

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Подстєвая Тетяна Леонідівна

УДК 628.165:621.47(477)

ДИСЕРТАЦІЯ

ГЕЛПОТЕРМІЧНЕ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ МЕТОДОМ ЗВОЛОЖЕННЯ-  
ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ УКРАЇНИ

144 Теплоенергетика

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_Тетяна ПОДСТЄВАЯ

Науковий керівник: Серєда Володимир Володимирович, к. т. н., доцент

Київ – 2026

## АНОТАЦІЯ

**Подстєвая Т. Л.** Геліотермічне опріснення води методом зволоження-осушення повітря в кліматичних умовах України. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 Теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, 2026.

**Дисертаційна робота присвячена** дослідженню енергоефективності геліотермічних систем опріснення води в кліматичних умовах України.

У вступі дисертації обґрунтовано актуальність обраної теми, визначено об'єкт і предмет дослідження, сформульовано мету, завдання та наукову новизну роботи. Подано основні наукові положення й висновки, сформульовані в дисертації. Наведено відомості щодо практичної цінності отриманих результатів, особистого внеску здобувача, апробації результатів дослідження, публікацій за темою дисертації, а також обсягу та структури роботи.

У першому розділі дисертації проаналізовано актуальну проблему забезпечення прісною водою автономних споживачів у південних регіонах України, які страждають від дефіциту якісних водних ресурсів. Як перспективне рішення запропоновано використання геліотермічних опріснювальних установок, що працюють за принципом зволоження–осушення повітря.

Наведено класифікацію установок з циклом зволоження–осушення повітря (humidification-dehumidification, HDH), виконано огляд існуючих конструкцій HDH-систем опріснення та методів підвищення їх ефективності. Показано, що маломасштабні децентралізовані опріснювальні установки є перспективними для віддалених і прибережних територій.

Аналіз літературних джерел виявив відсутність досліджень HDH-систем в кліматичних умовах України, а також недостатню приділену увагу до дослідження систем з підігрівом повітря та їх порівняння з установками з нагрівом води. Відмічено відсутність обґрунтування вибору способу нагріву повітря або води в

HDH-системах опріснення. Крім того, встановлено брак комплексних економічних і екологічних оцінок HDH-систем опріснення, що ускладнює оцінку роботи систем опріснення в умовах реальної експлуатації.

Дослідження, представлене в цій дисертації, спрямоване на підвищення енергоефективності та продуктивності геліотремічних систем опріснення води методом зволоження-осушення повітря в кліматичних умовах України.

У другому розділі розроблено термодинамічні моделі HDH-систем опріснення води з підігрівом води та підігрівом повітря на основі балансових рівнянь зволожувача та осушувача. Обидві досліджувані HDH-системи опріснення з відкритим циклом повітря та відкритим циклом води. Сонячні нагрівники води та повітря встановлено перед входом до зволожувача.

Для схеми з нагрівом води встановлено оптимальне значення швидкості повітря рівне 3 м/с та коефіцієнта масової витрати (mass flow rate ratio,  $MR$ ) рівне 1, для схеми з нагрівом повітря встановлено швидкість повітря 3 м/с та значення  $MR$  рівне 2. Ці параметри забезпечують найвищу продуктивність системи опріснення за найменшого енергоспоживання та виключають можливість перенесення крапель солоної води до конденсату. Визначено, що максимальна ефективність роботи системи опріснення з нагрівом води досягається при діаметрі зволожувача 20 мм та висоті 2,5 м, з нагрівом повітря - діаметр рівний 50 мм та висота зволожувача рівна 1 м. Наведено порівняння ефективності відкритих HDH-систем опріснення води з підігріванням повітря та води на вході до зволожувача. Установлено, що за однакових умов нагрівання води забезпечуються вищі енергетичні параметри ніж нагрівання повітря, тому для проведення експериментальних досліджень була виготовлена HDH-система опріснення з проточним водяним нагрівником.

У третьому розділі наведена конструкція та схема експериментальної опріснювальної установки з циклом зволоження-осушення повітря та нагрівом води на вході в зволожувач. Основними елементами установки є зволожувач, осушувач, нагрівник води, насос, вентилятор та система регулювання та вимірювання параметрів. Установка має відкритий повітряний контур та закритий

водяний контур. Для імітації сонячного водяного колектора в експериментальній установці перед зволожувачем встановлено проточний водяний нагрівник.

Для безперервного контролю температури і вологості повітря використано вимірювальне обладнання компанії «Regmik», що забезпечило можливість детального аналізу процесів тепло- та масообміну під час процесів зволоження-осушення повітря в реальному часі. Наведено розрахунок теплового балансу системи та похибок розрахункових величин. Визначено максимальну сумарну похибку визначених величин, яка склала  $\pm 11,3\%$ . Максимальна нев'язка теплового балансу зволожувача та осушувача для всіх проведених досліджень складала 8 %.

У четвертому розділі наведено дослідження режимних параметрів та енергетичних характеристик НДН-системи опріснення води. Досліджено вплив витрати повітря на енергетичні характеристики. Встановлено, що для досягнення системою максимальної продуктивності оптимальне значення поверхневої швидкості повітря має бути рівним 0,34.

Досліджено вплив витрати охолоджуваної води ( $G_{cw}$ ) на енергетичні показники системи. Встановлено, що зі зростанням значення витрати охолоджуваної води, зростають продуктивність, коефіцієнт відновлення та коефіцієнт енергетичної ефективності, а значення питомого споживання енергії навпаки зменшується. Визначено межове значення  $G_{cw} = 20$  кг/год при якому система досягає максимальних значень енергетичних показників, а подальше збільшення витрати охолоджуваної води є неефективним.

Дослідження впливу підведеної теплоти в нагрівнику ( $Q_{heat}$ ) показало зростання енергетичних показників зі зростанням  $Q_{heat}$  та одночасне зменшення питомого споживання енергії. Встановлено межове значення підведеної теплоти в нагрівнику  $Q_{heat} = 600$  Вт, оскільки при досяганні цього значення коефіцієнт енергетичної ефективності починає зменшуватись в зв'язку з досяганням системи режиму насичення.

Досліджено вплив температури охолоджуваної води ( $t_{cw1}$ ) в осушувачі на енергетичні характеристики системи опріснення води. Виявлено, що при зростанні температури охолоджуваної води енергетичні показники зменшуються, а питома

споживання енергії зростає, тому для ефективної роботи опріснювальної установки необхідно, щоб температура охолоджуваної води була якомога меншою. Визначено, що ексергетичний ККД набуває максимального значення ( $\eta \approx 0,28$ ) при  $t_{cwl} = 10 - 15^\circ\text{C}$ , що визначає оптимальний режим роботи установки.

У п'ятому розділі було вдосконалено математичну модель геліотермічної HDH-системи опріснення води з другого розділу з врахуванням рівнянь тепло- та масопередачі в осушувачі та зволожувачі і враховує реальні кліматичні дані «типового метеорологічного року». Проведено верифікацію моделі на основі отриманих експериментальних даних, яка показала добру узгодженість між моделлю та експериментом. Встановлено, що відхилення розрахункових значень від експериментальних для зволожувача не перевищує  $\pm 4\%$ , тоді як для осушувача максимальна похибка становить  $\pm 7\%$ .

Проаналізовано існуючі кліматичні бази даних. Обґрунтовано вибір кліматичних даних OneBuilding для визначення надходжень сонячної радіації та параметрів зовнішнього повітря. Було обрано вакуумний трубчастий колектор Viessmann Vitosol 300-TM.

Показано, що добові зміни енергетичних показників зумовлені зміною інтенсивності сонячного випромінювання протягом доби. Максимальні значення продуктивності, коефіцієнта енергетичної ефективності та ексергетичного ККД спостерігаються в період пікової інсоляції – вдень у проміжку 12:00–14:00, в той самий час питоме споживання енергії є мінімальним. Отримано емпіричні залежності продуктивності та питомого енергоспоживання від інтенсивності сонячної радіації, які можуть бути використані для оцінки роботи системи опріснення при різних надходженнях сонячної радіації. Визначено порогове значення інсоляції  $300 \text{ Вт/м}^2$ , вище якого установка працює в енергоефективному режимі.

Аналіз зміни продуктивності та споживання енергії для трьох досліджуваних місяців (березень, липень, жовтень) показав добові коливання параметрів, які залежать від кліматичних умов для кожного дня. Найбільші значення енергетичних

показників відповідають липню, найменші – жовтню, що пояснюється рівнем сонячної радіації для кожного місяця та тривалістю світлового дня.

Річна динаміка показників ефективності продемонструвала чітку сезонну залежність роботи опріснювальної установки. Максимальна енергоефективність спостерігається влітку, мінімальна — весною та осінню. Виявлено нелінійний характер зміни коефіцієнта енергетичної ефективності протягом року: попри те, що в липні продуктивність установки є максимальною, ефективність використання теплоти знижується через погіршення умов конденсації вологи в осушувачі за високих температур довкілля. Встановлені сумарна річна продуктивність установки рівна 736 кг прісної води з 1 м<sup>2</sup> площі сонячного колектора та річне питоме споживання електричної енергії рівне 31,43 кВт·год.

У шостому розділі проведено техніко-економічний та екологічний аналіз геліотермічної HDH-установки опріснення води. Визначено загальна кількість викидів вуглекислого газу, яке склало 1,99 т. Проведене порівняння з роботами з літератури засвідчило, що отримані результати узгоджуються з іншими дослідженнями та підтверджують доцільність використання сонячної енергії для зменшення вуглецевих викидів опріснювальних систем.

Виконано економічний аналіз системи опріснення для різних площ сонячного колектора. Визначено, доцільність зменшення капіталовкладень системи, оскільки найбільший вплив на собівартість системи опріснення мають приведені капітальні витрати першого року експлуатації (87,9%). Проведено порівняння економічного аналізу з роботами з літератури. Встановлено конкурентоспроможність досліджуваної системи опріснення в порівнянні з іншими дослідженнями. Встановлена мінімальна собівартість води рівна 0,99 грн/л досягається за найбільшої досліджуваної площі колектора, що зумовлено оптимальним співвідношенням капітальних витрат і продуктивності.

**Ключові слова:** відновлення, експериментальна установка, енергетична ефективність, зволоження-осушення повітря, конвекція, охолоджувальна вода, повітряно-водяний потік, поновлювані джерела енергії, ребристо-трубчастий

теплообмінник, солоня вода, сонячний колектор, тепломасообмін, термічне опріснення, термодинамічний аналіз, техніко-економічний екологічний аналіз.

**Публікації, в яких представлено основні результати дисертаційного дослідження.**

**Статті:**

1. Боженко М., Іжевська Т. (2021). Центральні системи кондиціонування повітря з частковим непрямим випарним охолодженням і утилізацією холоду і теплоти вентиляційних викидів. *Вісник НТУ "ХПІ": Серія "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування"*, № 4. doi: 10.20998/2078-774X.2021.04.05. **(фахова, категорія Б).**

*Внесок авторів: Боженко М. відповідав за концепцію дослідження, наукове керівництво та написання основного тексту; Подстєвая Т. провела літературний огляд, виконала розрахункові дослідження та редагування рукопису.*

2. Подстєвая Т., Серєда В. (2023). Термодинамічний аналіз відкритої системи термічного знесолення води з підігріванням повітря. *Енергетика і автоматика*, (6), 28-39. doi: 10.31548/energiya6(70).2023.028. **(фахова, категорія Б).**

*Внесок авторів: Серєда В. відповідав за концепцію дослідження та наукове керівництво; Подстєвая Т. розробила математичну модель, провела літературний огляд, виконала візуалізацію даних та редагування рукопису.*

3. Серєда В., Лю Ян, Подстєвая Т. (2023). Високоєфективний контактний зволожувач для термічної опріснювальної установки. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 3, 131–138. doi: 10.20535/1813-5420.3.2023.289729. **(фахова, категорія Б).**

*Внесок авторів: Серєда В. відповідав за концепцію дослідження, наукове керівництво та написання основного тексту; Лю Я. розробив математичну модель зволожувача та провів моделювання його роботи; Подстєвая Т. провела літературний огляд, виконала візуалізацію даних та редагування рукопису.*

4. Серєда, В., Лю, Я., Подстєвая, Т. (2025). Експериментальне дослідження оптимальної продуктивності плівкового зволожувача для термічної системи

опріснення. *Refrigeration Engineering and Technology*, 61(1), 25-36. doi: 10.15673/ret.v61i1.3135. (фахова, категорія Б).

*Внесок авторів: Середа В. відповідав за наукове керівництво, виготовлення експериментальної установки та написання основного тексту; Лю Я. забезпечив фінансову підтримку дослідження, здійснив літературний огляд, аналіз та обробку експериментальних даних; Подстєвая Т. провела експерименти, виконала візуалізацію даних та редагування рукопису.*

### **Матеріали конференцій:**

1. Лю, Я., Подстєвая, Т., Середа, В. (2023). Високоефективний контактний зволожувач для термічної опріснювальної установки. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів у 2-х т. (с. 226-227), м. Київ, 25–28 квітня 2023 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, видавництво «Політехніка», 2023. – ISBN 978-966-990-072-2 (Т. 1). – 256 с.

*Внесок авторів: Лю Я. – методологія, проведення розрахунків; Подстєвая Т. – огляд літератури, візуалізація; Середа В. – концептуалізація, нагляд.*

2. Середа, В., Подстєвая, Т. (2024). Дослідження ефективності підігріву води та повітря в термічній опріснювальній установці. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали XXI Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів у 2-х т. (с. 164–165), м. Київ, 23–26 квітня 2024 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, видавництво «Політехніка», 2024. – ISBN 978-966-990-112-5 (Т. 1). – 223 с.

