

Серета В.В.

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

Соломаха А.С.

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

Притула Н.О.

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

Швець Н.О.

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

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ ТЕРМІЧНОГО ЗНЕСОЛЕННЯ ВОДИ З ВІДКРИТИМ І ЗАКРИТИМ ПОВІТРЯНИМ ЦИКЛОМ

Проаналізовано сучасний стан і перспективи світового водоспоживання. Наведено технічні рішення для розв'язання проблем прісної води. Описано основні переваги та недоліки термічних методів опріснення і технології на основі мембран. Показано, що вказані недоліки можна усунути, використовуючи цикл зволоження–осушення повітря для децентралізованого отримання знесоленої води.

Описано принципові схеми опріснювальних установок із закритим водяним контуром, які працюють за принципом відкритого або закритого повітряного циклу з підігріванням води у проміжному теплообміннику, та розглянуто принципи їх роботи. Процеси зволоження–осушення повітря для кожного циклу побудовано у діаграмі $t-d$. Розроблено математичну модель для визначення оптимальних теплових характеристик розглянутих систем.

На основі комплексного термодинамічного аналізу закритого і відкритого циклів зволоження–осушення повітря встановлено вплив температур солоної води на вході та виході з осушувача на коефіцієнт енергетичної ефективності, коефіцієнт відновлення води й коефіцієнт масової витрати опріснювальної установки. Показано зміну витрати води й повітря, потрібних, щоб забезпечити постійну продуктивність системи, залежно від способу циркуляції повітря. Отримана точка «оптимуму» – температура води на вході до осушувача $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. За нижчих значень відкрита повітряна схема має вищі коефіцієнти енергетичної ефективності й відновлення води. За інших умов доцільно застосовувати закриту повітряну схему.

Наведена математична модель і отримані результати можна використати на стадії проектування систем опріснення води за допомогою циклу зволоження–осушення повітря для невеликих готелів та пансіонатів на морських узбережжях України та Європи, а також у приватних будівлях у регіонах із високою інтенсивністю сонячної радіації.

Ключові слова: відкритий та закритий цикл, зволоження–осушення повітря, математична модель, термічне опріснення, термодинамічний аналіз.

Постановка проблеми. Вода – це найважливіший ресурс для якісного життя людини. Легкий доступ до достатньої кількості води для використання та гігієни в житлових будинках, школах та медичних закладах потрібний для здоров'я і добробуту людини та має стати передумовою для гідного життя у XXI столітті. Однак через швидке зростання населення та урбанізацію надмірно

використовують природну прісну воду в світі, що призводить до дефіциту води, забруднення та порушення роботи екосистем [1–3]. Найчастіше забруднюють воду, оскільки неналежним чином очищують відходи життєдіяльності та обробляють промислові та сільськогосподарські залишки.

Прогнози, які ґрунтуються на даних про населення Світового банку та базі даних FAO

AQUASTAT щодо наявності прісної води, показують, що до 2050 року 2 мільярди людей, які живуть у 44 країнах, імовірно, страждатимуть від дефіциту води, з яких 95% можуть проживати в країнах, що розвиваються [4].

Нині лише 40% поверхневих водних об'єктів Європи є екологічно чистими. Близько 140 мільйонів європейців живуть у районах надмірної експлуатації підземних вод. Цей дорогоцінний запас у недалекому майбутньому буде забруднений та виснажений, що призведе до обмежень використання води як домашніми господарствами, так і промисловістю. Також виникнуть інші проблеми, зокрема втрата водно-болотних угідь, опустелювання, низький стік річок та проникнення солі в прибережні водоносні горизонти [1].

Слід зауважити, що населення великих міст усього світу споживає води значно багато. Так, у Нью-Йорку на одного жителя припадає 600 л/добу води, в Парижі – біля 500 л/добу, Києві – 353 л/добу. В Україні на 1 душу населення припадає в середньому 238 л/добу прісної води [5].

Як бачимо, перспектива світового водоспоживання цілком безрадісна, враховуючи, що тренд на збільшення питомих витрат природної прісної води повністю зберігається за одночасного збільшення населення Землі та зростанні обсягів промислового та сільськогосподарського виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Потенційні технічні рішення для розв'язання дефіциту води такі [1–5]: економити воду; *повторно використовувати стічні й дощові води; опріснювати морську та солонувату воду*; підвищувати ефективність технологічних процесів у сільському господарстві та промисловості; зменшувати витоки в комунальному водопостачанні.

