

DOI: 10.20535/kpissn.2021.4.250663

УДК 628.165

Серета В.В.^{*}, Соломаха А.С., Припула Н.О., Заболотний О.А.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

^{*}corresponding author: volodya.81.vs@gmail.com

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕРМІЧНОЇ ОПРІСНЮВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЦИКЛОМ ЗВОЛОЖЕННЯ-ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ

Проблематика. Сьогодні опріснення морської води забезпечує видобуток світової прісної води у кількості 24,5 млн. м³ на добу. Одним із перспективних способів опріснення є термічна технологія зволоження–осушення повітря. Незважаючи на суттєві переваги цієї технології, ключовими проблемами її використання є високі енергетичні потреби.

Мета дослідження. Визначити оптимальні термодинамічні параметри робочих тіл (повітря і води) в конструктивних елементах опріснювальної установки з циклом зволоження–осушення повітря для отримання максимальної продуктивності за мінімального підведення теплоти.

Методика реалізації. Математичне моделювання циклу зволоження–осушення повітря за різних режимних параметрів на основі створеної термодинамічної моделі з масовими та енергетичними балансами кожного елемента опріснювальної установки.

Результати дослідження. Встановлено, що енергетична ефективність (gain out put ratio, GOR) установки збільшується зі збільшенням температури солоної води на виході з осушувача. Максимальні значення GOR та коефіцієнта відновлення води (recovery ratio, RR) спостерігаються за максимального перепаду температур (максимального нагрівання) солоної води в осушувачі. Показано, що зі збільшенням температури солоної води на вході до зволожувача GOR та RR також збільшуються. З'ясовано, що GOR не залежить від температури та вологості повітря на вході до зволожувача.

Висновки. Максимальні значення GOR та RR для циклу з додатковим підігріванням води становлять 3,75 та 6% відповідно. Для отримання таких значень температура солоної води на вході в установку (осушувач) має дорівнювати 10 °С, а температура солоної води на вході до зволожувача – 70 °С за будь-яких температур та вологості повітря. Застосування відновлювальної енергії для підігрівання солоної води у нагрівнику дасть змогу значно підвищити GOR.

Ключові слова: енергетична ефективність, зволоження–осушення повітря, математична модель, термічне опріснення, термодинамічний аналіз.

Вступ

Попит на чисту питну воду зростає як в Україні, так і в усьому світі через збільшення чисельності населення, урбанізацію, індустріалізацію, сільськогосподарську діяльність і соціально-економічний розвиток.

Споживання прісної води зросло в шість разів між 1900 і 1995 роками, що більш ніж удвічі порівняно зі зростанням населення. Нині із близько 6,8 млрд. населення світу приблизно одна третина

проживає у країнах, що мають проблеми з прісною водою [1]. У 2050 році ця цифра може зрости до 5,7 млрд. [2]. Нині 3,5 млн. людей щорічно гинуть у результаті неналежного водопостачання та каналізації, що посилює роль води як важливого глобального ресурсу [3]. З огляду на це потреба в прісній воді стоїть на одному з перших місць у міжнародному порядку денному критичних проблем (поряд зі зміною клімату).

Приблизно половина європейських країн уже зараз стикається з нестачею води, що вимагає

Рекомендуємо цитувати цю статтю так: В.В. Серета, А.С. Соломаха, Н.О. Припула, О.А. Заболотний, «Модель термічної опріснювальної установки з циклом зволоження-осушення повітря», *Наукові вісті КПІ*, № 4, с. 69–76, 2021. doi: 10.20535/kpissn.2021.4.250663

Please cite this article as: 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. 69–76, 2021. doi: 10.20535/kpissn.2021.4.250663.

комплексних управлінських зусиль, щоб збалансувати попит і пропозицію. Великі території у Сполучених Штатах використовують більше води, ніж можна поповнити природним шляхом. В Індії є райони, які стикаються з постійним дефіцитом води, і велика кількість сіл має проблеми із засоленням води. В Ізраїлі забір води також перевищує теоретичну кількість, незважаючи на багато винайдених технологій збереження води. Ситуація також серйозна в Китаї, де у 550 із 600 найбільших міст країни не вистачає води. Зростаючий попит на воду потенційно може призвести до зниження доступності для побутового, сільськогосподарського та промислового використання. Крім того, китайські річки настільки забруднені важкими металами, що їх не можна використовувати для зрошення. Це неминуче призводить до втрат виробництва, як промислового, так і сільськогосподарського. Єгипет також змушений імпортувати більше від половини продовольства, оскільки у нього не вистачає води для вирощування всередині країни. Україна вже за декілька десятирок може зіткнутися з дефіцитом якісної питної води [4]. Механізм, що призводить до дефіциту води у країнах, що розвиваються, часто дуже складний, діють взаємопов'язані чинники, такі як стрімкий приріст населення, брак інфраструктури та обмеженість природних водних ресурсів [1].