*Внесок авторів: Середа В. концептуалізація, нагляд, методологія; Подстєвая Т. огляд літератури, проведення розрахунків, візуалізація.*

3. Лю, Я., Подстєвая, Т., Середа, В. (2025) Експериментальне дослідження оптимальної продуктивності плівкового зволожувача для термічної системи опріснення. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів у 2-х т. (с. 164-166), м. Київ, 22–25 квітня 2025 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, видавництво «Політехніка», 2025. – ISBN 978-966-990-153-8 (Т. 1). – 215 с.

*Внесок авторів: Лю Я. – залучення фінансування, аналіз даних, огляд літератури; Подстєвая Т.– проведення досліджень, візуалізація; Серєда В. – концептуалізація, нагляд, методологія.*

## ABSTRACT

**Podstievaia T. L.** Heliothermal desalination of water by the air humidification–dehumidification method under the climatic conditions of Ukraine. – Qualifying scientific work submitted as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 144 Thermal Power Engineering. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv, 2026.

**The dissertation is devoted to** the study of the energy efficiency of heliothermal water desalination systems under the climatic conditions of Ukraine.

In the introduction, the relevance of the chosen topic is substantiated; the object and subject of the research are defined; the purpose and scientific novelty of the work are formulated. The main scientific provisions and conclusions presented in the dissertation are outlined. Information is provided on the practical significance of the obtained results, the personal contribution of the applicant, the approbation of the research results, publications related to the dissertation topic, as well as the scope and structure of the work.

In the first chapter of the dissertation, the urgent problem of supplying freshwater to autonomous consumers in the southern regions of Ukraine, which suffer from a shortage of high-quality water resources, is analyzed. To address this problem, the use of autonomous and decentralized desalination systems for seawater or river water in southern Ukraine has been proposed, which are capable of operating independently of centralized electricity and water supply networks. Autonomous desalination systems can play an important role in the post-war recovery of Ukraine, when it is necessary to quickly provide the basic needs of the population without waiting for the complete reconstruction of centralized networks. As a promising solution, the use of solar thermal desalination systems operating on the principle of humidification–dehumidification of air is proposed, the advantages of which are high flexibility, low operating costs, operation at pressures close to atmospheric and moderate temperatures, and simplicity of design.

A classification of units with a humidification–dehumidification (HDH) cycle is presented, a review of existing designs of HDH desalination systems and methods for

improving their efficiency is carried out. It is shown that small-scale decentralized desalination units are promising for remote and coastal areas.

The analysis of literature sources revealed the absence of studies of HDH systems under the climatic conditions of Ukraine. The conducted review showed that the main disadvantage of HDH systems is the significant electricity consumption for driving the fan and the pump, which is important under the moderate climate conditions.

Insufficient attention has been paid to the study of systems with air heating and their comparison with installations with water heating. The lack of justification for choosing the method of heating air or water in HDH desalination systems is noted. In addition, a lack of comprehensive economic and environmental assessments of HDH desalination systems has been identified, which complicates the evaluation of the operation of desalination systems under real operating conditions.

The research presented in this dissertation is aimed at improving the energy efficiency and productivity of heliothermal water desalination systems using the air humidification–dehumidification method under the climatic conditions of Ukraine.

In the second chapter, thermodynamic models of HDH water desalination systems with water heating and with air heating were developed based on the balance equations of the humidifier and the dehumidifier. Both investigated HDH desalination systems operate with an open air cycle and an open water cycle. Solar water and air heaters are installed upstream of the humidifier inlet.

For the water-heating configuration, the optimal air velocity of 3 m/s and a mass flow rate ratio ( $MR$ ) of 1 were determined; for the air-heating configuration, an air velocity of 3 m/s and an  $MR$  value of 2 were established. These parameters ensure the highest desalination system productivity with the lowest energy consumption and eliminate the possibility of saline water droplet carryover into the condensate. It was determined that the maximum efficiency of the desalination system with water heating is achieved at a humidifier diameter of 20 mm and a height of 2.5 m, while for air heating the diameter is 50 mm and the humidifier height is 1 m. A comparison of the efficiency of open HDH water desalination systems with air and water heating at the humidifier inlet is presented. It was established that under identical conditions, water heating provides higher energy

performance than air heating; therefore, for experimental studies, an HDH desalination system with a flow-through water heater was fabricated.

In the third chapter, the design and schematic of an experimental desalination unit with an air humidification–dehumidification cycle and water heating at the humidifier inlet are presented. The main components of the unit are the humidifier, dehumidifier, water heater, pump, fan, and a system for regulating and measuring parameters. The unit has an open air circuit and a closed water circuit. To simulate a solar water collector, a flow-through water heater is installed upstream of the humidifier in the experimental setup.

For continuous monitoring of air temperature and humidity, measuring equipment manufactured by “Regmik” was used, which made it possible to perform a detailed analysis of heat and mass transfer processes during air humidification–dehumidification in real time. The calculation of the thermal balance of the system and the errors of the calculated quantities is presented. The maximum total error of the determined quantities was  $\pm 11.3\%$ . The maximum imbalance of the thermal balance of the humidifier and the dehumidifier for all conducted studies was 8%.

In the fourth chapter, studies of the operating parameters and energy characteristics of the HDH water desalination system are presented. The effect of air flow rate on the energy characteristics was investigated. It was established that, to achieve maximum system productivity, the optimal value of the air superficial velocity should be equal to 0.34.

The effect of the cooling water flow rate ( $G_{cw}$ ) on the energy performance of the system was studied. It was found that with an increase in the cooling water flow rate, the productivity, recovery ratio, and energy efficiency ratio increase, while the specific energy consumption, on the contrary, decreases. The limiting value  $G_{cw} = 20$  kg/h was determined, at which the system reaches the maximum values of energy performance, and further increase in the cooling water flow rate is inefficient.

The study of the effect of the supplied heat in the heater ( $Q_{heat}$ ) showed an increase in energy performance with increasing  $Q_{heat}$  and a simultaneous decrease in specific energy consumption. The limiting value of the supplied heat in the heater  $Q_{heat} = 600$  W was established, since upon reaching this value the energy efficiency ratio begins to decrease due to the system reaching a saturation regime.

The effect of the cooling water temperature ( $t_{cwl}$ ) in the dehumidifier on the energy characteristics of the water desalination system was investigated. It was found that with increasing cooling water temperature, the energy performance decreases and the specific energy consumption increases; therefore, for efficient operation of the desalination unit, the cooling water temperature should be as low as possible. It was determined that the exergy efficiency reaches its maximum value ( $\eta \approx 0.28$ ) at  $t_{cwl} = 10\text{--}15\text{ }^\circ\text{C}$ , which defines the optimal operating mode of the unit.

In the fifth chapter, the mathematical model of the heliothermal HDH water desalination system from the second chapter was improved by taking into account the heat and mass transfer equations in the dehumidifier and the humidifier and by incorporating real climatic data of a “typical meteorological year.” The model was verified using the obtained experimental data, which showed good agreement between the model and the experiment. It was established that the deviation of the calculated values from the experimental ones does not exceed  $\pm 4\%$  for the humidifier, while for the dehumidifier the maximum error is  $\pm 7\%$ .

Existing climatic databases were analyzed. The choice of OneBuilding climate data for determining solar radiation inputs and ambient air parameters was substantiated. A Viessmann Vitosol 300-TM evacuated tube solar collector was selected.

It was shown that daily variations in energy performance are caused by changes in the intensity of solar radiation during the day. Maximum values of productivity, energy efficiency ratio, and exergy efficiency are observed during the period of peak insolation during the daytime between 12:00 and 14:00 while at the same time the specific energy consumption is minimal. Empirical relationships of productivity and specific energy consumption as functions of solar radiation intensity were obtained, which can be used to evaluate the operation of the desalination system under different levels of solar radiation input. A threshold insolation value of  $300\text{ W/m}^2$  was determined, above which the unit operates in an energy-efficient mode.

The analysis of changes in productivity and energy consumption for three studied months (March, July, and October) showed daily fluctuations of the investigated parameters, which depend on the climatic conditions of each day. The highest energy

performance values correspond to July, and the lowest to October, which is explained by the level of solar radiation for each month and the duration of daylight hours.

The annual dynamics of efficiency indicators demonstrated a clear seasonal dependence of the desalination unit operation. Maximum energy efficiency is observed in summer, while minimum efficiency is observed in spring and autumn. A nonlinear nature of the variation of the energy efficiency ratio throughout the year was revealed: despite the fact that the unit productivity is maximal in July, the efficiency of heat utilization decreases due to the deterioration of moisture condensation conditions in the dehumidifier at high ambient temperatures. The total annual productivity of the unit was determined to be 736 kg of fresh water per 1 m<sup>2</sup> of solar collector area, and the annual specific electrical energy consumption was 31.43 kWh.

In the sixth chapter, a techno-economic and environmental analysis of the heliothermal HDH water desalination unit was carried out. The total amount of carbon dioxide emissions is 1.99 tons. A comparison with studies from the literature showed that the obtained results are consistent with other research and confirm the feasibility of using solar energy to reduce carbon emissions from desalination systems.

An economic analysis of the desalination system was performed for different solar collector areas. The feasibility of reducing capital investments in the system was determined, since the greatest impact on the cost of the desalination system is exerted by the annualized capital costs of the first year of operation (87.9%). A comparison of the economic analysis with studies from the literature was carried out. The competitiveness of the investigated desalination system in comparison with other studies was established. The minimum water cost of 0.99 UAH/L is achieved at the largest studied collector area, which is due to the optimal ratio of capital costs to productivity.

**Keywords:** air–water flow, circulating water, convection, energy efficiency, experimental setup, fin-tube heat exchanger, heat and mass transfer, humidification-dehumidification, recovery, renewable energy sources, salinity water, solar collector, techno-economic environmental analysis, thermal distillation, thermodynamic analysis.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	21
<b>РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ГЕЛІОТЕРМІЧНИХ СИСТЕМ</b>	
<b>ОПРІСНЕННЯ ВОДИ З ЦИКЛОМ ЗВОЛОЖЕННЯ-ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ .....</b>	<b>26</b>
1.1. Актуальність опріснення морської води для України .....	26
1.2. Особливості циклу зволоження–осушення повітря .....	28
1.2.1. Основи роботи HDH-системи опріснення води.....	29
1.2.2. Класифікація HDH-систем опріснення води.....	30
1.3. Огляд конструкцій геліотермічних опріснювальних установок.....	35
1.4. Інтеграція HDH-систем та HVAC .....	43
1.5. Економічна характеристика HDH-систем опріснення.....	46
1.6. Висновок до розділу 1, мета та постановка задач дослідження.....	47
<b>РОЗДІЛ 2. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ З</b>	
<b>ПІДГРІВОМ ВОДИ ТА ПІДГРІВОМ ПОВІТРЯ.....</b>	<b>49</b>
2.1. Термодинамічний аналіз відкритої системи знесолення води з підгрівом води .....	49
2.1.1. Опис установки .....	49
2.1.2. Математична модель.....	50
2.1.3. Результати моделювання.....	54
2.2. Термодинамічний аналіз відкритої системи знесолення води з підгрівом повітря .....	57
2.2.1. Опис установки .....	57
2.2.2. Математична модель.....	59
2.2.3. Результати моделювання.....	61
2.3. Порівняння відкритих схем знесолення води з підгрівом води та підгрівом повітря.....	63
2.4. Висновки до розділу 2 .....	66
<b>РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ТА МЕТОДИКА</b>	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ЇЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....</b>	<b>68</b>
3.1. Конструкція та схема експериментальної установки.....	68

3.2.	Методика проведення досліджень та оцінка похибок вимірювання.....	74
3.3.	Методика обробки отриманих експериментальних даних .....	78
3.4.	Досліджувані режимні параметри та енергетичні характеристики .....	82
3.5.	Оцінка похибок розрахункових величин.....	86
3.6.	Висновки до розділу 3 .....	89
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМІЧНОЇ СИСТЕМИ ОПРІСНЕННЯ		91
4.1.	Вплив витрати повітря.....	91
4.2.	Вплив витрати охолоджувальної води.....	93
4.3.	Вплив підведеної теплоти в нагрівнику .....	96
4.4.	Вплив температури охолоджуваної води в конденсаторі.....	101
4.5.	Висновки до розділу 4 .....	105
РОЗДІЛ 5. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА СЕЗОННОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ СИСТЕМИ ОПРІСНЕННЯ		107
5.1.	Математичний опис моделі.....	107
5.2.	Кліматичні дані та вибір колектора .....	111
5.3.	Результати математичного моделювання.....	115
5.3.1.	Зміни енергетичних характеристик протягом доби .....	115
5.3.2.	Зміни енергетичних характеристик протягом місяця .....	123
5.3.3.	Зміни енергетичних характеристик протягом року.....	124
5.4.	Алгоритм використання розробленої моделі.....	126
5.5.	Висновки до розділу 5 .....	128
РОЗДІЛ 6. ЕКОЛОГІЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГЕЛІОТЕРМІЧНОЇ НДН-СИСТЕМИ ОПРІСНЕННЯ		129
6.1.	Екологічний аналіз.....	129
6.2.	Економічний аналіз.....	131
6.3.	Висновки до розділу 6 .....	137
ВИСНОВКИ.....		138
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		140
ДОДАТОК А. Перелік публікацій.....		150