Широкомасштабне опріснення морської води почалося в 1960-х роках із використанням термічних процесів. До 2000 року на ринку домінували термічні багатоступеневі установки миттєвого скипання та з регенерацією отриманої пари в наступних ступенях, які використовують лише для досить великого (понад 100 тис. т на добу) виробництва прісної води [6]. Технологію зворотного осмосу на основі мембрани для очищення солонуватої води презентовано на ринку в 1970-х роках. Починаючи з 1980-х років, досягнення в галузі мембранної технології та матеріалів уможливили використання зворотного осмосу для опріснення морської води [7]. Унаслідок цього прогресу, починаючи з 1999 року, технології на основі мембран, зокрема зворотний осмос, електродіаліз і нанофільтрація, стали найбільш панів-

ними на ринку опріснення води як у промислових, так і у невеликих масштабах.

Незважаючи на поширення мембранних технологій, вони мають певні недоліки: істотне енергоспоживання, екологічні проблеми (великий вуглецевий слід, викиди парникових газів), хімічні викиди та експлуатаційні проблеми (потреба в спеціалізованому навчанні персоналу, забруднення мембран) [8]. Альтернативним варіантом децентралізованого отримання прісної води є технологія зволоження–осушення повітря (humidification dehumidification, HDH). Невеликі опріснювальні установки такого типу мають низку переваг порівняно з мембранами: працюють за низьких температур, легко інтегруються з поновлювальними та вторинними джерелами енергії, мають високу технологічність конструкції [8; 9].

У доступних літературних джерелах бракує інформації стосовно зв'язку термодинамічного аналізу з оптимальною інженерною конструкцією HDH-систем. Так, у наукових статтях [10–12] наведено математичні моделі циклу зволоження–осушення повітря з нагріванням води. Проаналізовано вплив швидкості потоку сирої води, а також конструктивних розмірів осушувача і зволожувача на швидкість виробництва прісної води. Однак теплових характеристик, які так само не залежать від швидкості виготовлення води та розміру обладнання, не подано.

Постановка завдання. Провести комплексний термодинамічний аналіз закритого і відкритого циклів зволоження–осушення повітря з підігріванням води у проміжному теплообміннику та подати оптимальні умови роботи HDH-систем.

Виклад основного матеріалу дослідження.
Принцип роботи HDH-систем. Схему опріснювальної установки, яка працює за принципом відкритого повітряного – закритого водяного циклів з підігріванням води (open air – close water with water heating, OAOW-WH), показано на рис. 1. Процеси осушення та зволоження повітря побудовано у діаграмі t-d на рис. 2.

На вхід у зволожувач (точка $I_{нов}$) надходить повітря з навколишнього середовища. Його температура t_{1n} і відносна вологість ω_{1n} залежать від пори року та погодних умов. Відносна вологість зазвичай перебуває в межах 40–60%. Під час безпосереднього контакту з гарячою водою частина води випаровується, підвищуються температура до значення t_{2n} та вологовміст повітря d_{2n} ; його відносна вологість ω_{2n} наближається до 100% (точка $2_{нов}$). Нагріте і зволене повітря надходить в осушувач, де воно контактує із трубками,

