

УДК 628.165

В. В. Серeda¹
Н. О. Притула¹

ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ ТЕРМІЧНИХ ОПРІСНЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ ЗІ ЗВОЛОЖУВАЧАМИ РІЗНИХ ТИПІВ

¹Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

У всьому світі збільшується попит на питну воду через зростання чисельності населення, урбанізацію, індустріалізацію, сільськогосподарську діяльність і соціально-економічний розвиток людства. Одне з рішень цієї проблеми — розробити надійні та економічно ефективні автономні децентралізовані системи опріснення води. Цикл зволоження–осушення повітря є перспективним методом термічного знесолення води. Такі системи мають просту конструкцію, низькі початкові та експлуатаційні витрати і використовують поновлювальну енергію для роботи.

Розглянуто напрями розвитку технології термічного опріснення води з циклом зволоження–осушення повітря. Відмічено основні показники, за якими оцінюють ефективність роботи таких систем. Показано, що основним елементом, який визначає продуктивність установки, є зволожувач — контактний теплообмінник для випаровування вологи із солоної води у повітря. Розглянуто експериментальні дослідження найпоширеніших типів зволожувачів. Визначено переваги та недоліки запропонованих конструкцій та проаналізовано їхні енергетичні показники (коефіцієнт енергетичної ефективності, продуктивність прісної води, коефіцієнт масової витрати, коефіцієнт відновлення та аеродинамічний напір).

Побудовано графіки залежності термодинамічної ефективності від коефіцієнта масової витрати та аеродинамічного напору від питомої продуктивності для різних типів зволожувачів. Виявлено, що для забезпечення високої термодинамічної ефективності зволожувачі з пакувальним матеріалом та барботажні теплообмінники потребують чималих витрат вхідної (солоної) води та мають значні аеродинамічні опори. Встановлено, що в більшості експериментальних досліджень бракує вимірювань втрат тиску води й повітря. Окреслено подальші напрями підвищення ефективності термічних опріснювальних установок із циклом зволоження–осушення повітря.

Ключові слова: енергетичні характеристики, зволоження–осушення повітря, контактний теплообмінник, термічне опріснення.

Вступ

Технологія опріснення води за допомогою процесу зволоження–осушення повітря (humidification dehumidification, HDH) — порівняно новий спосіб, який застосовується для децентралізованого дрібного та середнього виробництва прісної води. Системи HDH мають низку переваг, зокрема просту конструкцію, легкість експлуатації та можливість роботи від поновлюваної енергії [1]—[3]. Протягом останнього десятиліття технологія HDH досліджувалася у межах різних наукових напрямів (рис. 1).

Перший напрям досліджень полягає у термодинамічному та енергетичному аналізуванні різних конфігурацій циклу HDH та способів підігрівання повітря і води в установці. Завдання таких (як експериментальних, так і теоретичних) досліджень — досягти максимальної ефективності процесу HDH [4]—[6].

Принципову схему установки HDH з підігріванням солоної води та відкритими повітряним і водним контурами показано на рис. 2.

