

В.В. Серета¹, канд. техн. наук, доцент, ORCID 0000-0002-4645-3123Лю Ян¹, аспірант, ORCID 0000-0001-9535-4984Т.Л. Подстєвая¹, аспірант, ORCID 0009-0000-5919-3650¹Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ВИСОКОЕФЕКТИВНИЙ КОНТАКТНИЙ ЗВОЛОЖУВАЧ ДЛЯ ТЕРМІЧНОЇ ОПРІСНЮВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Метою роботи є підвищення ефективності термічних опріснювальних установок з циклом зволоження – осушення повітря за рахунок зменшення споживання електричної енергії. Найпоширеніші конструкції теплообмінників для зволоження повітря мають значні аеродинамічні і гідравлічні опори. Для усунення цього недоліку запропоновано використати внутрішній об'єм вертикальної трубки як активну зону тепломасообміну під час випаровування вологи з солоної води до повітря. Проведено математичне моделювання роботи такої установки та визначені її енергетичні характеристики. Особливістю математичної моделі є врахування рівнянь тепло і масопередачі в зволожувачі та осушувачі. Підбрано оптимальну швидкість руху повітря в трубці (3 м/с). Встановлено, що для ефективної роботи установки із плівковим зволожувачем витрата повітря має дорівнювати витраті солоної води, а геометричні розміри трубки повинні бути в межах: діаметр 20...30 мм, висота 2...2,5 м. Проведене математичне моделювання і отримані результати дають підстави стверджувати, що за однакової швидкості випаровування, аеродинамічний і гідравлічний опори плівкового теплообмінника будуть мінімальними порівняно з іншими типами зволожувачів. Застосування такого контактного апарату призведе до зменшення споживання електричної енергії, необхідної для циркуляції води і повітря в установці.

Ключові слова: енергетичні характеристики, зволоження-осушення повітря, контактний теплообмінник, математичне моделювання, термічне опріснення.

Вступ. У найближчому майбутньому різке перенаселення, а також забруднення прісних вод промисловими відходами, які скидаються в річки та підземні водні джерела призведуть до глобального дефіциту прісної води. Пошук нових джерел прісної води є важливим для вирішення цієї загрози. Враховуючи те, що морська вода займає 97% водних ресурсів світу, технології опріснення морської води є одним із найкращих рішень для боротьби з дефіцитом прісної води [1].

Всесвітня організація охорони здоров'я (ВОЗ) стверджує, що допустимі рівні солоності питної води становлять від 500 до 1000 частинок на мільйон (part per million, ppm). На Землі більшість наявних запасів питної води має солоність до 10^4 ppm, тоді як солоність морської води становить $3,5...4,5 \cdot 10^4$ ppm [2]. Основне завдання опріснювальних систем полягає в очищенні морської або солонуватої води та зменшення їх солоності до допустимого рівня [3]. Опріснення здійснюється або термічно (шляхом випаровування морської води), або механічно (з використанням мембран). Обидві технології дозволяють отримати прісну воду високої чистоти. Однак термічне опріснення надійне та ефективне лише для великих (понад 100 тон на день) потужностей виробництва питної води. Цей метод надто дорогий для отримання невеликої кількості прісної води і не може використовуватися в таких місцях, як острови або віддалені райони з обмеженим енергопостачанням [4]. Те саме стосується і мембран. Їх використання обмежене за відсутності електрики [4].

Актуальним на сьогодні є пошук рішень саме для децентралізованого і маломасштабного виробництва прісної води, які можна застосовувати у віддалених громадах, які не підключені до електричної або водорозподільної мережі. Однією з таких технологій є опріснення морської води за допомогою зволоження-осушення повітря (humidification-dehumidification, HDH). Ця технологія аналогічна природному гідрологічному циклу води, коли сонячне світло нагріває морську воду і випаровує краплі чистої води з верхньої поверхні океану, утворюючи хмари. Далі хмари поступово конденсуються і у вигляді опадів випадає чиста вода [5]. Метод HDH має ряд переваг, зокрема помірну робочу температуру, атмосферний робочий тиск, просту конструкцію, низькі початкові та експлуатаційні витрати [6]. Однак, HDH система потребує значної кількості теплової енергії для видалення небажаних солей із морської води. Тому застосування поновлюваної енергії (зокрема сонячної) як альтернативи традиційним енергетичним ресурсам, має зростаючу тенденцію в розвитку технологій опріснення HDH. Поєднання відновних або вторинних джерел енергії з технологією HDH забезпечує значні переваги порівняно з традиційними способами опріснення [7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останні десятиліття технологія HDH широко досліджувалась у різних наукових працях. Основна увага приділяється як термодинамічному і

експертному аналізу різних схем опріснювальних установок HDH, так і підвищенню ефективності теплообмінників HDH систем [6,7,8]. В складі установки є два теплообмінника – зволожувач і осушувач повітря (рис. 1). У зволожувачі відбувається випаровування вологи з солоної води до повітря. В осушувачі або конденсаторі волога з повітря конденсується для отримання необхідної кількості свіжої (прісної) води. Найбільшу зацікавленість у науковців викликає вдосконалення конструкції саме зволожувача з метою підвищення кількості випаровуваної вологи до повітря за мінімальних затрат теплової та механічної енергії [9-14]. Багато різних конструкцій зволожувачів повітря пропонується до використання в системах опріснення HDH. Найпоширенішими є барботажні колони, розпилювальні апарати і теплообмінники з пакувальним матеріалом [9-14].