Другою важливою сучасною проблемою є виявлення та видалення нових хімічних забруднювачів, таких як гідрофільні органічні сполуки, побічні продукти дезінфекції, фармацевтичні сполуки, а також багато різних іонів, що походять з електронних виробів, які часто потрапляють на звалища, забруднюючи таким чином землю і воду.

У результаті такої ситуації повторне використання та опріснення води стали ключовими чинниками для підтримки сталого розвитку. Доказом цього є стабільне зростання встановленої потужності опріснювальних установок у всьому світі. Забезпечення сталого розвитку світового водопостачання вимагає сьогодні розроблення та впровадження передових та екологічно прийнятних процесів, які б дали змогу зберегти воду та зменшити її споживання. Одним із таких процесів є опріснення води за допомогою зволоження-осушення повітря (humidification dehumidification, HDH).

Для опріснення води використовують термічні або мембранні технології [5]. Мембранні технології нині домінують на ринку опріснення. Дев'яносто відсотків контрактів на будівниц-

тво опріснювальних установок, укладених із 2010 року, використовують мембрани. Мембранні технології набули такого поширення через свої незаперечні переваги: можливість організації безперервного опріснення; висока швидкість опріснення; високі показники відновлення води, видалення солей, низьке споживання енергії; мінімальні вимоги до попереднього очищення води, тривалий строк експлуатації [6]. Разом із цим, мембранам притаманні й суттєві недоліки, зокрема: пестициди, гербіциди та хлор молекулярно менші за воду і можуть проходити через мембрану; ймовірне видалення природних мінералів із води; значні витрати води, яка проходить через систему; погіршення якості води з часом експлуатації; потреба в енергії високої якості (електрична енергія, високотемпературне тепло), що не дає змоги напряму комбінувати мембрани із сонячною або іншою альтернативною енергією [7].

Термічні процеси застосовують для великомасштабних проєктів, зосереджених на Близькому Сході [8]. Термічні технології передбачають підігрівання солоної води і збирання конденсованої пари (дистиляту) для отримання чистої води. Найбільш поширені термічні багатоступеневі установки миттєвого скипання та з регенерацією отриманої пари в наступних ступенях. Незважаючи на велику кількість переваг термічного опріснення, ці технології останнім часом рідко використовують через викиди забруднювальних речовин в атмосферу та значне споживання енергії. Однак термічне опріснення ще застосовують на установках великої продуктивності [9]. В останні роки значні зусилля науковці спрямували на дослідження термічних опріснювальних установок із застосуванням сонячної енергії, що дає змогу суттєво підвищити ефективність процесу дистиляції [10].

Технологія HDH є порівняно новим методом термічного знесолення, який використовує повітря як носій для опріснення солоної води. Процес HDH підходить для децентралізованого немасштабного виробництва прісної води. Такі системи є ефективними у виробництві прісної води для невеликих громад, особливо у віддалених місцях, які не підключені до електричної або водорозподільної мережі [11]. HDH-системи мають просту конструкцію, нескладні у виготовленні, не потребують складного технічного обслуговування і можуть працювати від низькотемпературних або відновних джерел енергії. Порівняно з мембранними технологіями, HDH-системи очищають воду з високими концентраціями

солей (фактично будь-якими); на виході отримуємо 100% дистилат (конденсат); не погіршується якість води із часом експлуатації [8].

Головним недоліком НДН-систем є високі енергетичні потреби. З термодинамічного та екологічного погляду доцільніше використовувати відпрацьоване тепло або відновлювані джерела енергії, ніж електричну енергію або природний газ. Хоча такі низько потенційні джерела доступні з мінімальними експлуатаційними витратами, треба визначити оптимальну теплову конструкцію НДН-системи для отримання максимальної швидкості виробництва води за мінімального підведення теплоти. У відкритій літературі бракує інформації щодо зв'язку термодинамічного аналізу з оптимальною інженерною конструкцією НДН-систем. Так, у наукових працях [12–14] подані математичні моделі циклу зволоження-осушення повітря з нагріванням води. Досліджено вплив швидкості потоку сирової води та розміру зволожувача та осушувача на швидкість виробництва прісної води. Однак теплових характеристик, які не залежать від швидкості виробництва води та розміру обладнання, не було подано.