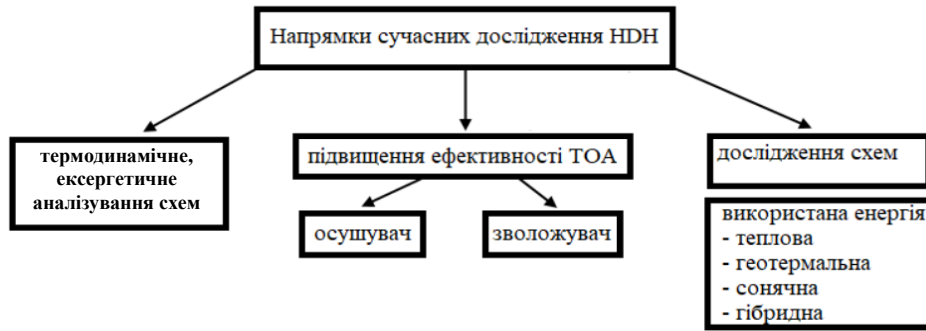


Рис. 1. Напрями дослідження HDH-систем

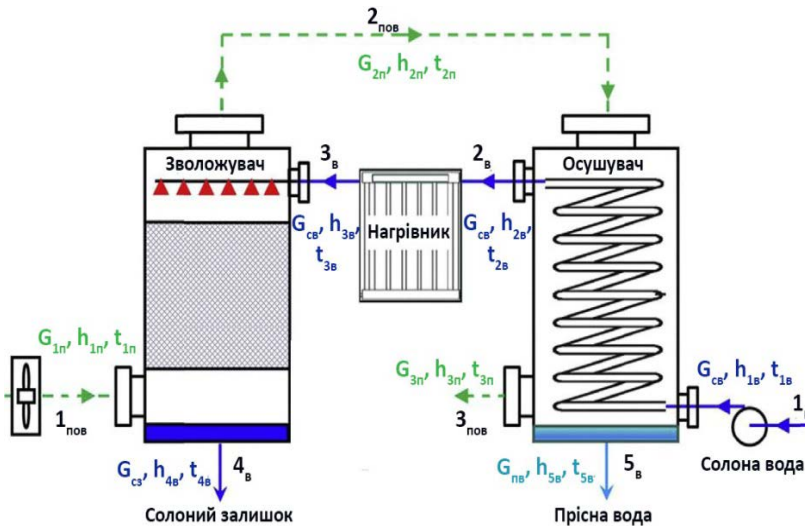


Рис. 2. Принципова схема HDH-системи

Принцип роботи такої системи детально розглянуто в працях [1], [3]. Основними визначальними показниками, є питоме споживання електроенергії (specific electricity consumption SEC), коефіцієнт енергетичної ефективності (gain output ratio, GOR), коефіцієнт масової витрати (mass flow rate ratio, MR), коефіцієнт відновлення (recovery ratio, RR) [1], [7].

Питоме споживання електроенергії (SEC) визначають як відношення всієї енергії (як теплової так і електричної), підведеної до установки W_{sep} , до витрати виробленої опрісненої води $G_{пв}$

$$SEC = W_{sep} / G_{пв} \quad (1)$$

Коефіцієнт енергетичної ефективності (GOR) показує, скільки теплової енергії споживається в процесі опріснення. Чисельно дорівнює відношенню добутку витрати виробленої прісної води $G_{пв}$ на приховану теплоту випаровування r до загальної витрати теплової енергії $Q_{нар}$

$$GOR = G_{пв} r / Q_{нар} \quad (2)$$

Коефіцієнт відновлення (RR) визначають як відношення витрати прісної води $G_{пв}$ до витрати солоної води, яка подається до установки $G_{св}$

$$RR = G_{пв} / G_{св} \quad (3)$$

Коефіцієнт масової витрати (MR) розраховують як відношення між витратами солоної води $G_{св}$ та зовнішнього повітря $G_{1п}$, які подаються до системи HDH

$$MR = G_{св} / G_{1п} \quad (4)$$

Другий напрям експериментальних досліджень спрямований на вдосконалення конструкції теплообмінного обладнання (осушувача і зволожувача) для інтенсифікації тепломособмінних процесів та отримання максимальної продуктивності. Основними досліджуваними показниками є масова витрата прісної води $G_{пв}$, коефіцієнт відновлення RR та коефіцієнт ефективності ϵ [2].

Ефективність осушувача визначають за формулою

$$\epsilon_{oc} = \max \left(\frac{h_{2n} - h_{3n}}{h_{2n} - h_{3n}^{ideal}}; \frac{h_{2e} - h_{1e}}{h_{2e}^{ideal} - h_{1e}} \right), \quad (5)$$

де h_{3n}^{ideal} — ідеальна ентальпія повітря на виході з осушувача за $t_{3n} = t_{1e}$; h_{2e}^{ideal} — ідеальна ентальпія солоної води на виході з осушувача, коли $t_{2e} = t_{2n}$.

Ефективність зволожувача визначають за формулою

$$\varepsilon_{зв} = \max \left(\frac{h_{2n} - h_{1n}}{h_{2n}^{ideal} - h_{1n}}, \frac{h_{3e} - h_{4e}}{h_{3e} - h_{4e}^{ideal}} \right), \quad (6)$$

де h_{2n}^{ideal} — ідеальна ентальпія повітря на виході зі зволожувача, за $t_{2n} = t_{3e}$; h_{4e}^{ideal} — ідеальна ентальпія солоного залишку на виході зі зволожувача, коли $t_{4e} = t_{1n}$.

Третій напрям полягає в інтеграції поновлюваних і вторинних джерел енергії (сонячної, геотермальної, вторинної теплової) до установок HDH та створенні гібридних схем, у яких технологія HDH поєднується з циклом теплового насоса, HVAC-системами або іншими тепловими технологіями. Мета таких наукових праць — зменшити споживання теплової енергії HDH-системою і підвищити енергетичні показники GOR і SEC [7]—[10].

Основним обладнанням будь-якої HDH-системи є два теплообмінники (рис. 2): зволожувач і осушувач. Зволожувач — це контактний тепломасообмінний апарат, у якому волога із солоної води випаровується у повітря. Продуктивність установки HDH (G_{fw}) визначається кількістю водяної пари, яку поглинає повітря у зволожувачі. З огляду на це підвищення ефективності масообмінних процесів у зволожувачах є одним з перспективних напрямів експериментальних досліджень. Конструкції контактних теплообмінників, які на сьогодні використовують як зволожувачі [11]—[18], показано на рис. 3.