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

### Умовні позначення

$t$  – температура, °С

$G$  – масова витрата, кг/с

$Q$  – тепловий потік, теплове навантаження, теплова потужність, кВт

$h$  – ентальпія, кДж/кг

$d$  – вологовміст, г/кг

$\Delta G$  – приріст маси водяної пари, кг/с

$r$  – питома теплота пароутворення, кДж/кг

$F$  – площа, м<sup>2</sup>

$\Delta T$  – середньологарифмічний температурний напір, °С

$c_p$  – питома теплоємність води, кДж/(кг·К)

$w$  – швидкість, м/с

$d$  – внутрішній діаметр зволожувача, м

$l$  – висота зволожувача, м

$\delta X$  – відносна похибка, %

$\Delta X$  – абсолютна похибка, %

$E$  – витрати енергії системи, кВт·год

$P$  – потужність, Вт

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\Delta h$  – середньологарифмічна різниця ентальпій, кДж/кг

$Re$  – число Рейнольдса

$Sh$  – число Шервуда

$Nu$  – число Нуссельта

$Sc$  – число Шмідта

$Pr$  – число Прандтля

$I$  – інтенсивність сонячного випромінювання, Вт/м<sup>2</sup>

$L_{DA}$  – втрати на обладнання, грн

$L_{DT}$  – втрати при передаванні та розподілі, грн

$K_{del,i}$  – коефіцієнти викидів парникових газів CO<sub>2</sub>, г/(кВт·год)

$N_{LS}$  – тривалість експлуатації, рік

$C_{CRF}$  – коефіцієнт відновлення капіталу

$x$  – термін служби системи, рік

$P_t$  – загальна початкова вартість системи, грн

$S_{SFF}$  – коефіцієнт амортизаційного фонду

$P_s$  – ліквідаційна ціна, грн

$W_y$  – річне споживання електроенергії, кВт·год/рік

$P_E$  – ціна однієї одиниці електроенергії, грн/кВт·год

$C_{FV}$  – вартість прісної води, грн/л

### **Грецькі літери**

$w$  – відносна вологість, %

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\varepsilon$  – термодинамічна ефективність

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К

$\eta_0$  – оптичний ККД колектора, %

$v$  – відсоткова ставка, %

### **Індекси**

$w$  – вода

$sw$  – солоня вода

$a$  – повітря

$deh$  – конденсатор

$hum$  – зволожувач

$fw$  – прісна вода

$evap$  – випаровування

$con$  – конвективний

$t$  – теплообмін

$heat$  – нагрівник

$cw$  – охолоджувальна вода

*ex* – ексергетичний

*out* – на виході

*in* – на вході

*fan* – вентилятор

*pump* – насос

*aver* – середнє значення

*id* – ідеальний

*вн* – внутрішній

*зов* - зовнішній

*нас* – насичення

*тр* – трубка

*ха* – холодоагент

*рб* – ребро

*вх* – на вході

*ср* – середнє

*вих* – на виході

*ос* – основа ребра

### **Скорочення**

NDH – цикл зволоження-осушення повітря

CA – закритий повітряний контур

OA – відкритий повітряний контур

OW – відкритий водяний контур

CW – закритий водяний контур

AH – нагрів повітря

WH – нагрів води

GOR – коефіцієнт енергетичної ефективності

MR – коефіцієнт масової витрати

RR – коефіцієнт відновлення

SEC – питоме споживання енергії

ККД – коефіцієнт корисної дії

IWEC – міжнародні погодні дані для енергетичних розрахунків

JRC-TMY – спільний дослідницький центр - типовий метеорологічний рік

SWERA – оцінка ресурсів сонячної та вітрової енергії

NOAA – національна адміністрація океанів та атмосфери

FYR – ціна першого року

YSP – ціна утилізації за перший рік

YRP – річна вартість експлуатації

TYP – загальна річна ціна

YMP – річна вартість обслуговування

YP – річна продуктивність

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Україна, попри наявність розгалуженої річкової мережі, також стикається з проблемами водної безпеки. Значна частина території країни, особливо південні та прибережні регіони, характеризується обмеженими запасами підземних вод і високою залежністю від поверхневих джерел, які є вразливими до забруднення, сезонних коливань стоку та антропогенного впливу. Додатковим чинником ризику в сучасних умовах є воєнні руйнування та зношеність водогосподарської інфраструктури, що суттєво ускладнює централізоване водопостачання окремих населених пунктів. За таких обставин особливого значення набувають децентралізовані та автономні системи водозабезпечення, здатні функціонувати незалежно від централізованих мереж.

У цьому контексті перспективною альтернативою є опріснювальні системи з циклом зволоження–осушення повітря (humidification–dehumidification, HDH). Перевагами HDH-систем є робота за близьких до атмосферних тисків і помірних температур, простота конструкції, можливість масштабування та інтеграції з відновлюваними джерелами енергії. Особливу увагу в сучасних дослідженнях привертає використання сонячної енергії для забезпечення теплових потреб. Геліотермічні системи опріснення дають змогу суттєво знизити споживання викопного палива та скоротити викиди парникових газів, що відповідає глобальним цілям сталого розвитку та декарбонізації енергетики. Водночас ефективність таких систем істотно залежить від кліматичних умов, режимів роботи та конструктивних рішень, зокрема способу підведення теплоти: до повітря або до води або одночасно до обох середовищ.

Дослідження геліотермічного опріснення води методом зволоження–осушення повітря з урахуванням добових і сезонних змін інсоляції, а також комплексна оцінка енергетичних, економічних та екологічних характеристик системи є актуальним науково-прикладним завданням. Отримані результати можуть стати основою для розроблення автономних і децентралізованих систем опріснення, здатних забезпечити водну безпеку прибережних і віддалених регіонів України за мінімального впливу на довкілля.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Тема дисертаційної роботи відповідає пріоритетним напрямкам розвитку науки і техніки та інноваційної діяльності «Енергетика та енергоефективність» та «Раціональне природокористування» (Закон України «Про внесення змін до деяких законів України щодо пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки та інноваційної діяльності від 21.12.2023) та пов'язана з дослідженням енергетичних характеристик геліотермічних систем опріснення води методом зволоження-осушення повітря в кліматичних умовах України. Деякі матеріали дисертаційної роботи були частиною науково-дослідних програм і проектів, що реалізовувалися на кафедрі теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», а саме: «Розроблення та виготовлення масообмінного відцентрового дистилятора для одержання питної води в екстремальних умовах» (державний реєстраційний номер 0123U101994) та «Розробка та дослідження камери випаровування солоної води до сухого залишку» (реєстраційний номер №Дндч/05.02/329/25).

### **Мета і завдання дослідження.**

Метою роботи є підвищення енергоефективності та продуктивності геліотермічних систем опріснення води, що працюють за циклом зволоження-осушення повітря, шляхом обґрунтування раціональних режимних параметрів для кліматичних умов України.

У відповідності до мети, основними завданнями роботи є:

1. Виконати аналіз існуючих схем НДН-систем, визначити їхні переваги й недоліки та порівняти енергетичні показники різних конфігурацій реалізації циклу зволоження-осушення повітря.

2. Провести порівняльний термодинамічний розрахунок систем опріснення з нагрівом води та нагрівом повітря для визначення більш ефективної схеми за однакових режимних параметрів.

3. Експериментально дослідити вплив режимних параметрів на енергетичні характеристики процесу зволоження-осушення повітря.

4. Розробити математичну модель HDH-системи з сонячним колектором для умов клімату України та дослідити вплив погодних факторів на енергетичні характеристики опріснювальної установки.

5. Провести техніко-економічний аналіз та оцінити екологічний ефект від впровадження запропонованої установки в кліматичних умовах України.

**Об'єкт дослідження:** геліотермічні системи опріснення води на основі циклу зволоження-осушення повітря.

**Предмет дослідження:** закономірності впливу режимних та кліматичних параметрів на енергетичну ефективність геліотермічних HDH-систем в умовах України.

**Методи дослідження.**

Науково-методичну основу дослідження становили експериментальні методи, методи математичного та термодинамічного моделювання, а також аналіз і порівняння отриманих результатів. Обробка даних експериментальних і розрахункових досліджень виконувалася з використанням програмних пакетів Mathcad та Microsoft Excel.

**Наукова новизна результатів дослідження полягає в наступному:**

1. Розширено експериментальні дослідження режимних параметрів HDH-систем. На основі отриманих даних встановлено закономірності впливу витрати охолоджувальної води, її температури та величини підведеної теплоти в сонячному колекторі на енергетичні характеристики (GOR, SEC, продуктивність) HDH-системи опріснення.

2. Вперше обґрунтовано оптимальне значення витрати охолоджувальної води, що дозволяє отримати оптимальні енергетичні характеристики та зменшити споживання електричної енергії опріснювальною установкою.

3. Отримано нові емпіричні рівняння між енергетичними характеристиками та рівнем інсоляції. Це дозволило визначити зону раціональної експлуатації системи та розробити методіку прогнозування її добової продуктивності в умовах мінливої хмарності, характерної для південних регіонів України.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

1. Визначено раціональну схему нагріву теплоносіїв в HDH-системах. На основі порівняльного термодинамічного аналізу доведено переваги схем із нагрівом води, що дозволяє оптимізувати конструкцію установки на етапі проектування.

2. На основі отриманих експериментальних даних розроблено математичну модель геліотермічної системи опріснення води, яку адаптовано до кліматичних умов України. Модель дозволяє прогнозувати річний вихід прісної води та проводити техніко-економічну оптимізацію обладнання.

3. Доведено енергоефективність запропонованого рішення: впровадження експериментально встановлених оптимальних режимів роботи забезпечує зниження питомих витрат енергії та дозволяє отримати воду із собівартістю, конкурентною до традиційних методів водопостачання.

### **Особистий внесок здобувача.**

Наукові результати, представлені в цій дисертації, були отримані автором і включають такі аспекти: розробку експериментальної установки; формулювання експериментальних процедур та методів обробки даних; обробку, аналіз, інтерпретацію та узагальнення експериментальних результатів; розробку термодинамічної моделі та методу розрахунку плівкового зволожувача.

Дисертацію було виконано на кафедрі теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київського політехнічного інституту імені Ігоря Сікорського» під науковим керівництвом кандидата технічних наук Середи В. В.

### **Апробація результатів дисертації.**

Матеріали дисертації були представлені та обговорені на конференціях: XX Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, 25–28 квіт. 2023 р.), XXI Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, 23–26 квіт. 2024 р.), XXII

Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, 22–25 квіт. 2025 р.).

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 7 наукових працях: 4 статей у наукових фахових виданнях (чотири статті у фахових виданнях України), 3 тези доповідей у збірниках матеріалів конференції.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається з вступу, шести розділів, одного додатку та списку літератури, що містить 86 джерел. Загальний обсяг роботи становить 151 сторінка, включаючи 77 рисунків та 6 таблиць.

## **РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ГЕЛІОТЕРМІЧНИХ СИСТЕМ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ З ЦИКЛОМ ЗВОЛОЖЕННЯ-ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ**

### **1.1. Актуальність опріснення морської води для України**

Забезпечення населення якісною питною водою є однією з ключових соціально-економічних та екологічних проблем сучасності. Особливо гостро це питання постає для регіонів з обмеженими або деградованими прісноводними ресурсами, зокрема для південних областей України.

Україна має вихід до Чорного моря та Азовського моря, що формує значний потенціал використання морської води як альтернативного джерела водозабезпечення для прибережних територій. Чорне море є напівзамкнутим басейном, для якого характерна порівняно невисока солоність поверхневих вод через значний річковий стік.

З погляду технологічної класифікації водні ресурси поділяють на солоні та солонуваті. До солоних відносять океанічну й більшість морської води з мінералізацією в межах 30–45 г солей на літр, тоді як солонувата вода характеризується вмістом розчинених солей від 0,5 до 30 г/л і притаманна окремим внутрішнім морям, зокрема Чорному та Азовському. Хімічний склад як солонуватої, так і морської води є багатоконпонентним, однак домінуючим елементом у ньому є хлорид натрію [1].

Приблизно п'ята частина питної води України забезпечується за рахунок підземних джерел, тоді як основний обсяг формується з поверхневих джерел, які дедалі більше зазнають негативного впливу забруднення, кліматичних коливань, фізичного зносу водогосподарських систем і воєнних пошкоджень [2].

В умовах кліматичних змін, зростання антропогенного навантаження та погіршення якості поверхневих і підземних вод потреба у впровадженні альтернативних технологій водопостачання постійно зростає.

Ситуація суттєво ускладнилася внаслідок воєнних дій на території України. Руйнування водогінної інфраструктури, насосних станцій, очисних споруд, а також тривалі перебої з електропостачанням призвели до системних криз у сфері централізованого водопостачання. У прифронтових та тимчасово окупованих регіонах доступ до питної води став критично обмеженим, а організація централізованої доставки води ускладнена або взагалі неможлива. Додаткову загрозу становить забруднення водних джерел продуктами вибухів, важкими металами та паливно-мастильними матеріалами, що значно підвищує ризики для здоров'я населення.

Централізовані системи водопостачання, що формувалися впродовж десятиліть, мають високу енергоємність і характеризуються значними втратами води під час транспортування. За оцінками Світового банку, втрати в мережах централізованого водопостачання в країнах із застарілою інфраструктурою можуть перевищувати 30–40 % [3]. У поєднанні з пошкодженнями водогонів та насосних станцій це робить централізовану модель водозабезпечення малостійкою до кризових впливів, зокрема воєнних та кліматичних.