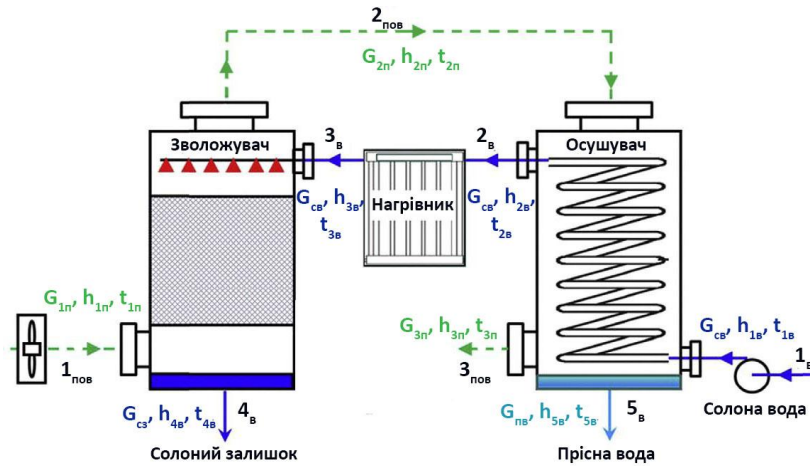


Рис. 1. Опріснювальна установка з відкритим повітряним циклом

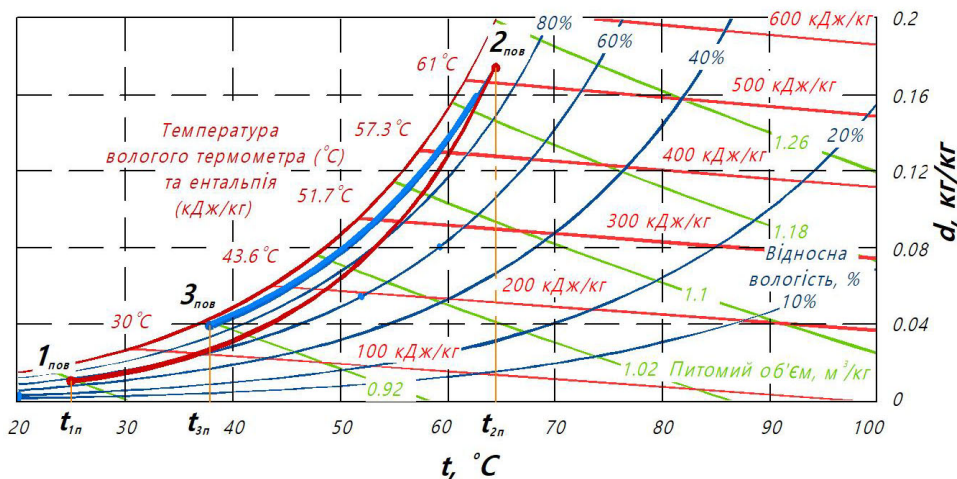


Рис. 2. Діаграма t-d для відкритого циклу зволоження – осушення повітря

якими рухається холодна свіжа вода. Повітря охолоджується до температури t_{3n} , частина водяної пари конденсується – зменшується вологовміст, відносна вологість w_{3n} при цьому залишається постійною близько 100% (точка $3_{пов}$). Охоложене та осушене повітря відводиться в атмосферу.

Схему опріснювальної установки, яка працює за принципом закритого повітряного – закритого водяного циклів з підігріванням води (close air – close water with water heating, CAOW-WH), показано на рис. 3. Процеси зволоження та осушення повітря для цього випадку побудовано на рис. 4.

Розроблення математичної моделі. Для моделювання OAOW-WH та CAOW-WH циклів роботи опріснювальних HDH систем, показаних на рис. 1–4, зроблено такі припущення:

- установки працюють за незмінних умов;
- теплові втрати від обладнання не враховують;
- електричну потужність насоса та вентилятора вважають незначною порівняно з тепловою енергією, яка підводиться у нагрівнику;

- температура прісної води на виході з осушувача має середнє значення між температурою точки роси повітря на вході до осушувача й температурою повітря на виході з осушувача;
- відносна вологість повітря становить 100% на виході з осушувача та зволожувача.

У термодинамічні моделі, яку наведемо далі, масові та енергетичні баланси додають для кожної частини циклу, дотримуючи законів термодинаміки [13]. Зауважимо, що для математичного аналізу циклу та розрахунку його продуктивності потрібно знати такі параметри, як температуру води на вході до осушувача $t_{1в}$ та до зволожувача повітря $t_{3в}$. Мінімальна температура води в циклі на вході в установку $t_{1в}$ може коливатися в діапазоні між 10–40 °C залежно від сезонних змін температури. Натомість максимальна температура води в циклі на вході до зволожувача $t_{3в}$ має перебувати в межах 50–70 °C, щоб унеможливити утворення накипу. Ключові рівняння термодинамічної моделі мають вигляд:

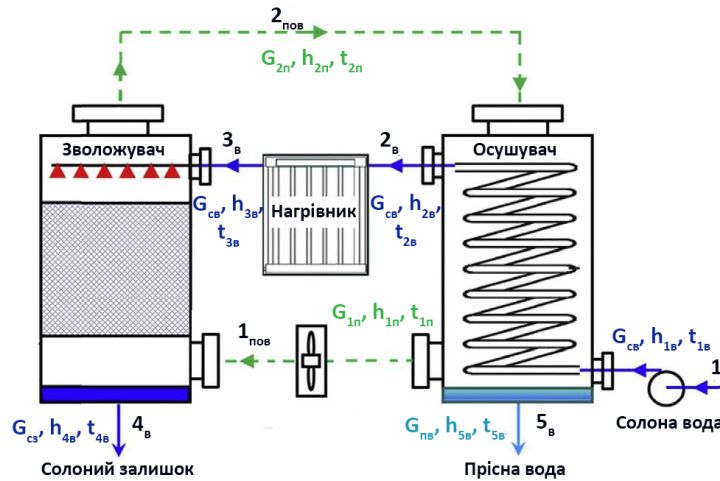


Рис. 3. Опріснювальна установка із закритим повітряним циклом

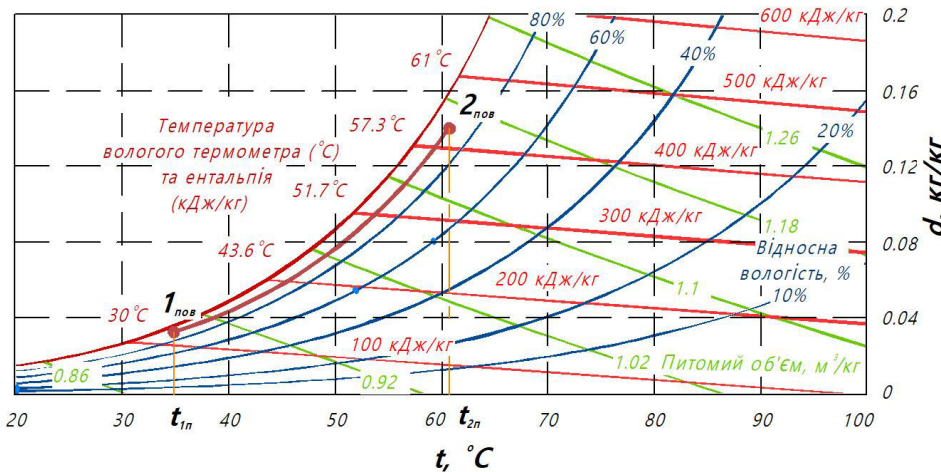


Рис. 4. Діаграма t-d для закритого циклу зволоження–осушення повітря

1. Енергетичний та масовий баланси осушувача повітря:

$$G_{ce}h_{1e} + G_{2n}h_{2n} = G_{ce}h_{2e} + G_{ne}h_{5e} + G_{3n}h_{3n}; \quad (1)$$

$$G_{ne} = G_{2n}(d_{2n} - d_{3n}). \quad (2)$$

2. Ефективність осушувача обчислюють за виразом:

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

де h_{3n}^{ideal} – ідеальна ентальпія вихідного повітря за умови повного насичення повітря на виході, за рівності температур $t_{3n} = t_{1e}$; h_{2e}^{ideal} – ідеальна ентальпія солоної води на виході з осушувача, коли температури рівні $t_{2e} = t_{2n}$.

3. Енергетичний та масовий баланси зволожувача повітря:

$$G_{1n}h_{1n} + G_{ce}h_{3e} = G_{2n}h_{2n} + G_{c3}h_{4e}; \quad (4)$$

$$G_{c3} = G_{ce} - G_{ne}. \quad (5)$$

4. Ефективність зволожувача:

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

де h_{2n}^{ideal} – ідеальна ентальпія вихідного повітря за умови повного насичення, за рівності температур $t_{2n} = t_{3e}$; h_{2e}^{ideal} – ідеальна ентальпія солоного залишку на виході зі зволожувача, коли температури рівні $t_{4e} = t_{1n}$.