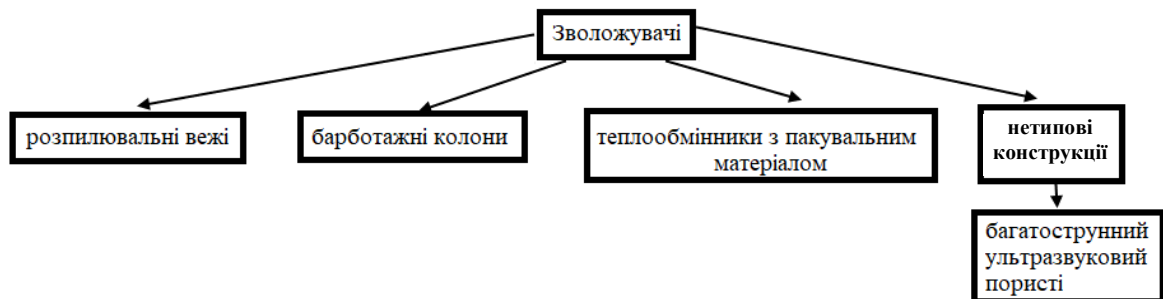


Рис. 3. Конструкції зволожувачів, які застосовують у HDH-системах

Призначення осушувача — конденсація вологи з повітря для отримання потрібної кількості прісної води (G_{fw}). Здебільшого як осушувачі використовують поверхневі рекуперативні теплообмінники змішувального типу або з оребренням повітряної сторони. Потрібну площу поверхні теплообміну осушувачів визначають з умови забезпечення конденсації з повітря всієї водяної пари, поглинутої у зволожувачі.

Мета роботи — проаналізувати наявні конструкції контактних теплообмінників HDH-систем, установити їхні переваги й недоліки, визначити і порівняти енергетичні показники ефективності роботи різних типів зволожувачів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

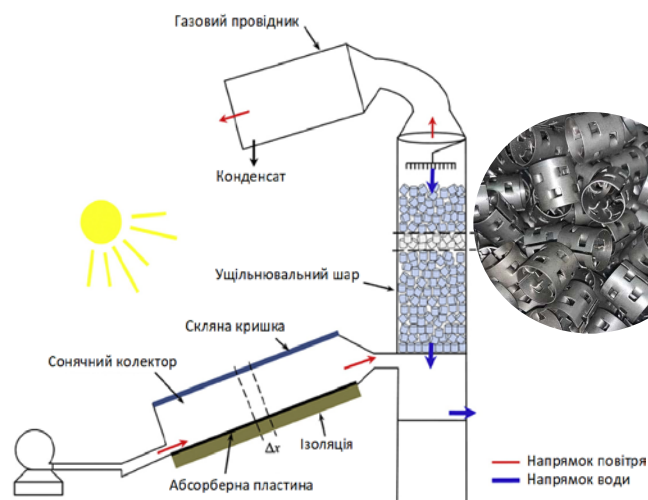


Рис. 4. Схема установки HDH зі зволожувачем з пакувальним матеріалом

Автори праці [4] досліджували відкриту HDH-систему з підігріванням повітря у сонячному колекторі площею 2 м^2 на вході до зволожувача. Експерименти проводили за постійних витрат повітря і солоної води ($G_a = 0,036 \text{ кг/с}$, $G_{sw} = 0,114 \text{ кг/с}$). Продуктивність установки змінювалася протягом дня залежно від інтенсивності сонячної радіації в межах $0,12 \dots 0,18 \text{ кг/год}$ на 1 м^2 поверхні колектора. Зволожувач, який є циліндричною оцинкованою трубою заввишки 2 м і діаметром 20 см (рис. 4), заповнений шаром Pall Rings для збільшення площі контакту між повітрям і водою.



Рис. 5. Установа HDH з розпилювальним зволожувачем

Основну увагу автори [4] приділили ексергетичному аналізу, водночас основних параметрів (GOR, MR, RR) для оцінювання ефективності не використовували. Незважаючи на дуже високий (більше 99,6 %) ексергетичний ККД зволожувача, вся система не є ефективною (низький GOR, значна витрата солоної води).

У [6] визначено продуктивність HDH-системи з відкритим водяним, закритим повітряним контурами і підігріванням солоної води на вході до зволожувача у плоскому сонячному колекторі (рис. 5). Зволожувач виготовлений з полівінілхлоридової труби діаметром 160 мм і завдовжки 1 м та має два розпилювачі з діаметром сопел 0,5 мм. Пакувального матеріалу немає, тепломасообмінні процеси між водою і повітрям відбуваються у внутрішній частині труби. Авторами цієї роботи встановлено, що з підвищенням температури солоної води на вході у зволожувач, продуктивність установки

збільшується. Зростає також витрата конденсату з підвищенням температури зовнішнього повітря. За масової витрати солоної води 0,0055 л/с, $G_{fw} = 0,38...0,59$ кг/год, а якщо $G_{sw} = 0,0025$ л/с, то $G_{fw} = 0,4...0,52$ кг/год. У [6] не вказано витрати повітря, за якої проводили дослідження, не визначено енергетичних показників та бракує пояснень, чому за підвищення витрати солоної води у два рази продуктивність установки майже не змінюється.

