Engineering Science*. – 1985. – Vol. 40 (8). – P.1425-1439. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(85\)80083-X](https://doi.org/10.1016/0009-2509(85)80083-X).
18. **Schmidt H.** L2 Two-Phase Gas-Liquid Flow // *VDI Heat Atlas*. – P. 1117-1180. [https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6\\_78](https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_78).
19. **Zubair M.I., Al-Sulaiman F.A., Antar M.A., Al-Dini S.A., Ibrahim N.I.** Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – Vol. 132. – P. 28-39. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.005>.
20. **Zhong W., He T., Longtin J.** Pulsed laminar falling films in vertical tubes: Maintaining a continuous liquid film with reduced film thickness // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2020. – Vol. 113. – P. 110011. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.110011>.

Отримана в редакції 14.02.2025, прийнята до друку 04.03.2025

## Experimental study on optimal performance of a film humidifier for a small-scale HDH desalination system

*Volodymyr Sereda*<sup>1</sup>, *Yang Liu*<sup>2</sup>, *Tetiana Podstievaia*<sup>3</sup>✉

<sup>1-3</sup>National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», 6, Politechnicha str., Kyiv, 03056, Ukraine

✉ e-mail: [t.podstievaia@kpi.ua](mailto:t.podstievaia@kpi.ua)

ORCID: <sup>1</sup><https://orcid.org/0000-0002-4645-3123>; <sup>2</sup><https://orcid.org/0000-0001-9535-4984>;

<sup>3</sup><https://orcid.org/0009-0000-5919-3650>

*The paper presents the specific features of low-potential thermal water desalination using air humidification-dehumidification technology. It discusses the advantages, and disadvantages of humidifiers – heat and mass transfer exchangers in which water vapor from a saline source partially evaporates into an air stream. The necessity for further research of the optimal humidifier's designs is substantiated. An experimental study was conducted on the hydrodynamics, heat and mass transfer performance of a film-type humidifier – specifically, a vertical acrylic tube with height 2 m and diameter 26 mm. The experimental variables were set within the following ranges: air flow rate from 7.4 to 35 kg/h, water flow rate from 10 to 80 kg/h, inlet water temperature from 28 to 59 °C, air pressure drop from 19 to 324 Pa, water pressure drop of 22.3 kPa, and heat input to the heater ranging from 90 to 554 W. Optimal operating parameters were determined to achieve the highest productivity and energy efficiency of the humidification-dehumidification system. It was found that the most efficient performance occurs at a surface phase velocity of 0.34, a mass flow ratio of 2, and a water temperature of 60 °C, yielding a maximum evaporation rate of 642 kg/(m<sup>3</sup>·h). An energy performance comparison was carried out between the film heat exchanger and other common humidifier designs. The results demonstrate that the film humidifier provides the highest evaporation rate (exceeding 500 kg/(m<sup>3</sup>·h)) under the same mass flow ratio and water tempera-*

ture conditions, while maintaining the lowest pressure losses – 22.3 kPa for water and 25 Pa/m for air. The use of a direct-contact film-type apparatus contributes to reducing the electrical energy consumption required for water and air circulation without compromising productivity.

**Keywords:** Energy efficiency; Humidification-dehumidification; Direct contact heat exchanger; Thermal desalination.

## References

1. Amidpour, M., Salimi, M., He, W. (2025) Need for low-grade heat-driven desalination systems. *Advances in Sustainable Humidification-Dehumidification Thermal Desalination Systems*, 1-15.
2. UNICEF. Water, sanitation and hygiene (WASH). Retrieved 14 February 2025 from <https://www.unicef.org/water-sanitation-and-hygiene-wash>.
3. Velmurugan, et al. (2018) Humidification-dehumidification desalination system: an overview. *International Journal of Scientific Research in Science and Technology*, 4 (5), 1163-1177.
4. Rajaseenivasan, T., Srithar, K. (2017) An investigation into a laboratory scale bubble column humidification dehumidification desalination system powered by biomass energy. *Energy Conversion and Management*, 139, 232-244.
5. Khan, M. (2023) Experimental study on optimum performance of two-stage air-heated bubble-column humidification-dehumidification system. *Water SA*, 49 (4).
6. Thanaiah, K., Gumtapure, V., Tadesse, G.M. (2021) Experimental analysis on humidification-dehumidification desalination system using different packing materials with baffle plates. *Thermal Science and Engineering Progress*, 22, 100831.
7. Soomro, S.H., Santosh, R., Bak, C.-U., Yoo, C.-H., Kim, W.-S., Kim, Y.-D. (2022) Effect of humidifier characteristics on performance of a small-scale humidification-dehumidification desalination system. *Applied Thermal Engineering*, 210, 118400.
8. Zarei, T., Miroliaei, M.R. (2022) Performance evaluation of an HDH desalination system using direct contact packed towers: experimental and mathematical modeling study. *Water Reuse*, Vol. 12 (1), 92-110.
9. Garg, K., Beniwal, R., Das, S.K., Tyagi, H. (2023) Experimental investigation of a low-cost humidification-dehumidification desalination cycle using packed-bed humidifier and finned-tube heat exchanger. *Thermal Science and Engineering Progress*, 41, 101858.
10. Shaikh, J.S., Ismail, S. (2023) Performance evaluation of a solar humidification dehumidification desalination system employing a multistage bubble column dehumidifier. *Solar Energy*, 263, 111933.
11. Zeng, Z., Sadeghpour, A., Ju, Y.S. (2019) A highly effective multi-string humidifier with a low gas stream pressure drop for desalination. *Desalination*, 449, 92-100.
12. El-Said, E.M.S., Dahab, M.A., Omara, M., Abdelaziz, G.B. (2021) Solar desalination unit coupled with a novel humidifier. *Renewable Energy*, 180, 297-312.
13. El-Said, E.M.S., Dahab, M.A., Omara, M.A., Abdelaziz, G.B. (2022) Humidification-dehumidification solar desalination system using porous activated carbon tubes as a humidifier. *Renewable Energy*, 187, 657-670.
14. Khalaf-Allah, R.A., Abdelaziz, G.B., Kandel, M.G., Easa, A.S. (2022) Development of a centrifugal sprayer-based solar HDH desalination unit with a variety of sprinkler rotational speeds and droplet slot distributions. *Renewable Energy*, 190, 1041-1054.
15. C++ library of properties for 122 components. Retrieved 14 February 2025 from <http://www.cool-prop.org>.
16. Barabash, P., Solomakha, A., Sereda, V. (2023) Heat and mass transfer of countercurrent air-water flow in a vertical tube. *Heat Mass Transfer*, 59, 1343-1351
17. McQuillan, K.W., Whalley, P.B. (1985) A comparison between flooding correlations and experimental flooding data for gas-liquid flow in vertical circular tubes. *Chemical Engineering Science*, 40 (8), 1425-1439.
18. Schmidt, H. (2010) L2 Two-Phase Gas-Liquid Flow. *VDI Heat Atlas*, 1117-1180.
19. Zubair, M.I., Al-Sulaiman, F.A., Antar, M.A., Al-Dini, S.A., Ibrahim, N.I. (2017) Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*, 132, 28-39.
20. Zhong, W., He, T., Longtin, J. (2020) Pulsed laminar falling films in vertical tubes: Maintaining a continuous liquid film with reduced film thickness. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 113, 110011.

Received 14 February 2025  
 Approved 04 March 2025  
 Available in Internet 31 March 2025