Постановка задачі

Надати комплексний термодинамічний аналіз циклу зволоження-осушення повітря з підігріванням води та подати оптимальні умови його роботи.

Конструктивні особливості НДН-систем

Схему опреснювальної установки, яка працює за принципом зволоження-осушення повітря, показано на рис. 1. Повітря та солоня вода рухаються у розімкнутих контурах. Солоня вода насосом подається до осушувача з температурою $t_{1в}$. Далі солоня вода циркулює по трубках осушувача, нагріваючись до температури $t_{2в}$ за рахунок відведення теплоти від насиченого повітря, яке осушується за рахунок охолодження у міжтрубному просторі осушувача.

Навколишнє повітря з температурою $t_{1п}$ і вологістю $d_{1п}$ вентилятором подається у зволожувач. У зволожувачі повітря нагрівається до температури $t_{2пн}$ зволожується за рахунок безпосереднього контакту з підігрітою у нагрівнику до температури t_3 всолоню водою. Гаряча вода розбризкується через форсунки для ефективного тепло- і масообміну. Графік зміни температур повітря та солоні води у зволожувачі показано на рис. 2, а.

Частина води випаровується в повітря, тоді як решта виділяється як солоний залишок у нижній частині зволожувача. На виході зі зволожувача вологість повітря може досягнути значення 100 %. Далі насичене повітря надходить до осушувача, де водяна пара конденсується з повітря для виробництва прісної води. Охолоджене повітря з температурою $t_{3п}$ видаляється в навколишнє середовище. Графік зміни температур повітря та солоні води в осушувачі показано на рис. 2, б.

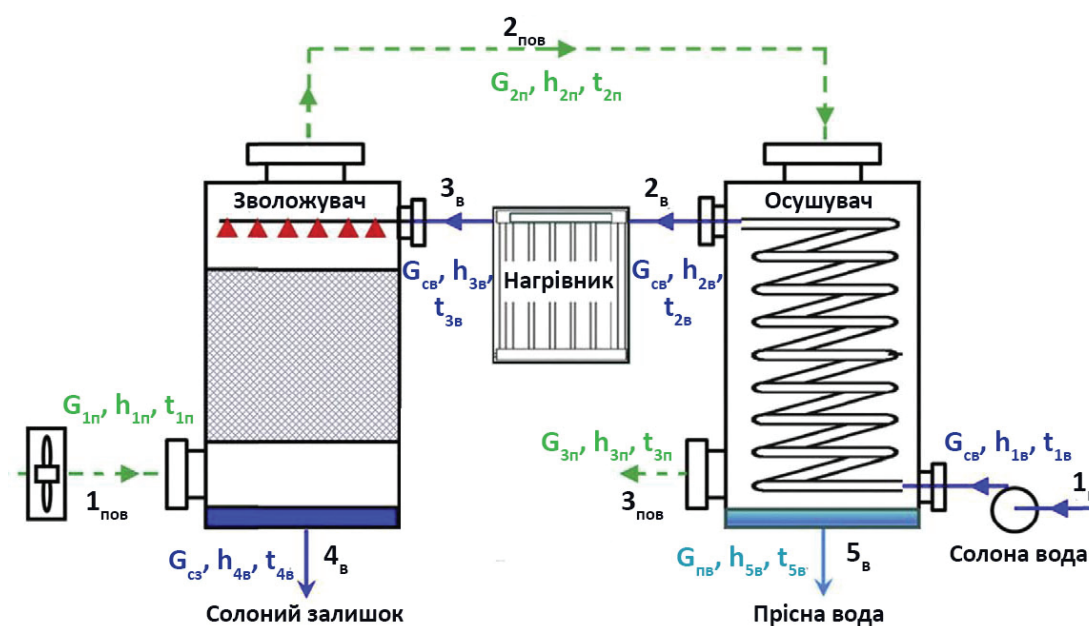


Рис. 1. Опреснювальна установка, яка працює за принципом зволоження-осушення повітря