У таких умовах особливої актуальності набувають автономні та децентралізовані системи опріснення, здатні працювати незалежно від централізованих мереж електро- та водопостачання. Такий підхід дозволяє локалізувати виробництво питної води безпосередньо в місцях споживання, що знижує ризики перебоїв та скорочує енергетичні витрати на транспортування. Крім того, автономні системи опріснення можуть відігравати важливу роль у післявоєнному відновленні України, коли необхідно швидко забезпечити базові потреби населення без очікування повної реконструкції централізованих мереж. Модульність і масштабованість таких установок дають змогу поетапно нарощувати продуктивність відповідно до зростання потреб, а також інтегрувати їх у більш складні водо- та енергетичні системи в майбутньому. Одним із перспективних напрямів вирішення цієї проблеми є застосування технологій опріснення води з використанням відновлюваних джерел енергії, зокрема сонячної.

За даними Бази викидів глобальних атмосферних досліджень, викиди CO<sub>2</sub> зросли на 67% за останні два десятиліття [4], що є наслідком зростання споживання викопного палива та руйнування інфраструктури, у тому числі внаслідок воєнних конфліктів. Бойові дії, руйнування інфраструктури (пошкодження енергетичних систем) та вибухи призводять до значних викидів CO<sub>2</sub>, що має негативний вплив на зміну клімату та сприяє глобальному потеплінню. Для України проблема декарбонізації є особливо актуальною, оскільки традиційні енергетичні системи зазнають значних втрат і не гарантують стабільного енергопостачання. У цьому контексті впровадження енергоефективних технологій, що базуються на відновлюваних джерелах енергії, є стратегічно важливим завданням.

Важливою перевагою автономних сонячних опріснювальних систем є також їхній екологічний ефект. Скорочення споживання електроенергії з енергосистеми та заміщення її відновлюваними джерелами дозволяє зменшити викиди CO<sub>2</sub> протягом життєвого циклу установки.

## **1.2. Особливості циклу зволоження–осушення повітря**

Система опріснення за циклом зволоження–осушення повітря (humidification-dehumidification, HDH) розглядається як одна з найбільш перспективних технологій для маломасштабного та децентралізованого опріснення. Принцип дії HDH-систем ґрунтується на природних процесах випаровування та конденсації, що дозволяє реалізувати процес опріснення при відносно низьких температурах та з використанням простих конструктивних елементів.

Системи HDH мають низку суттєвих переваг: вони можуть працювати з водою різної якості [5], включно з морською та солонуватою, не потребують складного обслуговування, а також легко масштабуються під конкретні потреби споживача. Важливою перевагою є можливість інтеграції HDH-систем із відновлюваними джерелами енергії [6,7], що забезпечує автономну роботу установки без споживання електроенергії з мережі.

HDH-системи активно досліджувалися протягом останніх десятиліть з метою вирішення проблеми дефіциту прісної води. Єдиною механічною енергією, необхідною для роботи HDH-систем опріснення води, є енергія на циркуляцію води та повітря за допомогою насосів і вентиляторів, оскільки робочий тиск у HDH-системах є близьким до атмосферного.

### 1.2.1. Основи роботи HDH-системи опріснення води

На рис. 1.1 зображено HDH-процес у його найпростішій формі. Процес складається з трьох підсистем: нагрівача повітря та/або води, який може використовувати різні джерела теплоти, зокрема сонячну теплову енергію, геотермальну енергію або їх поєднання; зволожувача; осушувача.

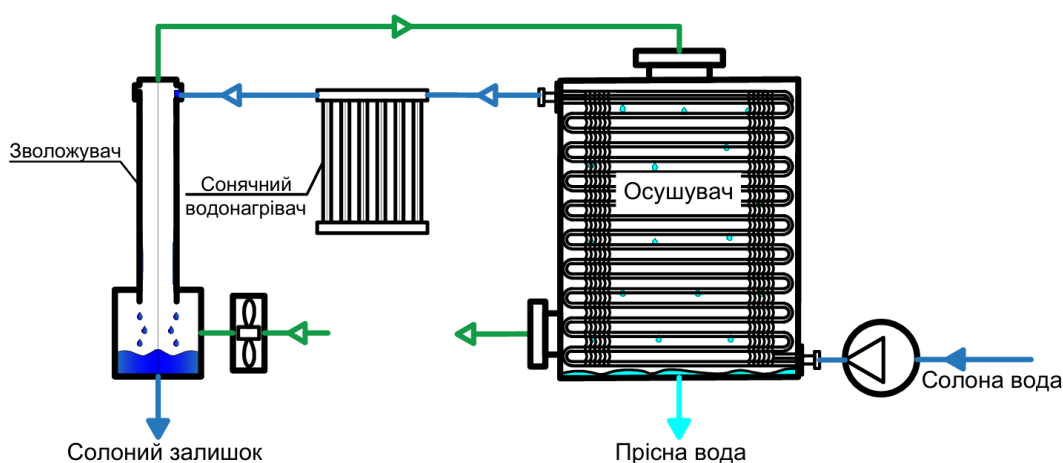


Рис. 1.1. Схематичне зображення найпростішої HDH-системи

У процесі зволоження-осушення повітря зволожувач спочатку перетворює солону воду на водяну пару. Далі ця водяна пара повинна конденсуватися на конденсаційних трубках в конденсаторі за температури поверхні, нижчої за точку роси навколишнього повітря. Нагрів води, повітря або обох середовищ прискорює процес випаровування шляхом збільшення здатності повітря утримувати водяну пару внаслідок підвищення температури, що, у свою чергу, збільшує продуктивність HDH-системи. Теоретично, при підвищенні температури від 30 до

80 °C 1 кг сухого повітря може переносити до 0,5 кг пари за теплових витрат 2814 кДж [7]. Певна кількість водяної пари захоплюється під час процесу зволоження рухом повітря, яке контактує з морською водою. Під час процесу осушення, коли вологе повітря контактує з холодною поверхнею, водяна пара конденсується, утворюючи необхідну прісну воду. При цьому прихована теплота конденсації використовується для попереднього підігріву морської води, що проходить через конденсаційні трубки [9].

Цикл морської води в HDH-системі опріснення може бути відкритим або закритим. У відкритому циклі на кожен кілограм випаруваної води 10 кг морської води охолоджуються на 60 °C. Кількість отриманої прісної води становить від 5 % до 20 % від кількості циркулюючої морської води. Це свідчить про значні теплові втрати за обмеженого виходу прісної води. У закритому циклі отримується більша кількість прісної води за менших енергетичних витрат [7].

Система опріснення за технологією зволоження-осушення повітря може працювати в режимі примусової або природної тяги. Конденсатор формує ненасичене повітря та є безпосередньо осушувачем, а випарник забезпечує ефективне зволоження повітря та формування насиченого повітряного потоку. Нагрів повітря і води здійснюється з використанням різних джерел енергії, таких як теплова, сонячна, геотермальна або гібридна, з метою підвищення ефективності системи.

### **1.2.2. Класифікація HDH-систем опріснення води**

Як показано на рис. 1.2, HDH-системи можна поділити на три групи залежно від конфігурації циклу, типу використаної енергії та типу системи нагріву.

За характером циркуляції повітря та води HDH-системи поділяються на відкриті та закриті схеми. У відкритих системах одне з робочих середовищ (повітря або вода) надходить з навколишнього середовища і після проходження циклу видаляється з установки, тоді як у замкнених схемах обидва середовища рециркулюють у межах системи.



Рис. 1.2. Класифікація HDH-систем опріснення

Закриті цикли, як правило, характеризуються вищою термічною ефективністю та меншими питомими витратами енергії, однак потребують складнішої конструкції та додаткових елементів керування потоками.

Порівняно висока температура охолоджувальної води в зоні осушення, що є наслідком недостатнього охолодження води під час процесу зволоження, є суттєвим недоліком закритого водяного циклу. На відміну від відкритого водяного циклу, таке обмеження процесу осушення вологого повітря призводить до зниження продуктивності системи. Однак за ідеальних, ефективних умов цей недолік може бути компенсований за рахунок використання зволожувачів для охолодження води до температури, ближчої до температури вологого термометра навколишнього середовища.

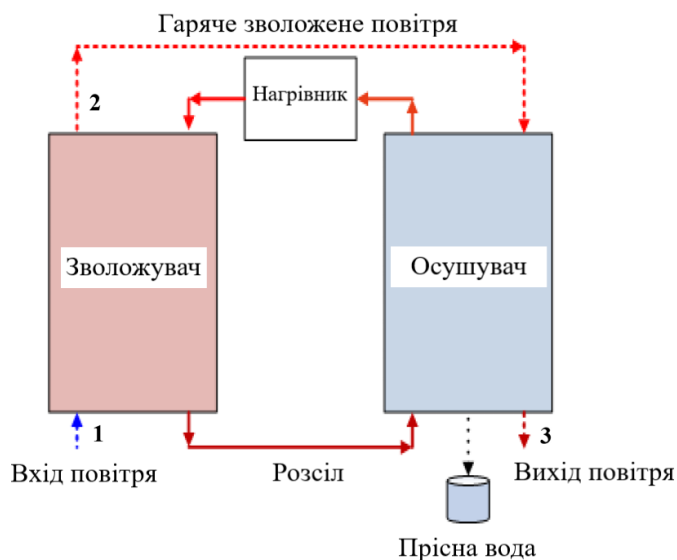


Рис. 1.3. HDH-система з відкритим циклом повітря та закритим циклом води [10]

Огляд дослідження [10] свідчить, що система ОАСВ (рис. 1.3) має найнижчий коефіцієнт енергетичної ефективності (gain output ratio, GOR), тоді як система САОВ (рис. 1.4) характеризується найвищим значенням GOR. Крім того, більш дорогими є системи типу ОАСВ, тоді як найменшою вартістю відзначаються системи типу САОВ.

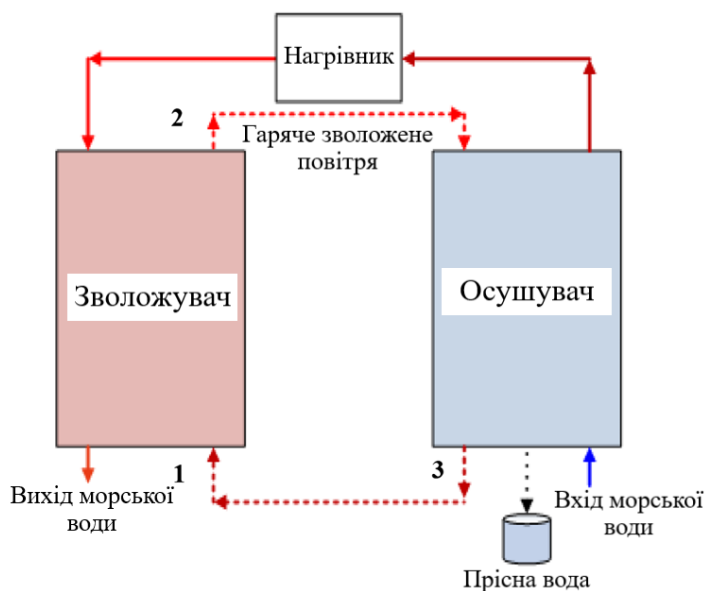


Рис. 1.4. HDH-система з відкритим циклом води та закритим циклом повітря [10]

З базової схеми HDH очевидно, що солоня вода, яка виходить із зволожувача, містить значну кількість теплоти за незначної зміни концентрації. Як альтернатива

відкритому циклу для залишкової морської води в [11] було запропоновано замкнену систему, відому як замкнений цикл гарячої морської води. Цей цикл дозволяє зберігати порівняно високу температуру розпилувальної морської води, забезпечуючи тим самим винятковий ефект зволоження.

Відповідно до типу системи нагріву HDH-системи можна поділити на три категорії: системи з нагрівом води, системи з нагрівом повітря та системи з комбінованим (подвійним) нагрівом.

У HDH-системах, що базуються на нагріві повітря, теплота підводиться до повітря, підвищуючи його температуру та знижуючи відносну вологість. У результаті повітря здатне переносити більшу кількість водяної пари, що призводить до зростання продуктивності системи. Згідно з [12], система з нагрівом повітря перед зволожувачем має вищий коефіцієнт енергетичної ефективності, ніж система з нагрівом води. Це пояснюється тим, що системи з нагрівом повітря працюють за вищих температур, швидко підвищуючи температуру насиченого повітря. У результаті висока температура може бути досягнута за рахунок підведення відносно невеликої кількості теплоти.

Сонячні повітряні нагрівачі мають низку переваг порівняно з сонячними водяними нагрівачами, зокрема відсутність проблем із замерзанням, витоками та застійними режимами. Водночас сонячні повітряні нагрівачі мають істотні недоліки порівняно з водяними нагрівачами, такі як низька питома теплоємність, обмежений температурний діапазон, а також підвищений рівень шуму через використання вентилятора та відкритих повітроводів [13].

У HDH-системах із нагрівом води використовується водяний нагрівач, у якому вода нагрівається будь-яким джерелом теплоти для підвищення її температури. У результаті під час процесу зволоження утворюється більша кількість водяної пари, що сприяє збільшенню виробництва прісної води.

В HDH-системах з нагрівом води використовують різні типи сонячних колекторів. До таких колекторів належать лінзи Френеля, параболічні жолобчасті колектори, плоскі сонячні колектори та вакуумні трубчасті колектори [10].