У барботажному зволожувачі [9,10] повітря барботує через шар солоної води з використанням труб з дрібними отворами (3-6 мм). При цьому створюється велика міжфазна поверхня між водою та газом, що сприяє інтенсифікації тепло- та масообмінних процесів. Однак дані апарати мають значний аеродинамічний опір у порівнянні з іншими типами зволожувачів за однакової продуктивності.

У зволожувачах розпилювального типу [11,12] повітря рухається вгору і контактує з солоною водою, яка розпилюється з форсунок, і стікає вниз. Такі теплообмінники мають незначну продуктивність (порівняно з іншими типами) та потребують значного напору для прокачування води через форсунки.

Для покращення тепло і масообміну внутрішній простір розпилювальних зволожувачів заповнюють пакувальним матеріалом різного типу [13,14]. Таке рішення забезпечує велику площу поверхні як для тепло, так і для масообміну між краплями води і повітрям, що дозволяє досягти великої (до 4 тон на годину) продуктивності. Але разом з тим суттєво збільшується аеродинамічний опір через необхідність продування повітря крізь шар пакувального матеріалу.

Оглядаючи наявні дослідження, можна зробити висновок, що технологія HDH є багатообіцяючою саме для маломасштабного виробництва води та має широкі можливості для застосування поновлювальних енергетичних ресурсів. Поширені конструкції зволожувачів забезпечують ефективний тепло і масообмін між солоною водою і повітрям, однак мають значні втрати тиску як по повітрю, так і по воді. Отже, у подальших дослідженнях необхідно спрямувати зусилля на зменшення споживання механічної енергії, необхідної для циркуляції води/повітря через теплообмінники установки. Мінімальне споживання енергії насосами/вентиляторами дозволить підвищити ефективність HDH систем та повністю перевести їх на роботу від поновлюваної енергії.

Мета та завдання. Провести дослідження роботи установки із зволожувачем плівкового типу за допомогою математичного моделювання. Визначити геометричні розміри апарату та витрати повітря і солоної води для отримання максимальних показників продуктивності і енергетичної ефективності HDH системи. Порівняти ефективність плівкового теплообмінника з іншими поширеними конструкціями зволожувачів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Опис роботи установки з плівковим зволожувачем.

Основними елементами опріснювальної установки є два теплообмінника – зволожувач і осушувач, сонячний водонагрівач, водяна помпа і повітродувка (рис. 1). Установка має відкриті повітряний і водяний контури. Детальний опис роботи такої схеми опріснення наведено у [6,7]. Особливістю запропонованої конструкції є використання як зволожувача – контактного теплообмінника плівкового типу. Апарат являє собою вертикальну трубку, по внутрішній поверхні якої стікає плівка рідини, яка взаємодіє із зустрічним потоком повітря.