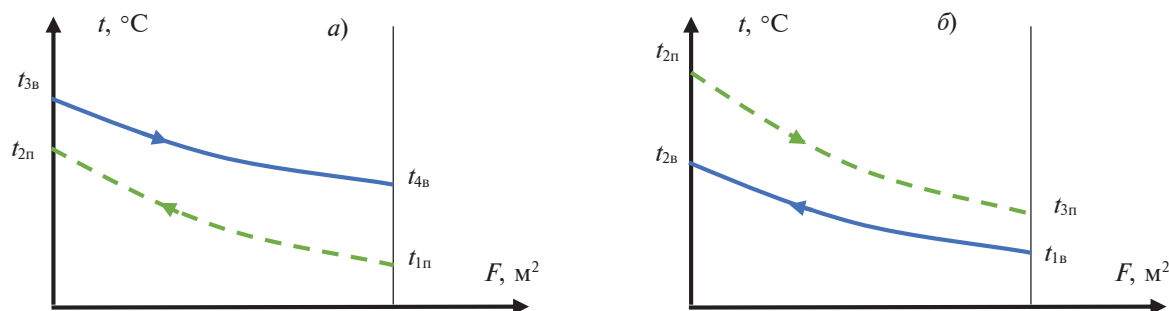


Рис 2. Перепад температур в установці: а) зволожувач; б) осушувач.

Розроблення математичної моделі

Для моделювання циклу, показаного на рис. 1, були зроблені такі припущення:

- цикл працює за стаціонарних умов;
- втрати теплоти від будь-якого обладнання установки не враховуються;
- потужність насоса та вентилятора є незначною порівняно з тепловою енергією, яка підводиться у нагрівнику;
- прісна вода виходить з осушувача з температурою, яка є середньою між температурою точки роси повітря на вході до осушувача й температурою повітря на виході з осушувача;
- відносна вологість повітря, що виходить зі зволожувача та осушувача, становить 100 %.

Модель, подана в цій роботі, є термодинамічною моделлю, де масові та енергетичні баланси застосовують до кожної зі складових циклу, дотримуючись першого закону термодинаміки [15]. Однак для математичного аналізу циклу та розрахунку його продуктивності треба знати деякі інші параметри. Це – температура води на вході до осушувача повітря $t_{1в}$ і температура води на вході до зволожувача повітря $t_{3в}$. Мінімальна температура води в циклі на вході в установку $t_{1в}$ може коливатися між 10–40 °С через сезонні зміни температури. Максимальна температура води в циклі на вході до зволожувача $t_{3в}$ має міститися в діапазоні 50–70 °С для недопущення утворення накипу. Ключові рівняння моделі мають такий вигляд:

1. Енергетичний та масовий баланси осушувача повітря:

$$G_{св} h_{1в} + G_{2п} h_{2п} = G_{св} h_{2в} + G_{пв} h_{5в} + G_{3п} h_{3п}; \quad (1)$$

$$G_{пв} = G_{2п} (d_{2п} - d_{3п}). \quad (2)$$

2. Ефективність осушувача визначають за такою формулою:

$$\varepsilon_{ос} = \max \left(\frac{h_{2п} - h_{3п}}{h_{2п} - h_{2п}^{ideal}}; \frac{h_{2в} - h_{1в}}{h_{2в}^{ideal} - h_{1в}} \right), \quad (3)$$

де $h_{3п}^{ideal}$ – ідеальна ентальпія вихідного повітря обчислюється за умови повного насичення повітря на виході, за $t_{3п} = t_{1в}$; $h_{2в}^{ideal}$ – ідеальна ентальпія солоні води на виході з осушувача, коли $t_{2в} = t_{2п}$.

3. Енергетичний та масовий баланси зволожувача повітря:

$$G_{1п} h_{1п} + G_{св} h_{3в} = G_{2п} h_{2п} + G_{с3} h_{4в}; \quad (4)$$

$$G_{с3} = G_{св} - G_{пв}. \quad (5)$$

4. Ефективність зволожувача визначаємо аналогічно формулі :

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

де $h_{2п}^{ideal}$ ідеальна ентальпія вихідного повітря за умови повного насичення, за $t_{2п} = t_{3в}$; $h_{4в}^{ideal}$ ідеальна ентальпія солоні залишку на виході зі зволожувача, коли $t_{4в} = t_{1п}$.

5. Енергетичний баланс нагрівника:

$$Q_{наг} = G_{св} (h_{3в} - h_{2в}). \quad (7)$$

Математичну модель, подану рівняннями (1)–(7), розв'язують за допомогою інженерного програмного забезпечення РТС Mathcad, використовуючи для визначення властивостей вологого повітря та солоні води пакет CoolProp [16]. Після вирішення рівнянь (1)–(7) розраховують такі параметри продуктивності:

1. Коефіцієнт енергетичної ефективності (gainoutputratio, GOR) – основний показник оцінювання роботи опріснювальної установки. Він показує, скільки теплової енергії споживається в процесі опріснення. Чисельно дорівнює відношенню витрати виробленої прісної води,