Автори праці [11] вивчали ефективність барботажного зволожувача з підігріванням повітря в електричному нагрівнику. Зволожувач (рис. 6) є циліндричною колоною, геометричних розмірів якої не зазначено. Повітря з масовою витратою 1...7 кг/с і температурою від 35 до 48 °C подавалося до зволожувача через гвинтову спіраль з отворами, які змінювалися в межах 1..5 мм. За цих умов рівень води у барботажній колоні змінювався від 1 до 7 см.



Рис. 6. Термічна опріснювальна установа з барботажним зволожувачем

Основну увагу в [11] приділено визначенню відносної вологості вихідного повітря за різних експериментальних режимів. Установлено, що менший діаметр отвору в спіралі зменшує розмір бульбашки, відповідно збільшується площа контакту між бульбашкою та поверхнею води за тієї самої швидкості потоку. Кінцева швидкість бульбашки меншого розміру також знижується, що призводить до збільшення масопередавання від води до повітря а отже, і до збільшення відносної вологості вихідного повітря. Відносна вологість більше 90 % на виході зі зволожувача досягається у двох випадках: за температури води не нижче за 60 °C або температури повітря від 44 °C. Водночас, не наведено даних щодо втрат тиску повітря та показників енергетичної ефективності (G_{fw} , GOR, MR і RR), що унеможливує порівняння запропонованої конструкції зволожувача з іншими наявними конструкціями.

У праці [12] запропоновано нову конструкцію компактних легких зволожувачів повітря для систем HDH (рис. 7). Теплообмінник складається зі щільного масиву 24 вертикально вирівняних струн, уздовж яких під дією сили тяжіння можуть текти тонкі плівки нагрітої рідини. Зустрічний потік повітря безпосередньо контактує з рідкою плівкою, переносючи утворену водяну пару до осушувача. Така геометрична конфігурація має високе співвідношення межі розділу фаз до об'єму, потрібне для високої ефективності тепломасообмінних процесів та зменшення перепадів тиску в газовій фазі. Витрата солоної води під час досліджень становила 1,6 та 2,4 г/с, а витрата повітря змінювалася від 1,5 до 12,5 кг/год. Температура повітря на вході до зволожувача була постійною (22 °С), солоня вода підігрівалася до температури 80 і 90 °С. За таких умов автори [12] отримали швидкість випаровування від 5 до 12,5 кг/добу, ефективність струнного зволожувача становила 0,25...0,9, а втрати тиску змінювалися від 1 до 4 Па. Слід зауважити, що енергетичних показників (GOR) у цій роботі не визначали, а максимальну продуктивність і низькі втрати тиску отримали за дуже високої температури солоної води (90 °С) та найбільшої витрати солоної води (MR = 5,8).