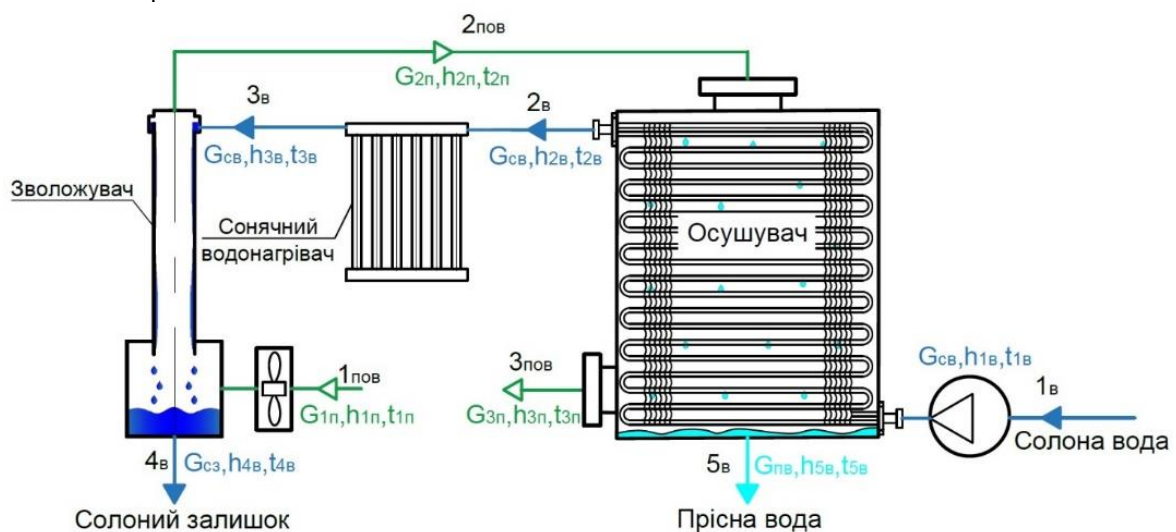


Рисунок 1. Опріснювальна установка із плівковим зволожувачем

Солона вода температурою t_{1e} і витратою G_{ce} помпою подається до осушувача поверхневого типу, де підігрівається до температури t_{2e} . Далі вода надходить до сонячного нагрівача, в якому догрівається до температури t_{3e} . У зволожувачі вода рівномірно розподіляється по внутрішній поверхні труби, стікає плівкою і видаляється із апарату, як солоний залишок. Повітродувка нагнітає у трубку зовнішнє повітря температурою t_{1n} і витратою G_{1n} . У зволожувачі вологовміст повітря підвищується під час контакту з плівкою підігрітої рідини. Одночасно повітря нагрівається до температури t_{2n} . Утворена пароповітряна суміш надходить до конденсатора, де її вологовміст знижується. Далі повітря видаляється з осушувача у навколишнє середовище. Утворений конденсат являє собою кінцевий продукт – чисту прісну воду.

Розроблення математичної моделі. Математична модель роботи установки із зволожувачем нового типу була розроблена за допомогою інженерного забезпечення PTC Mathcad. Властивості вологого повітря та солоної води визначалися за допомогою пакета CoolProp [15]. У модель включені наступні рівняння:

- тепловий баланс зволожувача:

$$Q_6^{3e} = G_{ce} h_{3e} - (G_{ce} - G_{ne}) h_{4e}. \quad (3)$$

$$Q_n^{3e} = G_n (1 + d_{2n}) h_{2n} - G_n (1 + d_{1n}) h_{1n}. \quad (4)$$

- тепловий баланс осушувача:

$$Q_6^{oc} = G_{ce} (h_{2e} - h_{1e}). \quad (5)$$

$$Q_n^{oc} = G_n (1 + d_{2n}) h_{2n} - G_n (1 + d_{3n}) h_{3n} - G_{ne} h_{5e}. \quad (6)$$

- кількість теплоти, яка передається від нагрітої води до повітря у зволожувачі за рахунок тепло- і масовіддачі:

$$Q_m^{3e} = Q_{вин} + Q_{конв} = \Delta G h_{vl} + \alpha_{конв} F_{фаз} \Delta T, \quad (7)$$

де $Q_{вин}$ – теплота, яка передається випаровуванням води в повітря, Вт; $Q_{конв}$ – теплота передана повітрю за рахунок його нагрівання, Вт; ΔG – кількість вологи, яка буде поглинена повітрям, кг/с; h_{vl} – питома теплота пароутворення, Дж/кг; $\alpha_{конв}$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, В/(м²·К); $F_{фаз}$ – площа міжфазної поверхні, м²; ΔT – середньологарифмічний температурний напір, °С.

- кількість теплоти, яка передається від повітря до солоної води у осушувачі за рахунок теплопередачі:

$$Q_m^{oc} = k F_m \Delta h. \quad (8)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); F_m – площа поверхні теплообміну, м²; Δh – середньологарифмічна різниця ентальпій на вході і на виході з осушувача.

Покрокові методики розрахунку теплопередачі у плівковому зволожувачі та поверхневому осушувачі наведені у [16] та [17] відповідно. Припущення прийняті під час моделювання і детальний опис балансових рівнянь зволожувача і осушувача наведено у [6,7].

Для моделювання роботи установки було прийняті наступні вихідні дані:

- температура солоної води на вході в установку $t_{1e} = 15$ °С;
- температура солоної води на вході до зволожувача, після сонячного водонагрівача $t_{3e} = 50$ °С;
- швидкість повітря у зволожувачі постійна $w_{1n} = 3$ м/с;
- параметри зовнішнього повітря $t_{1n} = 25$ °С, $\omega_{1n} = 50\%$;
- відносні вологості повітря на виході з зволожувача (на вході до осушувача) і на виході з установки рівні $\omega_{2n} = \omega_{3n} = 95\%$;
- температура конденсату на виході з осушувача визначалася як середнє значення між температурою точки роси повітря на вході до теплообмінника і температурою повітря на виході:

$$t_{5e} = 0,5(t_{2n}^{m,p} + t_{3n}). \quad (9)$$

Результатом моделювання є значення температур повітря і солоної води на виході із теплообмінних апаратів (t_{2n} , t_{3n} , t_{2e} , t_{4e}) за різних G_{ce} , G_n та геометричних розмірів зволожувача (діаметра d і висоти h). Після отримання результатів визначалися наступні енергетичні характеристики:

- продуктивність установки:

$$G_{ne} = G_n (d_{2n} - d_{3n}); \quad (10)$$

- кількість теплоти, яка підводиться до нагрівача:

$$Q_{наг} = G_{ce} (h_{3e} - h_{2e}) = G_{ce} c_p (t_{3e} - t_{2e}), \quad (11)$$

де c_p – теплоємність води, кДж/(кг·К);

- коефіцієнт енергетичної ефективності (gain output ratio, GOR):

$$GOR = G_{нев} r / Q_{наз} , \quad (12)$$

де r – питома теплота пароутворення, кДж/кг;

- відношення $G_{св}$ до G_a (коефіцієнт масової витрати, mass flow rate ratio, MR):

$$MR = G_{св} / G_a . \quad (13)$$

- аеродинамічні втрати тиску у зволожувачі з врахуванням входу і виходу повітря з трубки:

$$\Delta P_n = 0,5 \left(\lambda \frac{h}{d} + 1,5 \right) \frac{1}{\rho_{1a}} \left(\frac{4G_a}{\pi d^2} \right)^2 , \quad (14)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя в трубці. Для плівкового стікання води з праці [16]:

$$\lambda = 0.3164 \left(\frac{4G_a}{\mu_{1a} \pi d^2} \right)^{-0.25} . \quad (15)$$

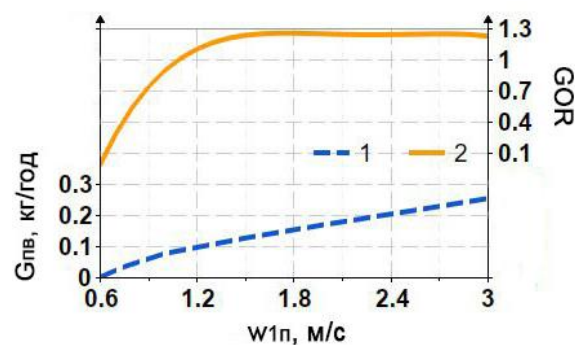


Рисунок 2. Залежність GOR і $G_{нев}$ від w_{1n} : 1 – $G_{нев}$; 2 – GOR

Результати моделювання. На рис. 2 показано зміну продуктивності установки $G_{нев}$ та її енергетичної ефективності (GOR) від швидкості повітря на вході до зволожувача. Видно, що за $w_{1n} = 1,5$ м/с GOR набуває максимального значення і далі, із зростанням w_{1n} , не змінюється. Для дотримання плівкового режиму стікання води, швидкість руху повітря у зволожувачі необхідно підтримувати не вищою ніж 3 м/с [16]. За нижчих значень продуктивність установки буде зменшуватися (рис. 2). Так як, чим більша швидкість повітря у трубці, тим більша витрата повітря проходить через зволожувач. Унаслідок цього тепло- та масообмінні процеси інтенсифікуються і більше вологи буде передаватися до повітря у теплообміннику. У разі збільшення швидкості повітря понад 3 м/с, плівкове стікання води порушується і розпочинається одночасний рух рідини й повітря вгору. Такий режим характеризується відриванням і віднесенням з повітряним потоком бульбашок солоні води та стрибкоподібним зростанням гідравлічного опору [16]. Експлуатація установки за такого режиму призведе до забруднення дистилляту і збільшення затрат енергії. Таким чином приймаємо швидкість повітря у зволожувачі постійною і рівною 3 м/с. Тоді витрата повітря буде залежати лише від діаметра трубки.

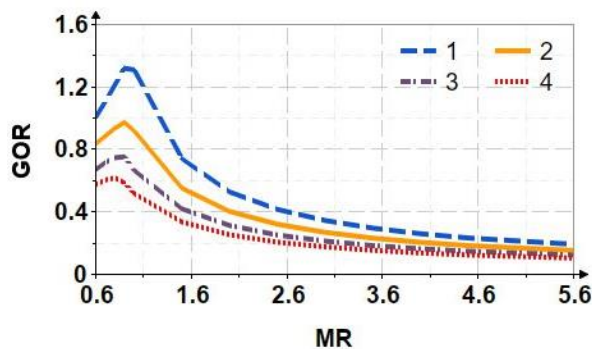


Рисунок 3. Залежність GOR від MR за $h = 1,5$ м:
1 – $d = 20$ мм; 2 – $d = 30$ мм;
3 – $d = 40$ мм; 4 – $d = 50$ мм

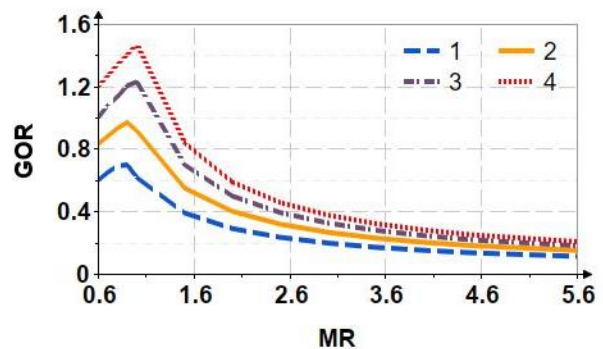


Рисунок 4. Залежність GOR від MR за $d = 30$ мм:
1 – $h = 1$ м; 2 – $h = 1,5$ м;
3 – $h = 2$ м; 4 – $h = 2,5$ м