помноженої на приховану теплоту випаровування, до підведеної у циклі теплової енергії:

$$GOR = G_{\text{пв}} r / Q_{\text{наг}} \quad (8)$$

2. Коефіцієнт відновлення води (recovery ratio, RR) – відношення витрати прісної води, яка отримується в установці, до вхідної солоної води:

$$RR = G_{\text{пв}} / G_{\text{св}} \quad (9)$$

3. Коефіцієнт масової витрати (massflow-ratio, MR) – відношення масової витрати вхідної солоної води до масової витрати зовнішнього повітря:

$$MR = G_{\text{св}} / G_{\text{пн}} \quad (10)$$

Результати моделювання

Як бачимо на рис. 3, значення GOR збільшується зі збільшенням температури солоної води на виході з осушувача $t_{2\text{в}}$. Тобто чим більше теплоти буде відведено від насиченого повітря в осушувачі (див. формулу), тим більше сконденсується прісної води з повітря і тим ефективнішою буде робота установки. Значення температури $t_{2\text{в}}$ залежать як від перепаду температур солоної води в осушувачі $\Delta t_{\text{св}}$, так і від температури солоної води на вході в установку $t_{1\text{в}}$:

$$t_{2\text{в}} = t_{1\text{в}} + \Delta t_{\text{св}} \quad (11)$$

Також рис. 3 показує, що за однакових $t_{2\text{в}}$ значення GOR тим більше, чим менша $t_{1\text{в}}$. Це зумовлено тим, що зменшення $t_{1\text{в}}$ дає змогу зменшити температуру $t_{3\text{п}}$ і вологовміст $d_{3\text{п}}$ повітря на виході з осушувача (див. рис. 2 та 4). З формули (2) випливає, що охолодження повітря до меншої температури дає змогу сконденсувати більше свіжої води з повітря. Однак температуру $t_{1\text{в}}$ у цьому циклі регулювати немає змоги. Її значення залежить від сезонних змін і становить 10–40 °C. З огляду на це для забезпечення максимальних значень GOR та RR необхідно, щоб перепад температур солоної води в осушувачі $\Delta t_{\text{св}}$ був якомога більшим.

Розглянемо на скільки максимально доцільно збільшити $\Delta t_{\text{св}}$ і чи можливо досягти рівності температур $t_{2\text{в}}$ і $t_{3\text{в}}$, щоб позбутися нагрівника у цьому циклі. Зі збільшенням $\Delta t_{\text{св}}$ збільшується кількість сконденсованої прісної води з повітря, що відповідно до формули (2) призведе до збільшення витрати повітря в осушувачі (за постійних температур $t_{2\text{п}}$ та $t_{3\text{п}}$). Відповідно кількість

повітря, яка проходить через зволожувач, теж зросте, а значення коефіцієнта масової витрати MR зменшуватиметься (див. рис. 5). Щоб нагріти більшу кількість повітря у зволожувачі, треба підвести більше теплоти від солоної води. З рівняння теплового балансу зволожувача бачимо, що чим більше теплоти відводиться від солоної води, тим температура солоного залишку $t_{4\text{в}}$ буде меншою. Натомість розподіл температур у зволожувачі (рис. 2) показує, що температура $t_{4\text{в}}$ не може бути меншою за температуру зовнішнього повітря $t_{1\text{п}}$, тобто солоний залишок неможливо охолодити нижче від температури зовнішнього повітря.

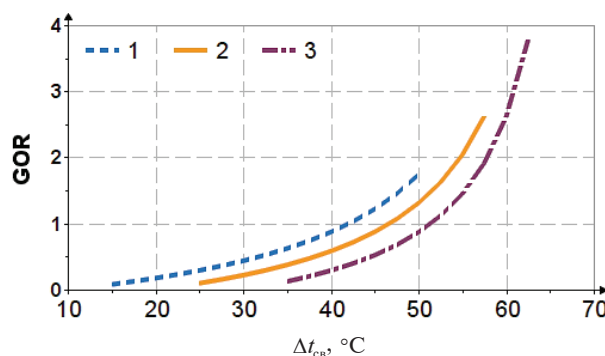


Рис. 3. Залежність GOR від температур солоної води на вході та виході з осушувача: 1 – $t_{1\text{в}} = 10$ °C; 2 – $t_{1\text{в}} = 20$ °C; 3 – $t_{1\text{в}} = 30$ °C