Водночас для нагріву води або повітря можуть застосовуватися різні джерела теплоти, зокрема геотермальна енергія, теплові насоси та сонячна енергія.

Одним із найбільш ефективних нагрівачів для HDH-систем опріснення є вакуумний трубчастий колектор, який характеризується низькими тепловими втратами та високим коефіцієнтом теплового перетворення [14]. Сонячна система з нагрівом води забезпечує більший вихід прісної води порівняно із сонячною системою з нагрівом повітря, оскільки вода має значно вищу теплоємність, ніж повітря [15].

Будь-яка система, у якій джерело теплоти використовується для одночасного підвищення температури повітря та морської води з метою збільшення здатності повітря переносити водяну пару під час процесу зволоження, належить до систем із комбінованим (подвійним) нагрівом.

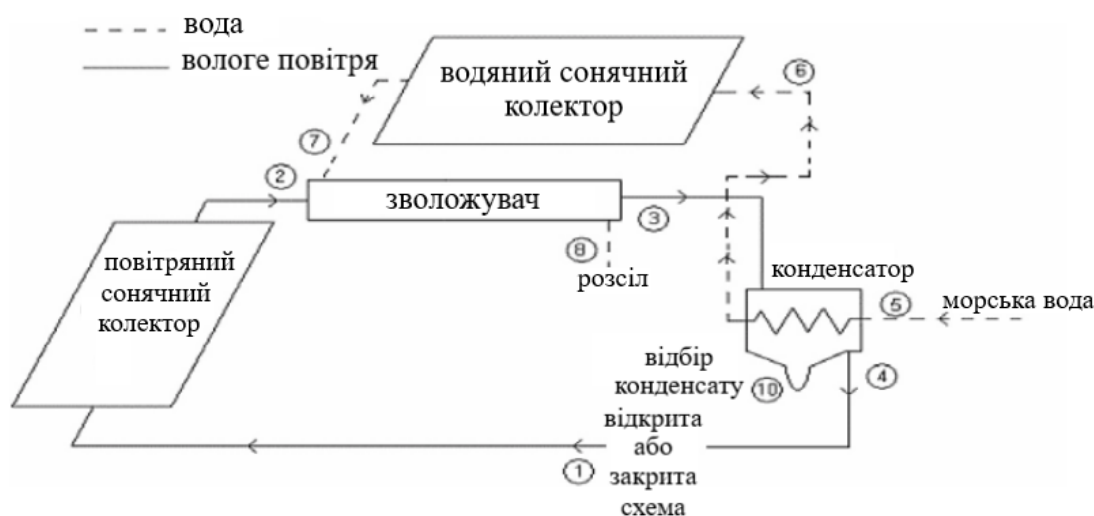


Рис. 1.5. Схема сонячної опріснювальної системи з комбінованим нагрівом [16,17]

У роботах [16,17] було досліджено блок-схему сонячної опріснювальної системи, заснованої на термічній HDH-системі опріснення з комбінованим нагрівом (рис. 1.5). Вони застосували безрозмірний підхід для оцінювання впливу ключових параметрів на різницю вологовмісту між входом і виходом конденсатора за різних значень відношення витрати морської води, що подається до зволожувача до витрати повітря, яке проходить через зволожувач. У результаті аналізу було

встановлено, що значення цього відношення суттєво впливає на вихід прісної води. Зокрема, результати моделювання показали, що в середній день липня продуктивність за прісною водою становила приблизно 40 л на квадратний метр за добу. Це значення було значно вищим, ніж отримане при використанні одного джерела теплоти.

За видом використовуваної енергії HDH-системи поділяються на установки, що працюють із відпрацьованою теплотою промислових процесів, геотермальною енергією та сонячною тепловою енергією.

Особливий інтерес становлять сонячні HDH-системи, які поєднують опріснення води з використанням відновлюваних джерел енергії, що забезпечує автономність, зниження експлуатаційних витрат та екологічну доцільність, особливо для децентралізованих і віддалених регіонів.

### **1.3. Огляд конструкцій геліотермічних опріснювальних установок**

Сонячні повітряні нагрівачі використовуються для підвищення температури повітря, що збільшує його здатність поглинати воду.

В роботі [18] були досліджені системи опріснення зволоження–осушення, інтегровані з сонячними повітряними нагрівачами, за різних значень сонячної радіації, швидкості вітру, температури навколишнього середовища, масової витрати повітря, вологості повітря на вході та температури повітря на вході. Було показано, що ефективність зростає зі збільшенням масової витрати повітря та температури повітря за умови зростання сонячної радіації.

У [19] двопрхідний сонячний повітряний нагрівач було під'єднано до системи HDH з насадковим зволожувачем (рис. 1.6) і досліджено шляхом зміни робочих параметрів. Було показано, що вихід дистилляту зріс на 15 % за наявності сонячного повітряного нагрівача, а також встановлено, що температура води має більший вплив на вихід прісної води.

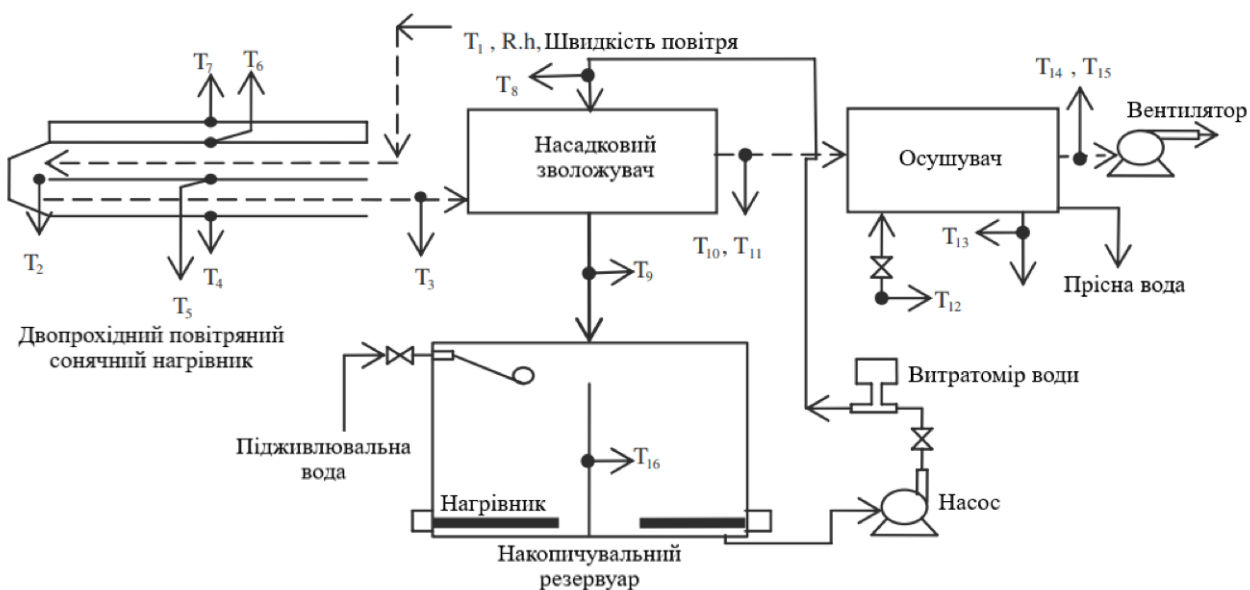


Рис. 1.6. Схема HDH-установки з двопрохідним сонячним нагрівником [19]

Теоретичне дослідження було виконано в роботі [20] для вивчення впливу інтеграції однопрохідного та двопрохідного сонячних повітряних нагрівачів із системою опріснення HDH. Було проаналізовано вплив витрати повітря, витрати води, температури води на вході та площі сонячного колектора на вихід дистилляту системи HDH. Використання двопрохідного сонячного повітряного нагрівача підвищило продуктивність на 8 % порівняно з використанням однопрохідного нагрівача в установці HDH. Крім того, температура охолоджувальної води та витрата охолоджувальної води мали суттєвий вплив на вихід прісної води.

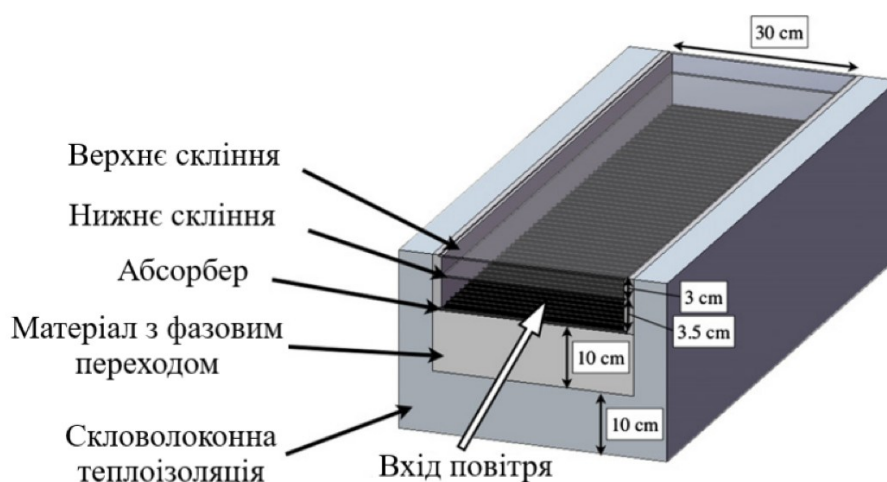


Рис. 1.7. Конструкція сонячного колектора з аккумулятором енергії [21]

Автори в [21] використали сонячний повітряний нагрівач з інтегрованим акумулятором енергії на основі матеріалу фазового переходу (рис. 1.7). Акумулявання енергії забезпечило підтримання стабільної температури на виході протягом дня і ночі та, відповідно, підвищувало загальну ефективність системи.

Однопрохідний сонячний повітряний нагрівач, під'єднаний до насадкової системи зволоження–осушення, було досліджено в [22]. Встановлено, що загальна ексергетична ефективність зростає зі зменшенням температури повітря на вході, зі зменшенням висоти зволожувальної башти та зі збільшенням її діаметра.

Дослідження з підвищення ефективності НДН-системи, схема якої зображена на рис. 1.8, було виконано шляхом інтеграції з вакуумними трубчастими сонячними повітряними нагрівачами в роботі [23]. Було встановлено, що відносна вологість на виході з насадкового зволожувача досягала 97 %. Також було відзначено, що температура води має суттєвий вплив на вихід прісної води.

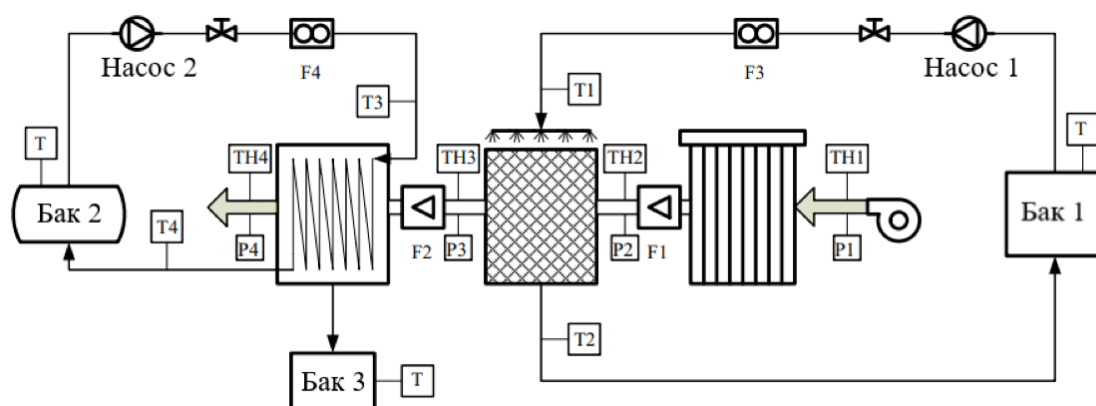


Рис. 1.8. Принципова схема установки сонячного опріснення [23]

В роботі [24] процес зволоження здійснювався шляхом пропускання повітря над поверхнею води у водяній камері. Схематичне зображення цієї установки зображено на рис. 1.9. Цю систему було проаналізовано при підключенні з повітряним нагрівачем і без нього. Максимальний добовий вихід дистилляту становив 67,8 кг для системи НДН із сонячним повітряним нагрівачем та 43,9 кг — без сонячного повітряного нагрівача відповідно.

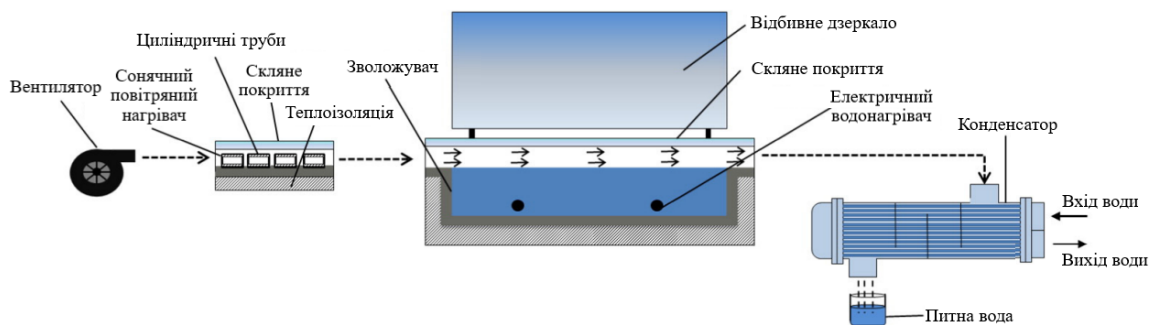


Рис. 1.9. Схема HDH-системи опріснення з водяною камерою [24]

Барботажну систему HDH з сонячним повітряним нагрівачем і без нього (рис. 1.10) було розроблено в дослідженні [25]. Також було досліджено вплив турбулізаторів, витрати повітря та глибини води у зволожувачі на робочі характеристики системи. Зменшення глибини води у зволожувачі підвищує температуру води та, відповідно, питому вологість. Аналогічно, збільшення витрати повітря та створення турбулентності в полі потоку за допомогою турбулізатора підвищували температуру повітря на виході з сонячного повітряного нагрівача [25,26].