Вплив витрати солоної води (параметр MR) на енергетичну ефективність установки (GOR) залежно від d і h показано на рис. 3 та 4. Видно, що із збільшенням MR, значення GOR спочатку збільшується, досягає максимального значення і далі різко знижується. Наявність пікового значення GOR вказує на те, що для плівкового зволожувача за $MR=0,8\dots 1,0$ існує оптимальне співвідношення між продуктивністю G_{ne} і кількістю теплоти підведеної до солоної води у нагрівнику $Q_{наг}$. Отже, за таких умов, до водонагрівача необхідно підводити мінімальну кількість теплоти. Подальше зниження GOR обумовлено тим, що чим більша витрата води проходить через осушувач, тим менша температура цієї води на виході з апарата ($t_{2в}$, рис. 1). Відповідно необхідно більше теплоти підвести у нагрівнику, щоб догріти воду до заданої температури $t_{3в}$. Приймаємо для даного типу зволожувача оптимальне значення $MR = 1$, тобто $G_{св} = G_n$.

Зміну енергетичних характеристик опріснювальної установки від геометричних параметрів зволожувача показано на рис. 5 та 6. Чим більше значення d і h – тим більше прісної води можна отримати в установці (рис. 5). Більший діаметр дає змогу пропускати більше повітря, а за високої трубки покращується ефективність зволожувача (температура повітря на виході $t_{2н}$ буде наближатися до температури води на вході ($t_{3в}$, рис. 1). Все це сприяє збільшенню поглинання вологи повітрям у зволожувачі. Однак GOR за таких умов знижується (рис. 6) через збільшення теплової потужності нагрівника. Щоб уникнути підвищення $Q_{наг}$, необхідно підтримувати значення GOR більше 1 [6]. З рис. 6 видно, що таким умовам відповідає діаметр 20...30 мм за висоти трубки 2...2,5 м.

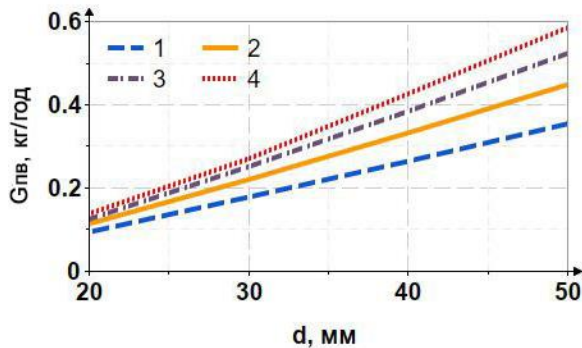


Рисунок 5. Залежність $G_{нев}$ від d :
 1 – $h = 1$ м; 2 – $h = 1,5$ м;
 3 – $h = 2$ м; 4 – $h = 2,5$ м

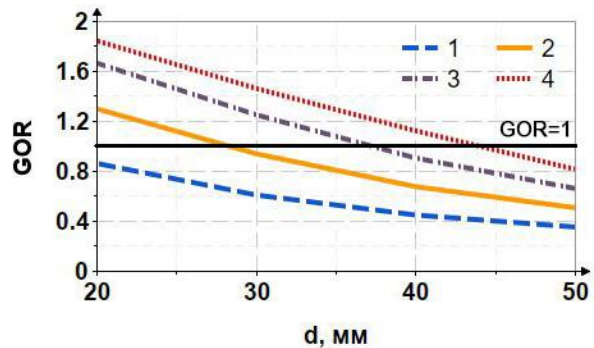


Рисунок 6. Залежність GOR від d :
 1 – $h = 1$ м; 2 – $h = 1,5$ м;
 3 – $h = 2$ м; 4 – $h = 2,5$ м

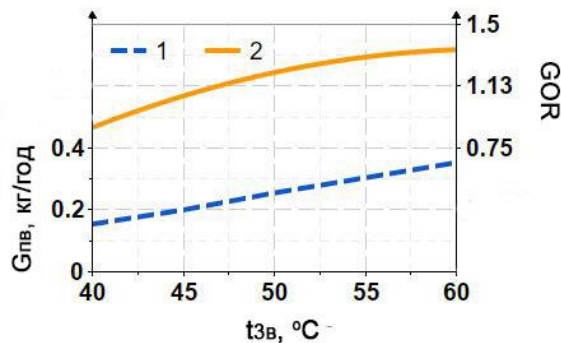


Рисунок 7. Залежність GOR і $G_{нев}$ від $t_{3в}$ за $d = 30$ мм і $h = 2$ м: 1 – $G_{нев}$; 2 – GOR

Розглянемо вплив параметрів зовнішнього повітря ($t_{1н}$ і $\omega_{1н}$) і температури солоної води на вході до зволожувача ($t_{3в}$) на зміну енергетичних характеристик опріснювальної установки. Як бачимо з рис. 7, чим вища температура $t_{3в}$, тим $G_{нев}$ і GOR більші. Це зумовлено тим, що збільшення температури $t_{3в}$ дозволяє підвищити поглинальну здатність зволожувача і отримати більшу продуктивність осушувача [6].