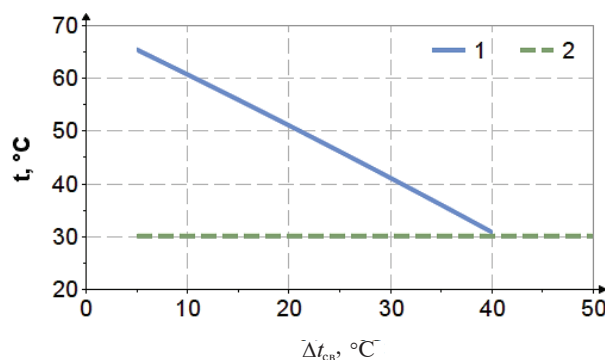


Рис. 4. Залежність температури солоного залишку в зволожувачі від перепаду температур солоної води в осушувачі: 1 – $t_{4\text{в}}$; 2 – $t_{1\text{п}}$

Як показано на рис. 4, зі збільшенням різниці температур солоної води в осушувачі $\Delta t_{\text{св}}$ температура солоного залишку в зволожувачі зменшуватиметься доти, поки не зрівняється з температурою $t_{1\text{п}}$. За подальшого збільшення $\Delta t_{\text{св}}$ неможлива коректна робота установки.

На практиці необхідно, щоб різниця між $t_{4в}$ та $t_{1п}$ була не більше ніж $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. На рис. 3 показано, що за $t_{1в} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ максимальне значення температури солоної води на виході з установки $t_{2в}$ становить $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, а у разі $t_{1в} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $62\text{ }^{\circ}\text{C}$. Очевидно, що догріти солону воду до максимально можливої температури ($70\text{ }^{\circ}\text{C}$) без додаткового нагрівника у цьому циклі нереально.

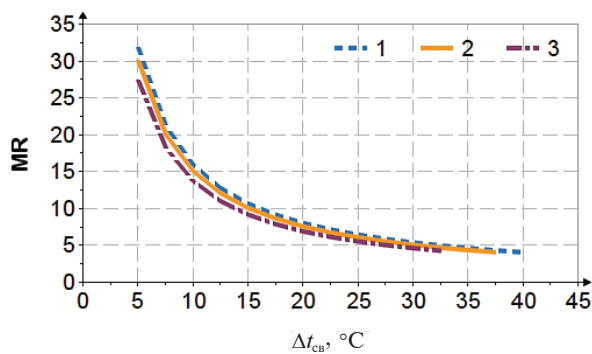


Рис. 5. Залежність MR від перепаду температур солоної води в осушувачі: 1 – $t_{1в} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_{1в} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $t_{1в} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

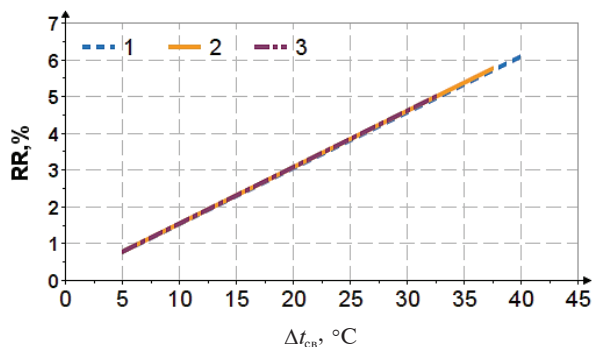


Рис. 6. Залежність RR від перепаду температур солоної води в осушувачі: 1 – $t_{1в} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_{1в} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $t_{1в} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Як бачимо з рис. 5 та 6, коефіцієнти відновлення води масової витрати фактично не залежать від $t_{1в}$. Коефіцієнт MR зі збільшенням Δt_{cb} зменшується. Це означає, що чим більша температура $t_{2в}$, тим більше повітря треба подати до осушувача, щоб сконденсувати більше прісної води з повітря. Коефіцієнт відновлення води RR зі збільшенням Δt_{cb} теж збільшується. Це означає, що чим більша температура $t_{2в}$, тим більше прісної води можна отримати в установці.

Як бачимо з рис. 7, чим більша температура $t_{3в}$, тим ефективність установки вища. Це зумовлено тим, що зі збільшенням температури солоної води на вході до зволожувача $t_{3в}$ темпе-

ратура повітря на виході зі зволожувача $t_{2п}$ теж збільшуватиметься (див. рис. 2, а). Таким чином у зволожувачі до повітря підводиться більше теплоти і вологи (див. формулу (4)). Це дає змогу отримати більше прісної води в осушувачі. Слід зауважити, що на практиці верхнє значення температури $t_{3в}$ слід обмежувати ($50\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$), щоб запобігати утворенню накипу.