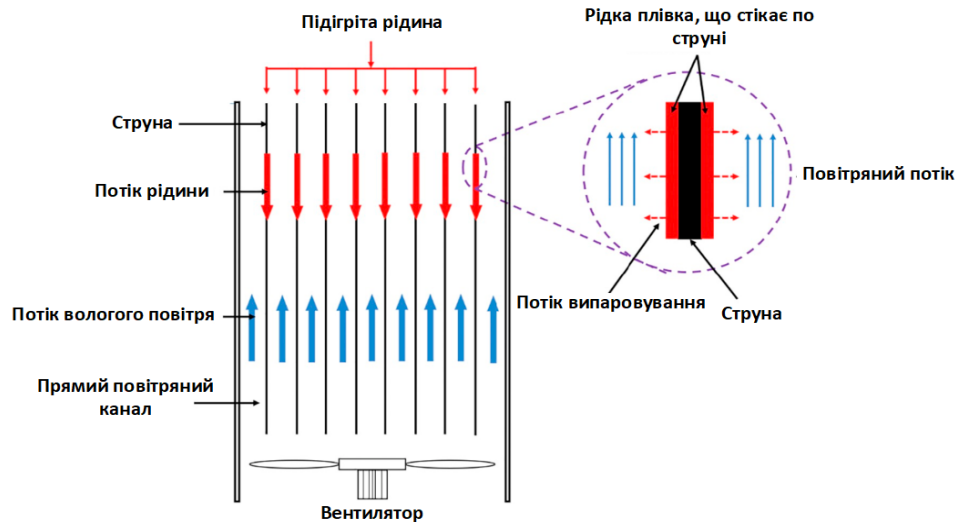


Рис. 7. Конструкція струнного зволожувача

Оригінальну конструкцію опріснювальної HDH-системи досліджено у [13]. Експериментальна установка, як показано на рис. 2, складається з чотирьох основних частин: контур солоної води, зволожувач, контур гарячого повітря та осушувач. Водяний контур вміщує вакуумний трубчастий сонячний колектор та насос постійного струму. Зволожувач виготовлений з оцинкованої сталі розмірами 80×80×90 см. Резервуар для води розмірами 77×77×15 см закріплений усередині зволожувача на висоті 20 см від основи (рис. 8). Шість височастотних ультразвукових розпилювачів заввишки 3 см встановлено в резервуар для води для підвищення вологості повітря. Дослідження проводили, вмикаючи два, чотири та шість розпилювачів. Рівень води в резервуарі встановлювали на трьох значеннях: 1, 2 і 4 см над розпилювачем. Осушувач є випарником мінічиллера, закріпленим всередині резервуара. Дистильована вода, яка конденсується на випарнику, збирається в мірній посудині).

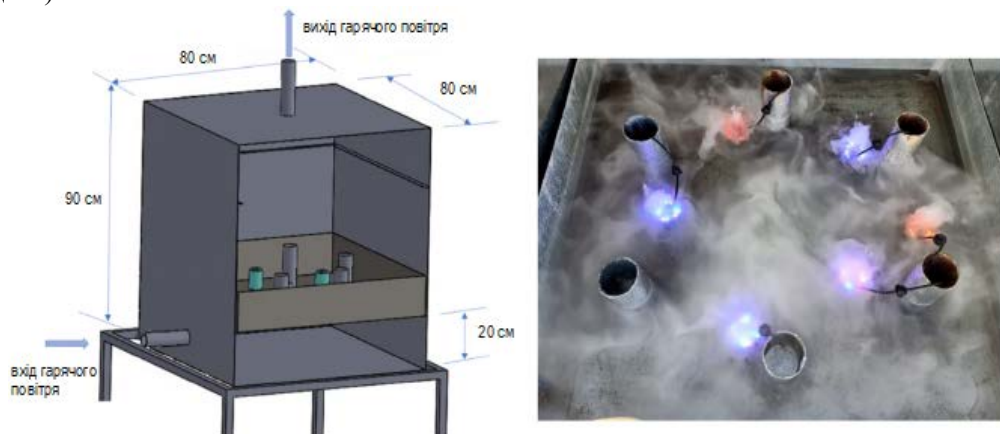


Рис. 8. Загальний вигляд камери трубчастого зволожувача

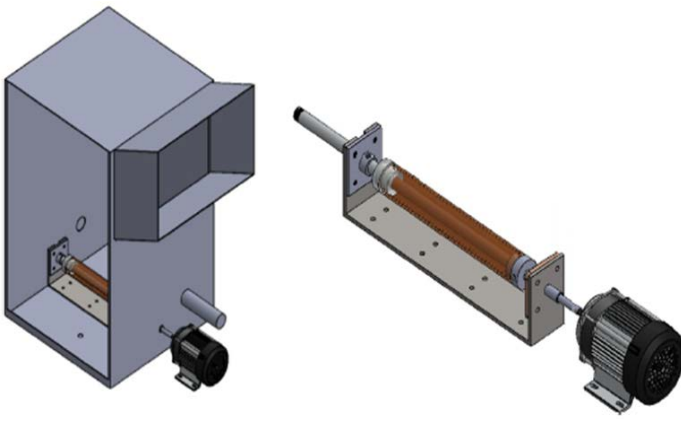


Рис. 9. Зволожувач з обертовою насадкою

Продуктивність сонячної системи HDH за використання відцентрового зволожувача проаналізовано у роботі [14]. Зволожувач повітря (рис. 9) складається з прямокутної оболонки і відцентрового розпилювача. Корпус зволожувача виготовлений з листа оцинкованої сталі, має розміри $0,60 \times 0,60$ м і висоту 1,0 м. Лицьовий бік корпусу виконано з пластику, що дає змогу спостерігати за процесом зволоження повітря. Зовнішню поверхню зволожувача ізолювано скловатою завтовшки 0,05 м. Як видно з рис. 9, розпилювач складається з трьох основних частин: механізму при-

воду, системи живлення гарячої води та обертового спринклера. Розпилювач обертається за допомогою двигуна змінного струму і має багато крапельних отворів, через які морська вода розпилюється всередині зволожувача. Досліди проводили з п'ятьма значеннями G_a (0,044, 0,038, 0,031, 0,025 і 0,019 кг/с) та G_w (0,051, 0,047, 0,039, 0,031 і 0,025 кг/с). Результати показують, що більша кількість отворів у розпилювачі зменшує продуктивність; збільшення обертової швидкості спринклера, навпаки, збільшує кількість отриманого дистилату; максимальне значення G_{fw} (1,6 кг/с) та GOR (1,45) отримано за найбільших витрат повітря (0,044 кг/с) і води (0,051 кг/с). Слід зауважити, що у праці [14] не зазначено температуру повітря і води у зволожувачі та не визначено ефективність запропонованої конструкції ϵ_{hum} , водночас максимальний ККД усієї системи становить 0,5. Таке низьке значення можна пояснити наявністю додаткових затрат електричної енергії на обертання розпилювача.