5. Енергетичний баланс нагрівника можна подати у вигляді:

$$Q_{наз} = G_{ce}(h_{3e} - h_{2e}). \quad (7)$$

Математичну модель, що містить рівняння (1)–(7), розв’язали за допомогою інженерного програмного забезпечення PTC Mathcad, а властивості вологого повітря та солоної води визначили за допомогою пакета CoolProp [14].) Наступний етап – визначити такі параметри продуктивності:

1. Коефіцієнт енергетичної ефективності (gain output ratio, GOR) – основний показник оцінювання роботи опріснювальної установки. Він

демонструє, скільки теплової енергії потрібно спожити установці в процесі опріснення. GOR визначають як відношення витрати виробленої прісної води, помноженої на приховану теплоту випаровування, до підведеної у циклі теплової енергії:

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

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

$$RR = G_{nr} / G_{cs} \quad (9)$$

3. Коефіцієнт масової витрати (mass flow rate ratio, MR) – відношення масової витрати вхідної солоної води до масової витрати зовнішнього повітря:

$$MR = G_{cs} / G_{1n} \quad (10)$$

Результати моделювання. Вплив температур солоної води на вході та виході з осушувача на основні параметри продуктивності опріснювальної установки показано на рис. 5 та 6.

Значення GOR і RR не залежать від способу циркуляції повітря та змінюються за закономірностями, встановленими в праці [15]. Значення коефіцієнта енергетичної ефективності GOR

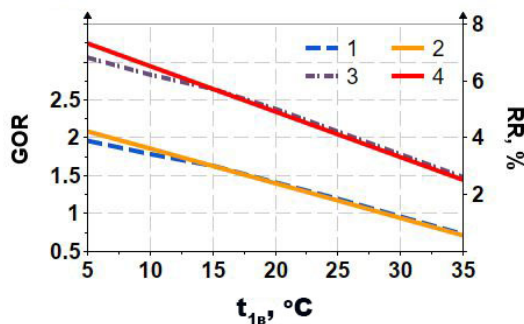


Рис. 5. Залежність GOR та RR від $t_{1в}$:
1 – GOR, CAOW; 2 – GOR, OAOW;
3 – RR, CAOW; 4 – RR, OAOW

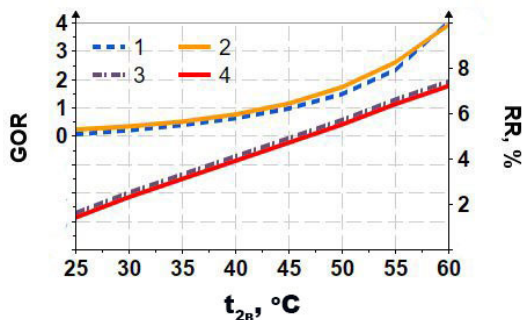


Рис. 6. Залежність GOR та RR від $t_{2в}$:
1 – GOR, CAOW; 2 – GOR, OAOW;
3 – RR, CAOW; 4 – RR, OAOW

зростає зі збільшенням температури солоної води на виході з осушувача $t_{2в}$. За однакових $t_{2в}$ значення GOR тим більше, чим менша $t_{1в}$. Для забезпечення максимальних значень коефіцієнта енергетичної ефективності GOR та коефіцієнта відновлення води RR потрібно, щоб перепад температур солоної води в осушувачі був якомога більшим.

Витрата повітря, потрібна для забезпечення постійної продуктивності G_{cs} , залежить від способу циркуляції. Водночас витрата води не змінюється залежно від схеми установки (рис. 7). У разі збільшення $t_{1в}$ вода в осушувачі нагріватиметься на меншу різницю температур. Для відведення постійної кількості теплоти від конденсації водяної пари з повітря потрібно збільшувати витрату води через теплообмінник.

Потрібна для оптимальної роботи відкритої схеми кількість повітря не залежить від $t_{1в}$. Для закритої схеми масову витрату повітря потрібно збільшувати в разі зменшення $t_{1в}$. Це зумовлено тим, що у відкритій схемі (рис. 1) повітря подається до установки з «атмосферними» параметрами ($t_{1н}$ менше ніж 35...40 °C, $\omega_{1н} = 40-60\%$). Як було показано у праці [15], порівняно низька температура і вологість повітря у зволожувачі дає змогу завжди насичувати повітря потрібною кількістю водяної пари незалежно від інших параметрів установки ($t_{1в}$, $t_{2в}$, $t_{3в}$). Тоді масова витрата повітря залежить від лише заданою продуктивністю установки G_{cs} .