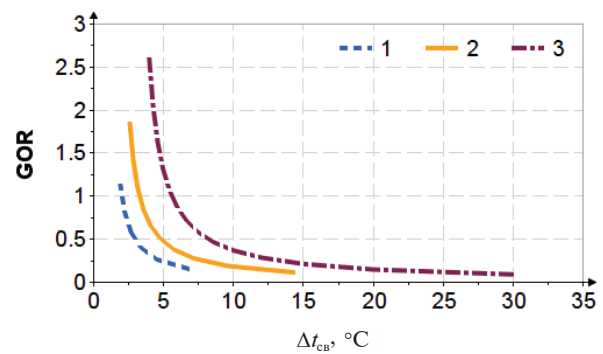


Рис. 7. Залежність GOR від MR: 1 – $t_{3в} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_{3в} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $t_{3в} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$

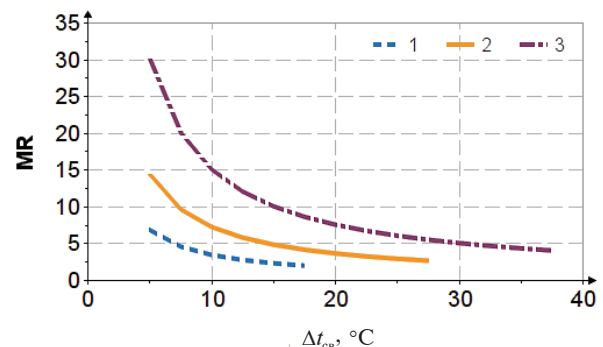


Рис. 8. Залежність RR від перепаду температур солоної води в осушувачі: 1 – $t_{1в} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_{1в} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $t_{1в} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Ефективність установки (GOR) не залежить від температури та вологості повітря на вході до зволожувача через те, що параметри зовнішнього повітря не впливають на кількість рідини, яка буде поглинена повітрям у зволожувачі. Ефективність осушувача та зволожувача під час моделювання не змінювалася і становила $\varepsilon_{oc} = 0.965$ і $\varepsilon_{3в} = 0.73$ відповідно.

Висновки

Ефективність установки (GOR) не залежить від параметрів повітря на вході до зволожувача. Це дає змогу замкнути повітряний контур

установки (повітря з виходу осушувача одразу подавати до зволожувача, $t_{1п} = t_{2п}$) й уникнути постійного контролю за забрудненням повітря.

Щоб отримати максимальні значення GOR та RR (які для цього циклу становлять GOR = 3,75 та RR = 6%, див. рис. 3 та 6), потрібно, щоб температура $t_{1в}$ була мінімальною (10–40 °C), а перепад температур в осушувачі $\Delta t_{св}$ і температура солоної води на вході до зволожувача $t_{3в}$ – максимально можливими.

Основними чинниками, які лімітують подальше збільшення GOR та RR, є обмеження максимальних значень $t_{3в}$ та $\Delta t_{св}$. Це зумовлює необхідність використання у циклі нагрівника із зовнішнім підведенням теплоти.

Найбільш ефективним способом підвищення GOR є застосування альтернативної енергії (сонце, димові гази тощо) для підігрівання солоної води у нагрівнику. Таке рішення значно зменшить витрати на теплову енергію $Q_{нар}$ і на порядок підвищить ефективність установки (GOR).

Подальші дослідження будуть спрямовані на створення математичних моделей усіх типів опріснювальних систем із циклом зволоження – осушення повітря для порівняння їх термодинамічної та ексергетичної ефективності; виготовлення експериментальної установки для проведення дослідження гідродинаміки, тепло- і масообміну в зволожувачі та осушувачі з для підвищення їх ефективності.