Характеристики різних конструкцій контактних теплообмінників, які використовують у термічних опріснювальних системах з циклом зволоження–осушення повітря, подано в таблиці.

Енергетичні показники зволожувачів різних конструкцій

Тип	Посилання	G_{fw} , кг/год	GOR	MR	RR, %	ΔP_a
кільця Пола	[4]	0,36	0,2	3,1	0,1	—
папір	[5]	21,3	—	—	9	—
розпилювальний	[6]	0,59	—	—	3	—
пакувальний матеріал не вказано	[8]	0,9...2,1	2,5...3,4	1...3	3...19	—
ультразвукові розпилювачі	[9], [13]	0,2...0,9	0,55...1,54	0,9...3,1	0,8...1,2	—
пористі трубки	[10]	0,12...0,8	max 1,24	1,1...2,9	0,15...1	—
багатострунний	[12]	0,2...0,5	—	0,5...5,8	3...6	1...4 Па
обертова насадка	[14]	1,6	1,45	1,16	0,9	—
без матеріалу	[15]	0,15...0,39	0,1...0,28	1...2	0,2...0,4	—
поліпропілен		0,2...0,46	0,05...0,4		0,3...0,6	—
рисова трава		0,3...0,76	0,3...0,65		0,5...0,8	—
пластикові кульки	[16]	0,31...0,64	0,92...1,47	0,3...0,7	3,5...5	25...100 Pa/м
пластикові сідла		0,28...0,59	0,75...1,11		3,3...4,6	
пластикові сніжинки		0,24...0,56	0,71...1,08		3,1...3,9	
АБС-пластик	[17]	1...5	0,45...0,8	2,3...6,2	0,5...3	—
барботаажний	[18]	3,5...6	0,5...1	3,22	1,7...2,9	15 кПа
барботаажний	[19]	0,05...0,55	—	—	—	—
барботаажний	[20]	0,11...0,42	0,61	—	—	—

Слід зауважити, що в усіх наукових роботах, наведених у таблиці, бракує вимірювання втрат тисків води. Водночас, аеродинамічний опір зволожувачів зафіксовано лише у працях [12], [16], [18].

Порівняння термодинамічної ефективності зволожувачів з пакувальним матеріалом, барботерів та струнних апаратів показано на рис. 10. Залежність аеродинамічного напору від питомої

продуктивності (відношення годинної витрати прісної води G_{fw} до геометричного об'єму зволожувача V_{hum}) показано на рис. 11.

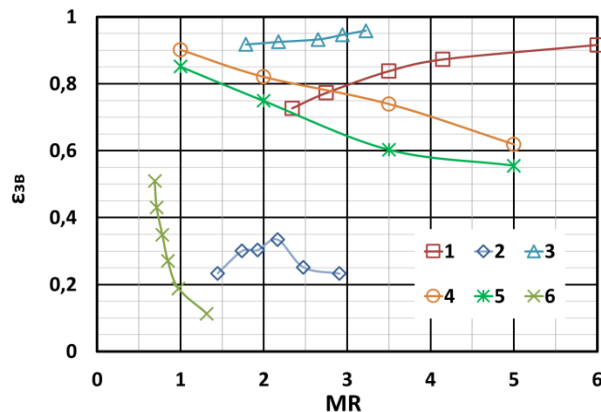


Рис. 10. Залежність термодинамічної ефективності від масової витрати солонної води для зволожувачів:

- 1 — з пакувальним матеріалом [17]; 2 — ультразвукового [13];
- 3 — барботажного [18]; 4 — з пакувальним матеріалом [16];
- 5 — розпилювального, без пакувального матеріалу [15];
- 6 — багатострунного [12]

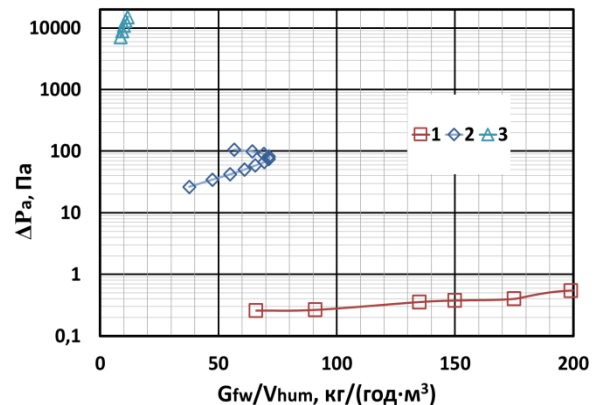


Рис. 11. Залежність аеродинамічних втрат тиску від питомої продуктивності для зволожувачів:

- 1 — багатострунного [12]; 2 — з пакувальним матеріалом [16]; 3 — барботажного [18]

З рис. 10 видно, що найвищу ефективність мають барботажні колони (лінія 3). Це зумовлено найвищою інтенсивністю тепломасообмінних процесів між повітрям і водою під час барботажу, порівняно з іншими типами зволожувачів. Водночас висока ефективність зволожувачів забезпечується за значних витрат води ($MR > 1$), що призводить до значного гідравлічного опору теплообмінника. Нетипові конструкції (лінії 2 і 6) мають на сьогодні найнижчу ефективність. Також потрібно зазначити, що ефективність розпилювального зволожувача без пакувального матеріалу (лінія 5) нижча на 10...20 % за ефективність теплообмінників з пакувальним матеріалом (лінії 1 і 4).

Як бачимо з рис. 11, барботажні зволожувачі (лінія 3) мають найбільші втрати тиску повітря. Це зумовлено потребою створення значного напору для проходження повітря через розподільну решітку і шар солонної води у барботажній колоні. Також у барботажних апаратах значення питомої продуктивності досить низьке. Це означає, що за однакової продуктивності в барботажного теплообмінника буде найбільша металоемність порівняно з іншими конструкціями. Дуже низький аеродинамічний опір та значна питома продуктивність характерні струнним зволожувачам (лінія 1).

Висновки

Найпоширенішими апаратами, які використовують для зволоження повітря в термічних опріснювальних установках, є теплообмінники з пакувальним матеріалом та барботери.

Найвищу ефективність мають барботажні апарати, проте у них значні аеродинамічні опори (більше ніж 10 кПа) та низька об'ємна продуктивність. Це сприяє підвищенню питомого споживання електроенергії (SEC).

Теплообмінники з пакувальним матеріалом мають високу ефективність завдяки великій площі поверхні тепломасообміну та порівняно низькі втрати тиску повітря (10...100 Па). Водночас, вони потребують значних витрат солонної води ($MR > 1$) для прокачування під високим тиском і розпилення у форсунках. Унаслідок цього потужність і енергоспоживання насоса зростають, відповідно значення параметра SEC теж збільшується.

Перевагою нових конструкцій зволожувачів (ультразвукові [9], [13]; багатострунні [12]; з обертовою насадкою [14]) є низькі аеродинамічні опори та їхня висока продуктивність. Проте, термодинамічна ефективність таких апаратів набагато гірша за типові конструкції (барботажні або з пакувальним матеріалом). До того ж, зволожувачі з обертовою насадкою споживають значно більше електроенергії.