Двопрохідний сонячний повітряний нагрівач, під'єднаний до системи опріснення HDH, показав підвищений вихід дистилату у дослідженні [20]. В [22] було проаналізовано вплив однопрохідного сонячного повітряного нагрівача на систему опріснення зволоження–осушення та відзначено вищу температуру і відносну вологість.

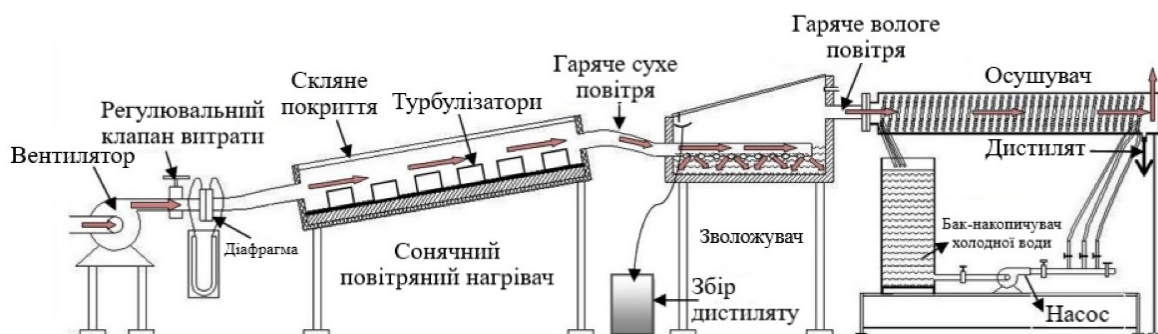


Рисунок 1.10. Барботажна HDH-система з сонячним нагрівачем [25]

Дослідження [27] було виконано на прототипі HDH системи з використанням сонячних повітряних і водяних колекторів. Максимальний вихід дистилату становив 21,75 кг/добу.

Установка опріснення зволоження–осушення була інтегрована з сонячними повітряними та водяними нагрівачами і досліджена в роботі [28]. Було повідомлено, що розроблення низьковартісних і високоефективних сонячних повітряних нагрівачів є ключовим фактором зменшення вартості виробництва води. Ця пілотна установка досягла добового виходу дистилату 1200 кг/добу за середньої сонячної інтенсивності 550 Вт/м<sup>2</sup>.

Плоский сонячний водонагрівач використовувався в [29] для подачі попередньо підігрітої води в процес зволоження, і було відзначено кращу ефективність такої схеми в порівнянні зі схемою без нагрівника.

В дослідженні [30] було виконано аналіз оптимізації вартості системи опріснення HDH, інтегрованої з сонячним водонагрівачем (рис. 1.11). Встановлено, що сонячне опріснення HDH є придатним варіантом для децентралізованого виробництва прісної води у віддалених посушливих районах.

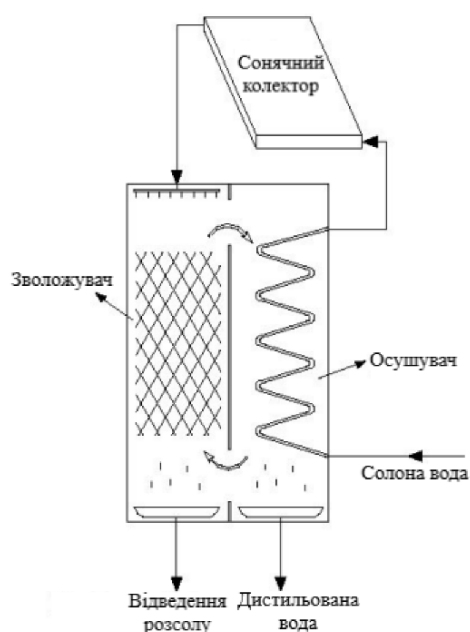


Рис. 1.11. Схема сонячної установки опріснення води із замкнутим повітряним циклом та нагріванням води [30]

В [31] було досліджено сонячний багатоефектний процес зволоження-осушення повітря. Було зазначено, що теплова ефективність сонячного колектора зростає зі збільшенням масової витрати води.

Двоступенева система опріснення, досліджена авторами в [32] дозволила зменшити необхідну кількість сонячних колекторів порівняно з одноступеневою установкою за однакового виходу дистилляту.

В дослідженні [33] було проведено оцінювання насадкової системи опріснення зволоження-осушення, інтегрованої з вакуумним трубчастим сонячним колектором, експериментальна установки наведена на рис. 1.12. Було встановлено, що швидкість утворення дистилляту зростає зі збільшенням температури води на вході в зволожувач.

Система HDH, з'єднана з вакуумним трубчастим сонячним колектором, яка наведена в [34], продемонструвала, що швидкість виробництва опрісненої води залежить від температури повітря на вході та його відносної вологості.

Вакуумний трубчастий сонячний колектор використовувався в [35] для подачі нагрітої води в зволожувач. Було встановлено, що вихід дистилляту зростає зі збільшенням температури води.

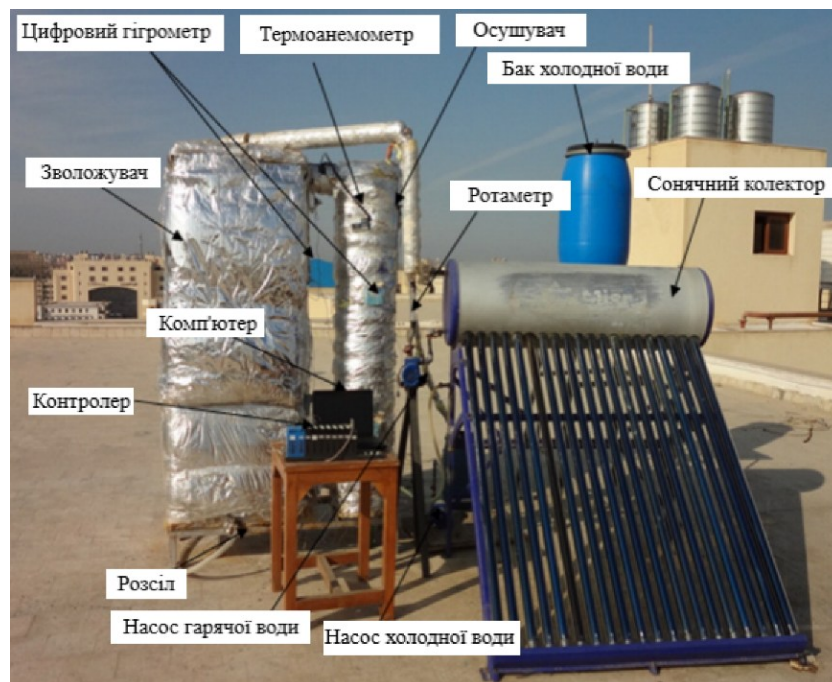


Рис. 1.12. Фото HDH-установки з вакуумним трубчастим колектором [33]

Було визначено в дослідженні [36], що параболічний жолобчастий сонячний колектор є придатним для забезпечення роботи системи опріснення HDH, схема установки наведена на рис. 1.13. Крім того, сонячний жолобчастий концентратор було визначено як найбільш перспективну технологію для подачі гарячої води в сонячні системи опріснення в роботі [37].

Al-Sulaiman та ін. [38] додали сонячний колектор параболічного жолобчастого типу до HDH-системи з відкритим повітряним і відкритим водяним циклом, схема якої наведена на рис. 1.14, у якій здійснювався нагрів повітря. Основна увага приділялася термодинамічним характеристикам системи, і було встановлено, що конфігурація сонячного нагрівача суттєво впливає на її ефективність. Було показано, що HDH-система з нагрівом повітря, яка працює на сонячній енергії, є придатною для районів з високим рівнем сонячної радіації. Розміщення параболічного жолобчастого сонячного повітряного колектора між зволожувачем і конденсатором в роботі [38] виявилось більш ефективним, ніж розміщення колектора перед зволожувачем.

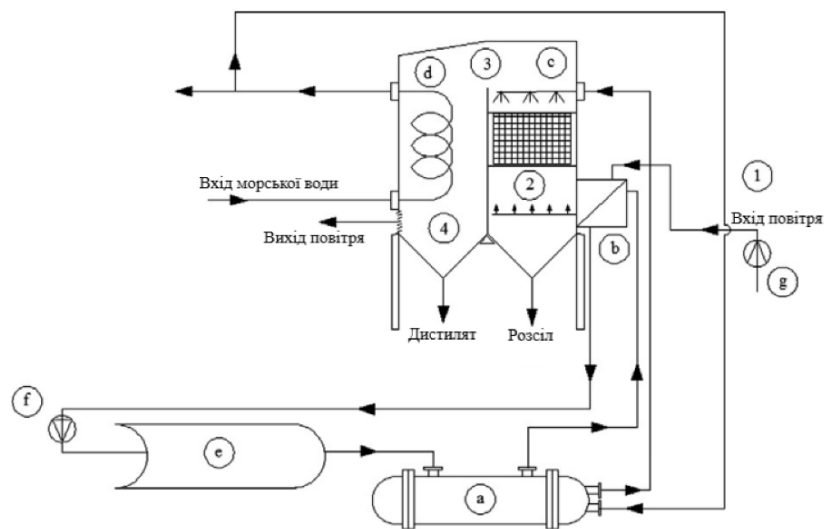


Рис. 1.13. Схема HDH-опріснення з жолобчастим колектором [36]

В роботі [39] сонячний водонагрівач було під'єднано до барботажної системи HDH для подачі нагрітої солоної води в процесі опріснення. Результати показали, що швидкість виробництва зростає зі зменшенням діаметра отворів для бульбашок і зі збільшенням температури води.

НДН-система опріснення з барботажними зволожувачем та конденсатором було досліджено в [40] шляхом зміни тиску та температури у зволожувачі. Було встановлено, що вищі коефіцієнти теплопередачі та ефективності досягаються в барботажному зволожувачі за субатмосферного тиску.

У роботах [25] та [41] зволожувач було виготовлено з можливістю подачі гарячого повітря та з резервуаром для зберігання води в басейні. Вода в басейні безпосередньо нагрівалася сонячною енергією, а повітря, що проходило через водяну колону, зволожувалося. Частина зволоженого повітря конденсувалася та збиралася з прозорого покриття зволожувача. Цю установку було досліджено при інтеграції з сонячним повітряним нагрівачем в роботі [25] та з сонячним колектором подвійного призначення (повітря і вода) в роботі [41]. Ця система забезпечила максимальний вихід дистилату  $23,92 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{добу}$  [38]. Також було встановлено, що наявність турбулізатора в полі потоку сонячного колектора підвищує загальну продуктивність системи [41,26].

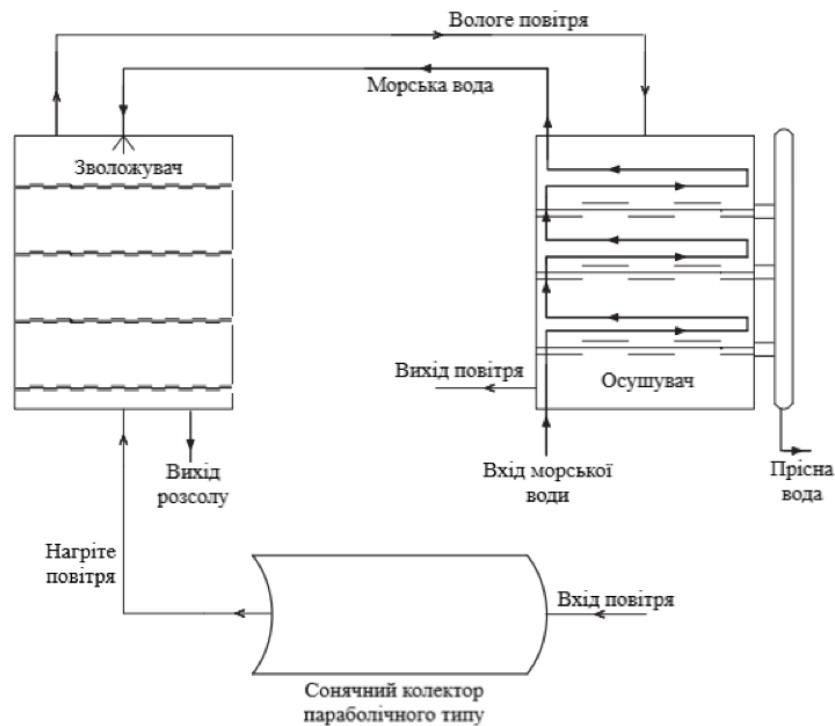


Рис. 1.14. HDH-схема з сонячним колектором параболічного типу [38]

У роботі [42] представлена HDH-система, у якій нагрів морської води здійснювався за рахунок сонячної радіації, та були розроблені теоретичні моделі окремих елементів для оцінювання термодинамічних характеристик. Для дослідження здатності системи до виробництва води було обрано два періоди з різною інтенсивністю сонячного випромінювання. Згідно з результатами моделювання, другий період, який тривав з 13:00 до 17:00, характеризувався найвищою продуктивністю прісної води. Окрім чисельного моделювання, була створена експериментальна установка для валідації характеристик тепло- та масопереносу, задіяних у процесі опріснення. Математичні моделі показали високу точність і добру узгодженість між розрахунковими результатами та експериментальними даними за різних граничних умов.