З рис. 8 та 9 видно, що температура ($t_{1н}$) і вологість ($\omega_{1н}$) зовнішнього повітря майже не впливають на продуктивність установки. Водночас значення GOR зростає із збільшенням $t_{1н}$ і $\omega_{1н}$. Такий результат пояснюється тим, що під час явного нагрівання і зволоження повітря стає легшим. Тоді, за незмінної швидкості у трубці ($w_{1н} = 3$ м/с) G_n буде зменшуватися. Відповідно зменшиться і $G_{св}$ (так як $G_n = G_{св}$). Як було зазначено вище, чим менша витрата $G_{св}$, тим менше теплоти необхідно підвести для нагріву води до температури $t_{3в}$. Слід зауважити, що такий вплив густини повітря на зміну GOR характерний у разі дотримання постійної швидкості $w_{1н}$. Однак, якщо контролювати безпосередньо витрату повітря, то значення GOR у разі зміни $t_{1н}$ і $\omega_{1н}$ залишиться постійним [6].

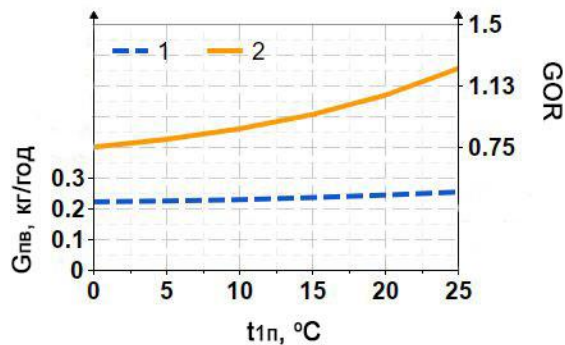


Рисунок 8. Залежність G_{OR} і $G_{нев}$ від t_{1n} за $d = 30$ мм і $h = 2$ м: 1 – $G_{нев}$; 2 – G_{OR}

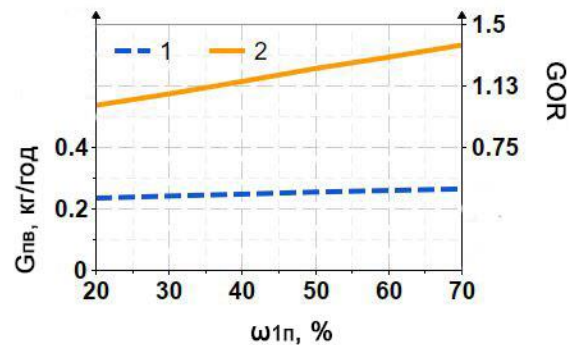


Рисунок 9. Залежність G_{OR} і $G_{нев}$ від ω_{1n} за $d = 30$ мм і $h = 2$ м: 1 – $G_{нев}$; 2 – G_{OR}

Порівняємо показники продуктивності плівкового тепломасообмінного апарата з іншими поширеними типами зволожувачів.

Багатострунний зволожувач висотою 0,4 м і площею поперечного перерізу 0,0032 м² досліджувався у праці [18]. Продуктивність зволожувача з пакувальним матеріалом визначалася у праці [14]. Теплообмінник мав висоту 0,332 м і площу поперечного перерізу 0,25 м². Пакувальний матеріал виготовлений із гофрованої целюлози, яка широко використовується в системах HDH [13,14]. Розпилювальний зволожувач складався із чотирьох поліпропіленових форсунок, які розпилювали солону воду у повітряний потік [12]. Апарат мав висоту 2 м і площу поперечного перерізу 0,07 м².

Для оцінки ефективності використовуємо годинну швидкість випаровування води на одиницю об'єму зволожувача. Для порівняння обиралися експерименти із приблизно однаковими швидкостями повітря, але швидкості солоної води при цьому відрізнялися:

- 0,6 мм/с для багатострунного зволожувача;
- 0,65 мм/с для зволожувача із пакувальним матеріалом;
- 1,41 мм/с для розпилювального зволожувача;
- 0,3 мм/с для нового плівкового зволожувача.