References

- [1] F. Macedonio et al., “Efficient technologies for worldwide clean water supply,” *Chem. Eng. Process.*, vol. 51, pp. 2–17, 2012, doi: 10.1016/j.cep.2011.09.011.
- [2] “Nature-based solutions for water,” UNESCO, Paris, France, 2018. [Online]. Available: <https://unesdoc.unesco.org/ark:/48223/pf0000261424>.
- [3] T. Luo et al., “Aqueduct projected water stress country rankings,” World Resources Institute, Washington, D.C., USA, 2015. [Online]. Available: <https://www.wri.org/data/aqueduct-projected-water-stress-country-rankings>.
- [4] “Форум з екології та сталого розвитку України 2021.” dpss.gov.ua. <https://dpss.gov.ua/news/ukrayina-mozhe-zitknutisya-z-deficitom-yakisnoyi-pitnoyi-vodi-vladislava-magalecka> (accessed Jan. 28, 2021).
- [5] A. Subramani and J. G. Jacangelo, “Emerging desalination technologies for water treatment: a critical review,” *Water Res.*, vol. 75, pp. 164–187, 2015, doi: 10.1016/j.watres.2015.02.032.
- [6] Y. B. Karhe and P. V. Walke, “A solar desalination system using humidification–dehumidification process: a review of recent research,” *Int. J. Mod. Eng. Res.*, vol. 3, no. 2, pp. 962–969, 2013.
- [7] A. S. A. Mohamed et al., “Desalination process using humidification–dehumidification technique: a detailed review,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 45, no. 3, pp. 3698–3749, 2020, doi: 10.1002/er.6111.
- [8] “Dynamic growth for desalination and water reuse in 2019.” IDADESAL.org. <https://idadesal.org/dynamic-growth-for-desalination-and-water-reuse-in-2019> (accessed Jan. 28, 2021).
- [9] F. Wunder et al., “Numerical simulation of heat transfer in a horizontal falling film evaporator of multiple-effect distillation,” *Desalination*, vol. 401, pp. 206–229, 2017, doi: 10.1016/j.desal.2016.09.020.
- [10] Y. Zhang et al., “Application of solar energy in water treatment processes: a review,” *Desalination*, vol. 428, pp. 116–145, 2018, doi: 10.1016/j.desal.2017.11.020.
- [11] Velmurugan et al., “Humidification–dehumidification desalination system: an overview,” *Int. J. S. Res. Sci. Tech.*, vol. 4, no. 5, pp. 1163–1177, 2018.
- [12] I. Tlili et al., “Performance enhancement of a humidification–dehumidification desalination system,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 140, pp. 309–319, 2019, doi: 10.1007/s10973-019-08775-8.
- [13] V. Patelet al., “Experimental and theoretical evaluation of bubbler humidifier for humidification–dehumidification water desalination system,” *Heat Mass Transf.*, vol. 55, pp. 3201–3210, 2019, doi: 10.1007/s00231-019-02659-1.
- [14] D. U. Lawal et al., “Experimental investigation of heat pump driven humidification–dehumidification desalination system for water desalination and space conditioning,” *Desalination*, vol. 475, pp. 114199, 2020, doi: 10.1016/j.desal.2019.114199.
- [15] P. P. Kudelia and S. V. Dubovskiy, “Energy and exergy approaches to problem of rational energy use,” *Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohii, ekolohiia*, vol. 2, pp. 7–16, 2020.
- [16] “C++ library of properties for 122 components.” CoolProp.org. <http://www.coolprop.org> (accessed Jan. 28, 2021).

Sereda V.V., Solomakha A.S., Prytula N.O., Zabolotny O.A.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THERMAL DESALINATION SYSTEM WITH HUMIDIFICATION–DEHUMIDIFICATION CYCLE

Problems. Today desalination of seawater provides a worldwide fresh water production of 24.5 million m³ per day. One of the promising desalination methods is thermal humidification-dehumidification process. In spite of significant benefits this technology, it has a key drawback – high thermal energy consumption.

The aim of the study. Determine the optimal thermodynamic parameters of working substances (air and water) in elements of desalination system with humidification–dehumidification cycle to obtain maximum performance with a minimum energy consumption.

Methodology of implementation. Mathematical modeling of the humidification-dehumidification cycle at different input parameters. The thermodynamic model was created using equations of mass and energy balances of the desalination system.

Research results. System Gain output ratio (GOR) increases with increasing salt water temperature at the outlet of the dehumidifier. Maximum values of GOR and recovery ratio (RR) are observed at the maximum temperature difference (maximum heating) of salt water in the dehumidifier. It is shown that values of GOR and RR increase with increasing salt water temperature at the inlet to the humidifier. It is found that GOR value is independent of the temperature and humidity of the air at the inlet to the humidifier.

Conclusions. The maximum values of GOR and RR for the humidification-dehumidification cycle with additional water heating are 3.75 and 6%, respectively. To obtain such results, the temperature of salt water at the inlet to the system (dehumidifier) should be equal to 10 °C, and the temperature of salt water at the inlet to the humidifier – 70 °C. At the same time, temperature and humidity of the air can have any values. The use of renewable energy for heating salt water in the heater will significantly increase system GOR.

Key words: gain output ratio, humidification-dehumidification, mathematical model, thermal desalination, thermodynamic analysis.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Надійшла до редакції
17 грудня 2021 року

Прийнята до публікації
14 лютого 2022 року