#### **1.4. Інтеграція HDH-систем та HVAC**

У низці робіт розглянуто інтеграцію парокомпресійних або пароабсорбційних холодильних циклів у HDH-системи опріснення з метою використання їх охолоджувального потенціалу для одночасного отримання прісної води та кондиціонованого повітря.

У роботі [43] експериментально дослідили ефективність комбінованої HDH-системи із парокомпресійним холодильним циклом, у якій випарник холодильного циклу виконував функцію конденсатора, забезпечуючи одночасне отримання прісної води та кондиціонованого повітря. У подальшому розвитку цієї роботи було проведено параметричні дослідження інтеграції сонячних колекторів з HDH-системою із парокомпресійним холодильним циклом як за стаціонарних умов [44], так і за нестаціонарних режимів роботи [45]. Сонячні колектори використовувалися для підвищення температури повітря та води на вході до зволожувача з метою інтенсифікації процесу зволоження. На першому етапі прісна вода вироблялася у традиційному конденсаторі з використанням зовнішнього охолоджувального середовища, після чого додатковий вихід досягався за рахунок використання охолоджувального ефекту випарника як вторинного конденсатора. Крім того,

охолоджене повітря після конденсатора подавалося до кондиціонованого приміщення для цілей кондиціонування повітря. Незважаючи на підвищене споживання електроенергії, було показано, що за умов підвищеної температури та вологості зовнішнього повітря досягаються вищі значення продуктивності з опріснення, холодопродуктивності та зниження загальних експлуатаційних витрат. Крім того, запропонована система працювала ефективніше в регіонах з жарким та вологим кліматом.

В роботах [46-49] провели комплексне теоретичне та експериментальне дослідження HDH-системи із парокомпресійним холодильним циклом. На першому етапі виробництво прісної води здійснювалося у першому та другому ступенях повітроохолоджувальних конденсаторів. Далі охолоджувальний ефект абсорбційної холодильної установки з охолодженою водою використовувався для отримання додаткової кількості прісної води, а також для подачі кондиціонованого повітря у приміщення. Для покриття теплових потреб HDH-циклу та парокомпресійного холодильного циклу застосовувалися відповідно плоскі сонячні колектори та концентрувальні сонячні колектори. Основним продуктом установки було опріснення води, тоді як охолоджувальний ефект виступав як побічний результат. Отримані результати показали, що ефективність системи зростає зі збільшенням ефективності зволожувача та температури повітря на виході з випарника. Також встановлено, що підвищення температури солоної води та зниження температури випарника сприяють покращенню показників роботи системи.

В роботі [50] були проведені розрахункові досліджень прямої схеми центральної системи кондиціонування повітря з частковим непрямим випарним охолодженням громадської будівлі для теплого і холодного періодів року. Принципова схема цієї системи наведена на рис. 1.15.

В роботі [50] розглянуто прямоточну схему центральної системи кондиціонування повітря, у якій застосовано непряме випарне охолодження припливного повітря. Принцип роботи схеми полягає у використанні витяжного повітря для охолодження циркуляційної води в градирні, після чого охолоджена

вода використовується в теплообміннику для зниження температури припливного повітря без зміни його вологовмісту. Застосування непрямого випарного охолодження дозволяє частково покрити потребу в холодопродуктивності системи та зменшити навантаження на традиційні холодильні установки, що підвищує енергоефективність прямої схеми. За результатами розрахункових досліджень прямої схеми в теплий період року встановлена енергетична ефективність непрямого випарного охолодження, яка складає 23,5 %.

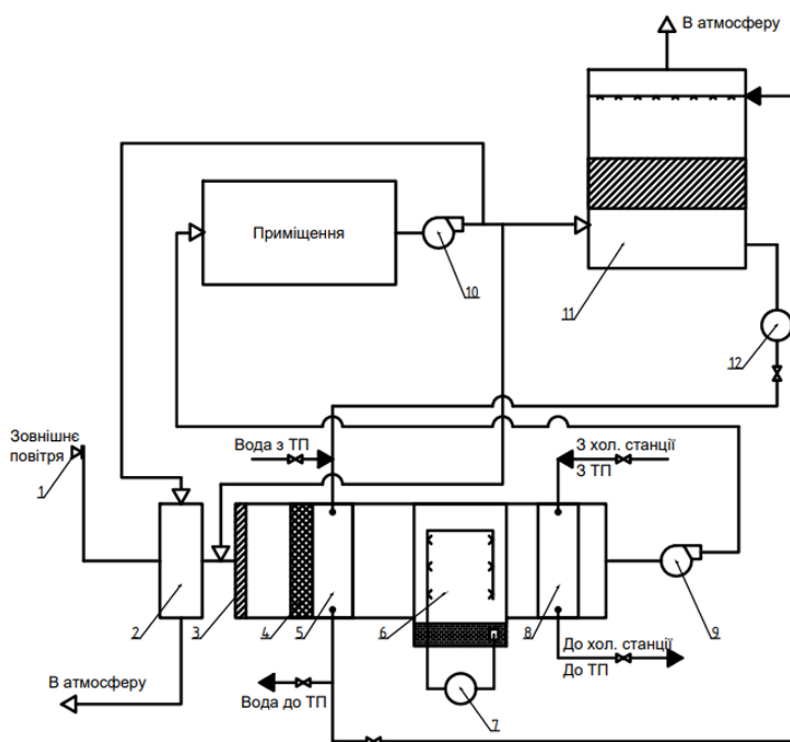


Рис. 1.15. – Принципова схема системи кондиціонування повітря з частковим непрямым випарним охолодженням [50]:

1 – повітрязабірний пристрій; 2 – утилізатор теплоти; 3 – приймальний клапан; 4 – повітряний фільтр; 5 – теплообмінник; 6 – зрошувальна форсункова камера; 7 – циркуляційний насос; 8 – теплообмінник; 9 – припливний вентилятор; 10 – витяжний вентилятор; 11 – градирня; 12 – насос охолодженої випаровуванням води.

## 1.5. Економічна характеристика HDH-систем опріснення

Значна кількість досліджень була присвячена термодинамічним характеристикам HDH-систем як у конфігураціях із нагрівом води, так і з нагрівом повітря. Однак з урахуванням перспектив подальшого застосування відповідна економічна складова також має бути однією з ключових цілей досліджень [51].

Економічні моделі сонячних HDH-систем з нагрівом повітря та води в роботі [52] та нагрівом води [53]. Спочатку були виконані розрахунки та оцінки термодинамічних характеристик, зокрема продуктивності за прісною водою та термічної ефективності, за різних рівнів сонячної радіації. Також було визначено повну вартість системи.

Автори [54], розглядаючи дві альтернативні конфігурації та систему зворотного осмосу, інтегровану з HDH, визначив економічні характеристики системи. Результати показали, що перепроєктована конфігурація забезпечувала переваги як з точки зору вартості системи, так і з точки зору енергетичної ефективності. Було також встановлено, що гібридна система, яка поєднувала підсистеми HDH та зворотного осмосу, характеризувалася найвищим значенням GOR та енергетичної ефективності.

У роботі [55] було досліджено економічні характеристики HDH-системи, що працювала з тепловим насосом на основі парокомпресійного циклу, для трьох різних прототипів. Було розраховано енергетичну ефективність, ексергетичні втрати та вартість всієї системи, а також проаналізовано вплив ключових теплових параметрів на характеристики системи. Згідно з отриманими даними, найбільші втрати ексергії спостерігалися в випарнику та компресорі, а система з нагрівом повітря, керована тепловим насосом, була рекомендована до використання завдяки кращим енергетичним та ексергетичним показникам.

## 1.6. Висновок до розділу 1, мета та постановка задач дослідження

1. Децентралізоване та маломасштабне опріснення води є як ніколи актуальним для південних регіонів України, які стикаються з нестачею прісної води через воєнні дії. Опріснення води за допомогою зволоження-осушення повітря з інтегруванням відновлюваних джерел забезпечує автономну роботу установки без споживання електроенергії з мережі, що є перевагою для прифронтових та віддалених регіонів. Аналіз літературних джерел свідчить, що більшість існуючих досліджень HDH-систем зосереджені на умовах жаркого та вологого клімату. Такі результати не можуть бути безпосередньо екстрапольовані на кліматичні умови України.

2. Переважна частина досліджень у галузі опріснення води методом зволоження-осушення повітря спрямована на аналіз термодинамічних характеристик HDH-систем із нагріванням води, тоді як конфігурації з підігрівом повітря залишаються недостатньо вивченими. Крім того, у більшості публікацій відсутнє коректне порівняння ефективності систем із нагріванням повітря та води за однакових умов експлуатації.

3. У низці експериментальних робіт для підвищення температури повітря або води застосовуються сонячні нагрівники, однак вибір способу нагріву, як правило, не супроводжується детальним теоретичним обґрунтуванням або системним аналізом його переваг і обмежень.

4. Економічні та екологічні аспекти функціонування HDH-систем, які є визначальними для їх практичного впровадження, у розглянутих роботах розглядаються фрагментарно або взагалі не аналізуються. Відсутність комплексних оцінок вартості виробництва прісної води та скорочення викидів парникових газів ускладнює обґрунтування доцільності застосування HDH-систем в умовах реальної експлуатації. Це зумовлює необхідність проведення економічного та екологічного аналізу HDH-установок, особливо для автономних систем із використанням відновлюваних джерел енергії.

На основі проведеного аналізу наявних наукових праць сформульована мета роботи – підвищення енергоефективності та продуктивності геліотремичних систем опріснення води методом зволоження-осушення повітря в кліматичних умовах України.

У відповідності з поставленою метою вирішувалися такі основні задачі:

1. Провести термодинамічний розрахунок систем знесолення води з підігрівом води та підігрівом повітря та виконати порівняння енергетичних характеристик цих систем за однакових режимних параметрів.

2. Експериментально дослідити енергетичні характеристики за різних режимних параметрів під час процесу зволоження-осушення повітря системи опріснення води за характерних умов роботи HDH систем.

3. Розробити математичну модель HDH-системи з сонячним колектором та дослідити вплив погодних факторів клімату України на енергетичні характеристики опріснювальної установки.

4. Провести техніко-економічний аналіз та оцінити екологічний ефект від впровадження запропонованої установки в кліматичних умовах України.

## РОЗДІЛ 2. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ОПРІСНЕННЯ ВОДИ З ПІДГРІВОМ ВОДИ ТА ПІДГРІВОМ ПОВІТРЯ

### 2.1. Термодинамічний аналіз відкритої системи знесолення води з підгрівом води

#### 2.1.1. Опис установки

На рис. 2.1 наведена схема системи опріснення води з підгрівом води, яка працює за принципом зволоження-осушення повітря [56]. Процеси осушення та зволоження повітря побудовано у діаграмі  $t-d$  на рис. 2.2 [57]. Основними елементами установки є зволожувач та конденсатор, сонячний нагрівник води, водяний насос та вентилятор. Схема є розімкнутою як по повітрю, так і по воді.

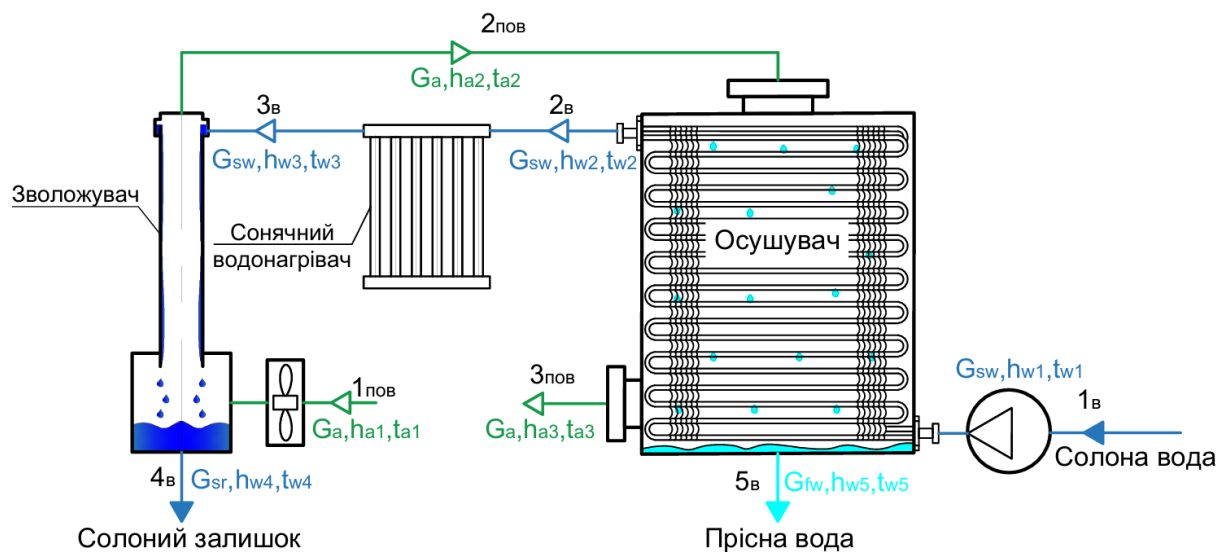


Рис. 2.1. Схема опріснювальної установки з підгрівом води

Солоня вода з температурою  $t_{w1}$  та витратою  $G_{sw}$  насосом подається до конденсатора. В конденсаторі вода циркулює по трубках та нагрівається до температури  $t_{w2}$  за рахунок відведення теплоти від повітря, яке обтікає трубки ззовні. Потім вода надходить до сонячного нагрівача, де нагрівається до температури  $t_{w3}$ . Нагріта вода надходить до зволожувача, де плівкою стікає по

внутрішній поверхні трубки вниз. Після чого вода з температурою  $t_{w4}$  видаляється з нижньої частини зволожувача, як солоний залишок.