На рис. 10 показані результати проведеного порівняння. Видно, що новий зволожувач має кращу продуктивність у порівнянні із розпилювальним та багатострунним за близьких втрат тиску. Найбільшу продуктивність має зволожувач із пакувальним матеріалом. Однак втрати тиску при цьому більші у 10 разів. Переваги плівкового зволожувача пояснюються простою конструкцією трубки, яка забезпечує значну площу поверхні контакту фаз на одиницю об'єму із прямим і безперервним потоком повітря. При цьому плівковий зволожувач має найнижчу швидкість солоної води, а відповідно і найнижчі втрати тиску по воді.

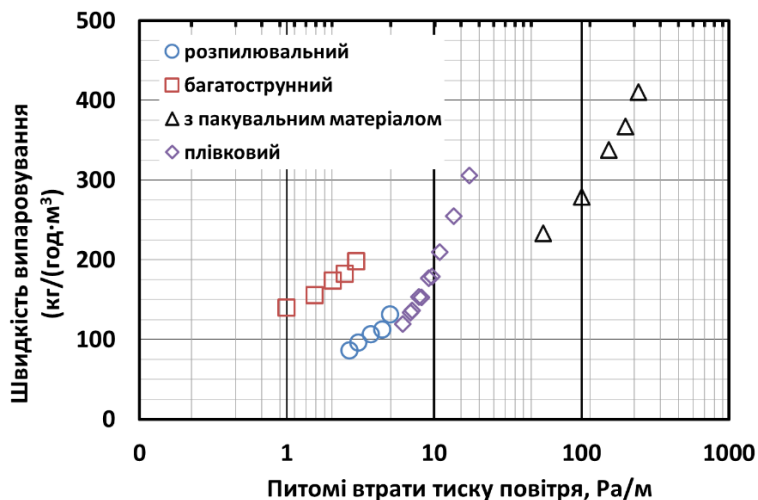


Рисунок 10. Порівняння ефективності плівкового зволожувача.

Висновки

Використання контактного теплообмінника плівкового типу як зволожувача HDH системи має ряд переваг. Ефективна робота такого апарату можлива за найнижчої витрати солоної води ($MR=1$) у порівнянні з іншими конструкціями ($MR=10\dots25$, [12-14,18]). Низька витрата води і відсутність

необхідності її розпилення через форсунки дає змогу отримати найнижчий гідравлічний опір. За приблизно однакової швидкості випаровування ($100\text{--}300 \text{ кг}/(\text{год}\cdot\text{м}^3)$) аеродинамічний опір апарату на порядок менший ніж у барботажних колон і зволожувачів із пакувальним матеріалом.

З експлуатаційної точки зору, найбільшу цікавість являє режим роботи плівкового зволожувача за $w_{ln} = 3 \text{ м/с}$ і $MR = 1$ ($G_{ce} = G_n$). Такі параметри дозволяють отримати максимальну продуктивність за мінімальних затрат енергії та запобігти потраплянню крапель забрудненої води до конденсату. Оптимальними геометричними розмірами трубки є діаметр $20\text{--}30 \text{ мм}$ та висота $2\text{--}2,5 \text{ м}$. За таких значень, коефіцієнт енергетичної ефективності GOR завжди більше 1.

Параметри зовнішнього повітря (t_{1n} і ω_{1n}) майже не впливають на продуктивність установки. Однак, у разі їх збільшення, коефіцієнт енергетичної ефективності GOR теж зростає. Відповідно зменшується кількість теплоти, яку необхідно підвести у нагрівнику для підігріву води до температури t_{3e} . Чим вища температура на вході до зволожувача t_{3e} , тим G_{ne} і GOR більші. Максимальне значення t_{3e} обмежене можливістю випадання солей у зволожувачі.

Подальші дослідження будуть спрямовані на порівняння термодинамічної та ексергетичної ефективності усіх типів HDH систем та проведення експериментальних досліджень гідродинаміки, тепло-і масообміну в плівковому зволожувачі та осушувачі для підвищення їх ефективності.

V. Sereda¹, PhD, Assoc. Prof, ORCID 0000-0002-4645-3123

Y. Liu¹, PhD student, ORCID 0000-0001-9535-4984

T. Podstievaia¹, PhD student, ORCID 0009-0000-5919-3650

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

HIGHLY EFFECTIVE DIRECT CONTACT HUMIDIFIER FOR THERMAL DESALINATION SYSTEM

The aim of the work is to increase the efficiency of thermal desalination systems with a humidification-dehumidification air cycle due to the reduction of electricity consumption. The most common designs of heat exchangers for air humidification have significant aerodynamic and hydraulic drops. To eliminate this disadvantage, it is proposed to use the internal volume of the vertical tube as an active heat and mass transfer zone during moisture evaporation from salt water to air. The operation of such desalination system has been mathematically modeled and its energy characteristics were determined. A special feature of the mathematical model is the consideration of heat and mass transfer equations for the humidifier and dehumidifier. The effective air velocity in the tube is 3 m/s. Effective operation of thermal unit with a film humidifier is possible then air mass flow is equal to the salt water flow. In this case, the geometric dimensions of the tube must be within the following limits: diameter 20...30 mm, height 2...2.5 m. The conducted mathematical modeling and obtained results give reasons to assert, that for the same rate of evaporation, the film heat exchanger has the lowest aerodynamic and hydrodynamic drops compared to other types of humidifiers. The use of such direct contact device will lead to a decrease in the electricity consumption necessary for salt water and air circulation in the humidification-dehumidification thermal installation.