Брак даних щодо втрат тиску води й повітря ускладнює комплексний аналіз наявних конструкцій зволожувачів, унеможливує визначення їхньої економічної та ексергетичної ефективності. Це спонукає до подальших досліджень з пошуку оптимальних конструкцій для застосування у децентралізованих автономних термічних опріснювальних установках, які працюють за циклом зволоження–осушення повітря.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] В. В. Серета та ін., «Термодинамічний аналіз термічної опріснювальної установки з циклом зволоження–осушення повітря,» *Наукові вісті КПІ*, № 4, с. 69-76, 2021. <https://doi.org/10.20535/kpissn.2021.4.250663> .
- [2] В. В. Серета та ін., «Термодинамічний аналіз системи термічного знесолення води з відкритим і закритим повітряним циклом,» *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*, т. 33 (72), № 6, с. 146-152, 2022. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.6/25> .
- [3] В. В. Серета та ін., «Високоєфективний контактний зволожувач для термічної опріснювальної установки,» *Енергетика: економіка, технології, екологія*, № 3, с. 131-138, 2023. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2023.289729> .
- [4] F. Nematollahi et al., “Experimental and theoretical energy and exergy analysis for a solar desalination system,” *Desalination*, vol. 317, no. 15, pp. 23-31, May, 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2013.02.021> .
- [5] A. E. Kebeel et al., “Experimental study of a humidification-dehumidification solar technique by natural and forced air circulation,” *Energy*, vol. 68, no. 15, pp. 218-228, April, 2014. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.094> .
- [6] Abu El Nasr et al., “Water Desalination using Solar Energy: Humidification and Dehumidification Principle,” *Innovative Energy & Research*, vol. 4, no. 3, pp. 1-6, 2015. <https://doi.org/10.4172/2576-1463.1000121> .
- [7] Z. Rahimi-Ahar et al., “Experimental investigation of a solar vacuum humidification-dehumidification (VHDH) desalination system,” *Desalination*, vol. 437, no. 1, pp. 73-80, July, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.03.002> .
- [8] Z. Rahimi-Ahar et al., “Comprehensive study on vacuum humidification-dehumidification (VHDH) desalination,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 169, no. 25, pp. 114944, March, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114944> .
- [9] Emad M. S. El-Said et al., “Solar desalination unit coupled with a novel humidifier,” *Renewable Energy*, vol. 180, pp. 297-312, December, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.08.105> .
- [10] Emad M. S. El-Said et al., “Humidification-dehumidification solar desalination system using porous activated carbon tubes as a humidifier,” *Renewable Energy*, vol. 187, pp. 657-670, March, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.01.023> .
- [11] V. Patel et al., “Experimental and theoretical evaluation of bubbler humidifier for humidification-dehumidification water desalination system,” *Heat and Mass Transfer*, no. 30, May, 2019. <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02659-1> .
- [12] Z. Zeng et al., “A highly effective multi-string humidifier with a low gas stream pressure drop for desalination,” *Desalination*, vol. 449, no. 1, pp. 92-100, January, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.10.017> .
- [13] Gamal B. Abdelaziz et al., “Humidification dehumidification saline water desalination system utilizing high frequency ultrasonic humidifier and solar heated air stream,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 27, no. 1, pp. 101144, January, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101144> .
- [14] Reda A. Khalaf-Allah et al., “Development of a centrifugal sprayer-based solar HDH desalination unit with a variety of sprinkler rotational speeds and droplet slot distributions,” *Renewable Energy*, vol. 190, pp. 1041-1054, May, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.04.019> .
- [15] K. Thanaiah et al., “Experimental analysis on humidification-dehumidification desalination system using different packing materials with baffle plates,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 22, no. 1, pp. 100831, May, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100831> .
- [16] Saddam Hussain Soomro et al., “Effect of humidifier characteristics on performance of a small-scale humidification-dehumidification desalination system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 210, no. 25, pp. 118400, June, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118400> .
- [17] K. Garg et al., “Experimental investigation of a low-cost humidification-dehumidification desalination cycle using packed-bed humidifier and finned-tube heat exchanger,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 41, no. 1, pp. 101858, June, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101858> .
- [18] T. Rajaseenivasan et al., “An investigation into a laboratory scale bubble column humidification dehumidification desalination system powered by biomass energy,” *Energy Conversion and Management*, vol. 139, no. 1, pp. 232-244, May, 2017. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.043> .
- [19] E. Eder et al., “Experimental analysis of the humidification of air in bubble columns for thermal water treatment systems,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 115, no. 1, pp. 110063, July, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110063> .
- [20] L. Aref et al., “An experimental investigation on a portable bubble basin humidification/dehumidification desalination unit utilizing a closed-loop pulsating heat pipe,” *Energy Conversion and Management*, vol. 228, no. 15, pp. 113694, January, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113694> .

Рекомендована кафедрою теплоенергетики ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 29.11.2023

Серета Володимир Володимирович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики, e-mail: volodya.81.vs@gmail.com ;

Притула Наталя Олександрівна — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики, e-mail: prytula.natalia@iit.kpi.ua .

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ

V. V. Sereda¹
N. O. Prytula¹

Energy Characteristics of Thermal Desalination Systems with Different Types of Humidifiers

¹National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”

The demand for potable water is increasing worldwide due to population growth, urbanization, industrialization, agricultural activity, and socio-economic development. One of the solutions of this problem is the development of reliable and cost-effective autonomous decentralized water desalination systems. The air humidification-dehumidification cycle is a promising method of thermal water desalination. Such systems have a simple design, low initial and operating costs and use renewable energy to operate.

The directions of development of thermal water desalination technology with air humidification-dehumidification cycle are considered. The main indicators used to evaluate the efficiency of such systems are noted. It is shown that the main element that determines the performance of the installation is a humidifier — a contact heat exchanger for evaporating moisture from salt water into the air. A review of scientific works on experimental studies of the most common types of humidifiers was carried out. The advantages and disadvantages of the proposed constructions were determined and their energy indicators were analyzed (energy efficiency coefficient, fresh water consumption, mass flow coefficient, recovery coefficient and aerodynamic pressure drop).

Graphical dependencies of thermodynamic efficiency on the mass flow rate and aerodynamic pressure drop on the specific productivity for different types of humidifiers are plotted. It was found that in order to provide high thermodynamic efficiency, humidifiers with packing material and bubble heat exchangers require high mass flow rate of salt water and have significant aerodynamic pressure drop. The absence of measurements of water and air pressure drops was established in most experimental studies. Further directions for improving the efficiency of thermal desalination plants with air humidification-dehumidification cycle are outlined.

Keywords: energy characteristics, air humidification-dehumidification, contact heat exchanger, thermal desalination.

Sereda Volodymyr V. — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Chair of Thermal and Alternative Energy, e-mail: volodya.81.vs@gmail.com ;

Prytula Natalia O. — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Chair of Thermal and Alternative Energy, e-mail: prytula.natalia@iit.kpi.ua