У закритій схемі (рис. 3) температура і вологість повітря на вході до зволожувача дорівнюють температурі й вологості повітря на виході з осушувача. У двох теплообмінниках повітря змінює свої параметри (температуру і вологість) однаково, тому щоб підтримувати постійну продуктивність, потрібно змінювати витрату повітря. Унаслідок цього збільшуватиметься як температура повітря на виході з осушувача, так і ефективність зволожувача (рис. 8). Також слід зауважити, що в разі

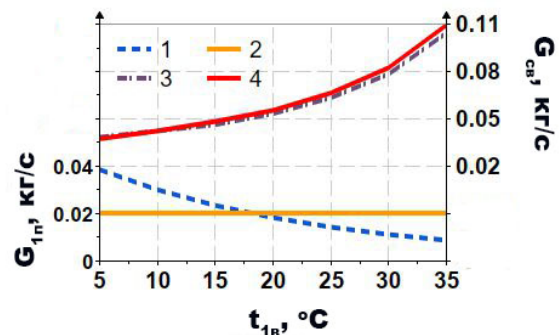


Рис. 7. Залежність G_{1n} та G_{cs} від $t_{1в}$:
1 – G_{1n} , CAOW; 2 – G_{1n} , OAOW;
3 – G_{cs} , CAOW; 4 – G_{cs} , OAOW

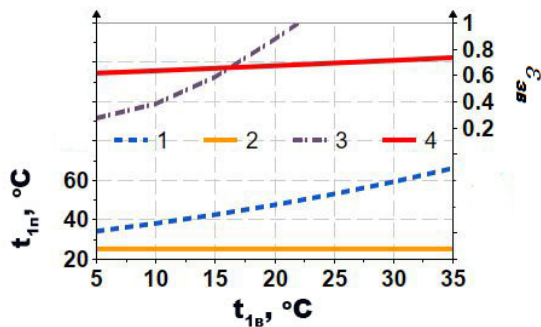


Рис. 8. Залежність t_{in} та ε_{36} від $t_{1в}$:
 1 – t_{in} , CAOW; 2 – t_{in} , OAOW;
 3 – ε_{36} , CAOW; 4 – ε_{36} , OAOW

досягнення температури сирій води ≈ 27 °C установка із закритою схемою виробляти чисту воду не буде (ефективність зволожувача буде більше ніж 100%). Для продовження функціонування потрібно знижувати продуктивність установки.

Як бачимо на рис. 7 та 8, є точка «оптимуму» за $t_{1в} = 15$ °C. Якщо це значення нижче, краще застосовувати відкриту схему, якій характерні менші витрати повітря, а отже й електроенергії на вентиляторі; більша ефективність зволожувача, відповідно менші геометричні розміри теплообмінника. Відтак значення GOR і RR будуть дещо вищими (рис. 5). Якщо ж $t_{1в}$ більше ніж 15 °C, то вигідніше використовувати закриту схему.

Висновки:

1. Основними параметрами, які впливають на продуктивність установки, є температура води на вході в установку $t_{1в}$, перепад температур в осушувачі й температура солоної води на вході до зволожувача t_{36} .

2. Відмінність між закритою і відкритою схемою полягає у «жорсткій» фіксації температур і вологості повітря на вході й виході з теплообмінників у разі замкненої циркуляції повітря. Як наслідок – для досягнення максимальної продуктивності в закритій схемі потрібно регулювати витрату повітря у разі зміни температур солоної води на вході та виході з осушувача. Це призводить як до різкої зміни ефективності теплообмінників, так і до підвищення температури повітря в них.

3. Відкриту схему доцільно застосовувати в разі зміни температури вхідної води до 15 °C. За вищих температур ефективніше використовувати замкнену циркуляцію повітря.

4. Подальші дослідження спрямовані на порівняння термодинамічної та ексергоекономічної ефективності інших типів опріснювальних HDH систем; проведення експериментальних досліджень гідродинаміки, тепло- і масообміну в зволожувачі та осушувачі для підвищення продуктивності.