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

References

1. A. Giwa, N. Akther, A. A. Housani, S. Haris, S. W. Hasen, “Recent advances in humidification dehumidification (HDH) desalination processes: improved designs and productivity.” *Renewable and sustainable energy reviews*, vol.57, pp.929-944, May 2016. doi:10.1016/j.rser.2015.12.108.
2. S. A. Kalogirou, “Seawater desalination using renewable energy sources.” *Progress in energy and combustion science*, vol. 31, pp. 242-281, 2005. doi:10.1016/j.peccs.2005.03.001.
3. G. N. Tiwari, H. N. Singh, R. Tripathi, “Present status of solar distillation.” *Solar Energy*, vol. 75, pp. 367-373, Nov 2003. doi:10.1016/j.solener.2003.07.005.
4. V. Belessiotis, S. Kalogirou, E. Delyannis. “Thermal solar desalination: methods and systems.” [online] Elsevier Science; June 2016.
5. M. A. Elnasr, M. Kamal, H. Saad, M. Ehlhelaly, “Water desalination using solar energy: humidification and dehumidification principle.” *Innovative energy&research*. Vol.4, pp.121. doi: 10.4172/2576-1463.1000121.
6. V.V. Sereda, A. S. Solomakha, N.O. Prytula, O.A. ”Thermodynamic analysis of thermal desalination system with humidification–dehumidification cycle”, *KPI Science News*, no. 4, pp. 105-112, 2021. doi: 10.20535/kpissn.2021.4.250663.

7. V. V. Sereda, A. S. Solomakha, N. O. Prytula, N. O. Shvets, "Thermodynamic analysis of water desalination system with open and closed air cycle." Scientific notes of Taurida National V.I. Vernadsky University. Series: Technical Sciences, Vol. 33(72), pp. 146-152, 2022. doi:10.32782/2663-5941/2022.6/25.
8. A.S. S. Mohamed, M. S. Ahmed, Hussein M. Marghrabir, A. G. Shahdy, "Desalination process using humidification–dehumidification technique: a detailed review." International journal of energy research., Vol. 45, 2020. doi: 10.1002/er.6111.
9. V. Patel, R. Patel, J. Patel, "Experimental and theoretical evaluation of bubbler humidifier for humidification–dehumidification water desalination system." Heat and Mass Transfer, 2019. doi:10.1007/s00231-019-02659-1.
10. E. Eder, M. Preibinger, "Experimental analysis of the humidification of air in bubble columns for thermal water treatment systems." Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 115, 2020. doi:10.1016/j.exptthermflusci.2020.110063.
11. M. Abu Elnasr, M. Kamal, H. Saad, M. Elhelaly, "Water Desalination using Solar Energy: Humidification and Dehumidification Principle," Innovative energy & research, Vol. 4(3), 2015. doi:10.4172/2576-1463.1000121.
12. S. Yanniotis, K. Xerodemas, "Air humidification for seawater desalination," Desalination, Vol. 158 (1) pp.313–319, Feb 2003. doi:10.1016/S0011-9164(03)00469-7.
13. G. Yuan, H. Zhang, "Mathematical modeling of a closed circulation solar desalination unit with humidification–dehumidification," Desalination, Vol. 205 (1–3), Vol. 156–162, 2007. doi:10.1016/j.desal.2006.03.550.
14. G. Yuan, Z. Wang, H. Li, X. Li, "Experimental study of a solar desalination system based on humidification–dehumidification process," Desalination, Vol. 277 (1-3), pp.92-98, Aug 2011. doi:10.1016/j.desal.2011.04.002.
15. C++ library of properties for 122 components. (2023). [Online]. Available: <http://www.coolprop.org>
16. P. Barabash, A. Solomakha, V. Sereda, et al. "Heat and mass transfer of countercurrent air-water flow in a vertical tube." Heat Mass Transfer, 2023. doi:10.1007/s00231-023-03342-2.
17. N. Minh Phu, N. Van Hap. "Influence of inlet water temperature on heat transfer and pressure drop of dehumidifying air coil using analytical and experimental methods," Case Studies in Thermal Engineering 18 (2020) 100581 doi:10.1016/j.csite.2019.100581.
18. Z. Zeng, A. Sadeghpour, Y. Sungtaek Ju, "A highly effective multi-string humidifier with a low gas stream pressure drop for desalination," Desalination, Vol. 449, pp. 91-100, 2019. doi:10.1016/j.desal.2018.10.017.

Надійшла: 02.05.2023
Received: 02.05.2023