Список літератури:

1. The problems of water stress. URL: <https://www.eea.europa.eu/publications/92-9167-025-1/page003.html>
2. Cantor A., Owen D., Harter D., Nysten G. and Kiparsky M. Navigating groundwater-surface water interactions under the Sustainable Groundwater Management Act, Center for Law, Energy & the Environment. Berkeley, CA: UC Berkeley School of Law. 2018. URL: https://www.law.berkeley.edu/wp-content/uploads/2018/03/Navigating_GW-SW_Interactions_under_SGMA.pdf
3. Communication from the Commission to the European Parliament, the European Council, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions The European Green Deal. Brusel, EU. 2019. P. 29.
4. Nirajan D., Sergio G. S., Jamal H., Almotasembellah A., Hassan S., Jan C. S., Maria D. K. Is Desalination a Solution to Freshwater Scarcity in Developing Countries? *Membranes*. 2022. № 12. P. 381. DOI: 10.3390/membranes12040381
5. Безродний М.К., Припула Н.О., Голяд М.Н. Стратегічні напрямки розвитку водопостачання в Україні. *Водопостачання і водовідведення*. 2020. № 2. С. 11–15.
6. Josephine T. Drinking Water Treatment and Challenges in Developing Countries. DOI: 10.5772/intechopen.80780
7. Wilf, M., Awerbuch, L. The Guidebook to Membrane Desalination Technology: Reverse Osmosis, Nanofiltration and Hybrid Systems, Process, Design, Applications, and Economics. Hopkinton, MA, USA. 2007. P. 524.
8. Ifras Z., Fahad A. A., Antar M.A., Salem A. A., Nasiru I. I. Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 132. P. 28–39. DOI: 10.1016/j.enconman.2016.10.005
9. 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. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.02.043

10. Tlili I. et al. Performance enhancement of a humidification–dehumidification desalination system. *J. Therm. Anal. Calorim.*. 2019. Vol. 140. P. 309–319. DOI: 10.1007/s10973-019-08775-8
11. Patel V. et al. Experimental and theoretical evaluation of bubbler humidifier for humidification–dehumidification water desalination system. *Heat Mass Transfer*. 2019. Vol. 55. P. 3201–3210. DOI: 10.1007/s00231-019-02659-1
12. Lawal D. U. et al. Experimental investigation of heat pump driven humidification–dehumidification desalination system for water desalination and space conditioning. *Desalination*. 2020. Vol. 475. P. 114–199. DOI: 10.1016/j.desal.2019.114199
13. Kudelia P. P., Dubovskyi S. V. Energy and exergy approaches to problem of rational energy use. *Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohii, ekolohiia*. 2020. Vol. 2. P. 7–16.
14. “C++ library of properties for 122 components.” CoolProp.org. URL: <http://www.coolprop.org> (accessed Jan. 28, 2021).
15. Серєда В.В., Соломаха А.С., Прытула Н.О., Заболотний О.А. Модель термічної опріснювальної установки з циклом зволоження-осушення повітря. *KPI Science News*. 2021. № 4. С. 105 – 112. DOI: 10.20535/kpissn.2021.4.250663

Sereda V.V., Solomakha A.S., Prytula N.O., Shvets N.O. THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THERMAL DESALINATION SYSTEM WITH OPEN AND CLOSE AIR CYCLE

The current state and prospects of global water consumption have been analyzed. The main advantages and disadvantages of thermal desalination and membrane-based technology are described. The indicated shortcomings can be eliminated by using the air humidification-dehumidification cycle for the decentralized production of fresh water.

Schematic diagrams of desalination installations with a closed water circuit, open or closed air cycle and water heating in an intermediate heat exchanger have been described, and the principles of their operation are considered. Humidification-dehumidification processes for each air cycle are plotted in the t-d diagram. A mathematical model was developed to determine the optimal thermal characteristics of the considered systems.

The effect of salt water temperature at the inlet and outlet of the dehumidifier on the energy efficiency coefficient, water recovery coefficient and mass flow coefficient was established using a complex thermodynamic analysis of closed and open air humidification-dehumidification cycles. The change in water and air consumption, which is necessary to ensure the constant productivity of the desalination system, depending on the method of air circulation, is shown. The obtained “optimum” point of the water temperature at the entrance to the dehumidifier is 15 °C. At lower values, the open air circuit has a higher energy efficiency ratio and water recovery ratio. In the opposite case, it is advisable to use a closed air circuit for fresh water production.

The presented mathematical model and the obtained results can be used for designing water desalination systems with air humidification-dehumidification cycle for small hotels and boarding houses on the seaside of Ukraine and Europe, as well as in private buildings in regions with high intensity of solar radiation.

Key words: *open and close cycle, air humidification-dehumidification, mathematical model, thermal desalination, thermodynamic analysis.*