Вентилятор нагнітає повітря з температурою навколишнього середовища  $t_{a1}$  (точка  $t_{1нов}$ ) і витратою  $G_a$ . Повітря подається в зволожувач, де при контакті з плівкою води вологість та температура  $t_{a2}$  (точка  $t_{2нов}$ ) повітря збільшуються. Зволожено повітря надходить до конденсатора, де за рахунок відведення теплоти від повітря до води в трубках, воно осушується та охолоджується до температури  $t_{a3}$  (точка  $t_{3нов}$ ). Повітря з конденсатора видаляється в навколишнє середовище. Утворений в конденсаторі конденсат і є кінцевим продуктом – чистою прісною водою.

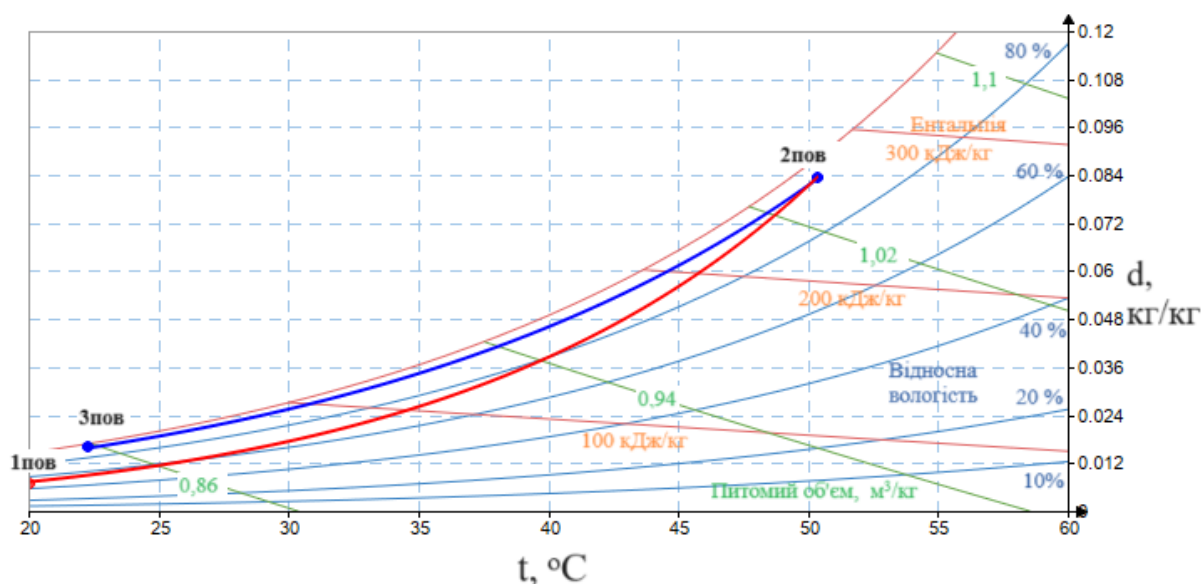


Рис. 2.2. t-d діаграма відкритого циклу HDH з підігрівом води

### 2.1.2. Математична модель

Була розроблена математична модель відкритої системи зволоження повітря з нагрівом води у інженерному програмному забезпеченні РТС Mathcad. Властивості вологого повітря та солоної води визначалися за допомогою пакета CoolProp [58].

Для моделювання циклу системи були прийняті наступні припущення: умови роботи установки є стаціонарними; втрати теплоти від обладнання нехтуються;

потужності насоса та вентилятора, порівняно з тепловою енергією нагрівника, є незначними; температури прісної води на виході з конденсатора дорівнює середньому значення між температурою точки роси повітря на вході в конденсатор та температурою повітря на виході з нього; на виході зі зволожувача та конденсатора відносна вологість дорівнює 100%.

Для моделювання були використані наступні вихідні умови:

- температура солоної води на вході в конденсатор –  $t_{w1}=15^{\circ}\text{C}$ ;
- температура води на вході до зволожувача –  $t_{w3}=50^{\circ}\text{C}$ ;
- температура та відносна вологість повітря на вході до зволожувача (параметри зовнішнього повітря) –  $t_{a1}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{a1}=50\%$ ;
- відносна вологість на вході та виході з конденсатора –  $w_{a2}=w_{a3}=95\%$ .

Модель складається з наступних рівнянь:

- теплові баланси конденсатора по воді та повітряю

$$Q_{deh.w} = G_{sw} (h_{w2} - h_{w1}), \quad (2.1)$$

де  $G_{sw}$  – витрата солоної води на вході в конденсатор, кг/с;

$h_{w2}$  – ентальпія води на виході з конденсатора, кДж/кг;

$h_{w1}$  – ентальпія води на вході до конденсатор, кДж/кг.

$$Q_{deh.a} = G_a \cdot (1 + d_{a2}) \cdot h_{a2} - G_a (1 + d_{a3}) \cdot h_{a3} - G_{fw} \cdot h_{w5}, \quad (2.2)$$

де  $G_a$  – витрата повітря на вході у зволожувач, кг/с;

$d_{a2}$  – вологовміст повітря на виході зі зволожувача, г/кг<sub>с.п.</sub>;

$h_{a2}$  – ентальпія повітря на виході зі зволожувача, кДж/кг;

$d_{a3}$  – вологовміст повітря на виході з конденсатора, г/кг<sub>с.п.</sub>;

$h_{a3}$  – ентальпія повітря на виході з конденсатора, кДж/кг;

$G_{fw}$  – витрата прісної води, кг/с;

$h_{w5}$  – ентальпія прісної води на виході із конденсатора, кДж/кг.

- теплові баланси зволожувача по повітрю та воді

$$Q_{hum.w} = G_{sw} \cdot h_{w3} - (G_{sw} - G_{fw})h_{w4}, \quad (2.3)$$

де  $h_{w3}$  – ентальпія води на вході до зволожувача, кДж/кг;

$h_{w4}$  – ентальпія води на виході зі зволожувача, кДж/кг.

$$Q_{hum.a} = G_a(1 + d_{a2}) \cdot h_{a2} - G_a(1 + d_{a1}) \cdot h_{a1}, \quad (2.4)$$

де  $d_{a1}$  – вологовміст повітря на вході до зволожувача, г/кг<sub>c.п.</sub>;

$h_{a2}$  – ентальпія повітря на вході до зволожувача, кДж/кг.

- кількість теплоти, яка передається від води до повітря у зволожувачі за рахунок масо- та тепловіддачі

$$Q_{hum.t} = Q_{evap} + Q_{con} = \Delta G \cdot r + \alpha_{con} \cdot F_{hum.t} \cdot \Delta T, \quad (2.5)$$

де  $Q_{evap}$  – теплота, яка передається випаровуванням води в повітря, Вт;

$Q_{con}$  – теплота передана повітрю за рахунок його нагрівання, Вт;

$\Delta G$  – кількість вологи, яка буде поглинена повітрям, кг/с;

$\alpha_{con}$  – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_{hum.t}$  – площа міжфазної поверхні, м<sup>2</sup>;

$\Delta T$  – середньологарифмічний температурний напір, °С.

- кількість теплоти, яка передається від повітря до води в конденсаторі за рахунок теплопередачі

$$Q_{deh.t} = k \cdot F_t \Delta h, \quad (2.6)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_t$  – площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;

$\Delta h$  – середньологарифмічна різниця ентальпій на вході і на виході з конденсатора.

Моделюванням були визначені температури повітря та води на виході з конденсатора та зволожувача ( $t_{a2}$ ,  $t_{a3}$ ,  $t_{w2}$ ,  $t_{w4}$ ) при різних значеннях  $G_{sw}$ ,  $G_a$  та геометричних розмірів зволожувача (діаметра  $d$  та висоти  $l$ ). На основі отриманих результатів були визначені наступні енергоефективні характеристики установки:

- кількість теплоти яка підводиться до нагрівника води

$$Q_{heat} = G_{sw}(h_{w3} - h_{w2}) = G_{sw} \cdot c_p(t_{w3} - t_{w2}), \quad (2.7)$$

- продуктивність установки

$$G_{fw} = G_a(d_{a2} - d_{a3}), \quad (2.8)$$

- коефіцієнт енергетичної ефективності

$$GOR = G_{fw} \cdot r / Q_{heat}, \quad (2.9)$$

- коефіцієнт масової витрати

$$MR = G_{sw} / G_a, \quad (2.10)$$

- ефективність конденсатора

$$\varepsilon_{deh} = (h_{a2} - h_{a3}) / (h_{a2} - h_{a3}^{id}), \quad (2.11)$$

де  $h_{a3}^{id}$  – ідеальна ентальпія вихідного повітря на виході з конденсатора за умови повного насичення повітря при  $t_{a3}=t_{w1}$ .

- ефективність зволожувача

$$\varepsilon_{hum} = (h_{a2} - h_{a1}) / (h_{a2}^{id} - h_{a1}), \quad (2.12)$$

де  $h_{a2}^{id}$  – ідеальна ентальпія повітря на вході в конденсатор за умови повного насичення повітря при  $t_{a2}=t_{w3}$ .

### 2.1.3. Результати моделювання

На рис. 2.3 наведена залежність продуктивності установки  $G_{fw}$  та енергетичної ефективності  $GOR$  від швидкості повітря на входу до зволожувача. Максимального значення  $GOR$  досягає при швидкості повітря рівній 1,5 м/с і при подальшому зростанні швидкості енергетична ефективність не змінюється. Також, видно, що зі зростанням швидкості повітря продуктивність установки зростає. Це пов'язано з тим, що при зростанні швидкості збільшується витрата повітря, що проходить через зволожувач, що сприяє покращенню процесів тепло- та масообміну, тому більше вологи поглинатиметься повітрям у зволожувачі. Відомо, що для забезпечення плівкового стікання рідини в трубці зволожувача швидкість повітря необхідно підтримувати не вищою за 3 м/с [59]. Отже, для запобігання унесення крапель рідини повітряним потоком та для забезпечення максимальної продуктивності приймаємо швидкість повітря рівною 3 м/с.

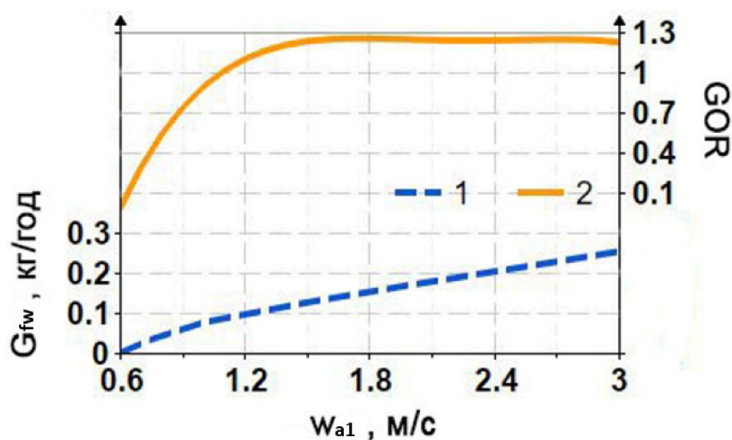


Рис. 2.3. Залежність  $GOR$  і  $G_{fw}$  від  $w_{a1}$ : 1 –  $G_{fw}$ ; 2 –  $GOR$

Вплив коефіцієнта масової витрати  $MR$  на  $GOR$  в залежності від діаметра  $d$  та висоти  $l$  трубки зволожувача наведено на рис. 2.4 та рис. 2.5. При зростанні  $MR$  енергетична ефективність установки зростає досягаючи максимального значення при  $MR=0,8-1$  і далі різко зменшується. Пікове значення  $GOR$  вказує на те, що існує оптимальна залежність між продуктивністю  $G_{fw}$  та кількістю теплоти підведеної до води в нагрівнику  $Q_{heat}$ , тому за таких умов потрібно буде підвести до водяного

нагрівача найменшу кількість теплоти. Зниження  $GOR$  після пікового значення пов'язано з необхідністю підведення більшої кількості теплоти у нагрівнику, щоб нагріти воду до необхідної температури  $t_{36}$ , оскільки витрата води, що проходить через конденсатор збільшується, тому температура на виході зменшується. Отже, відповідно до аналізу, приймаємо значення  $MR=1$  ( $G_{sw}=G_a$ ).

З рис. 2.4 та 2.5 видно, що найбільший  $GOR$  досягається при діаметрі рівному 20 мм та висоті трубки 2,5 м, отже ці значення є найбільш оптимальними для ефективної роботи установки.

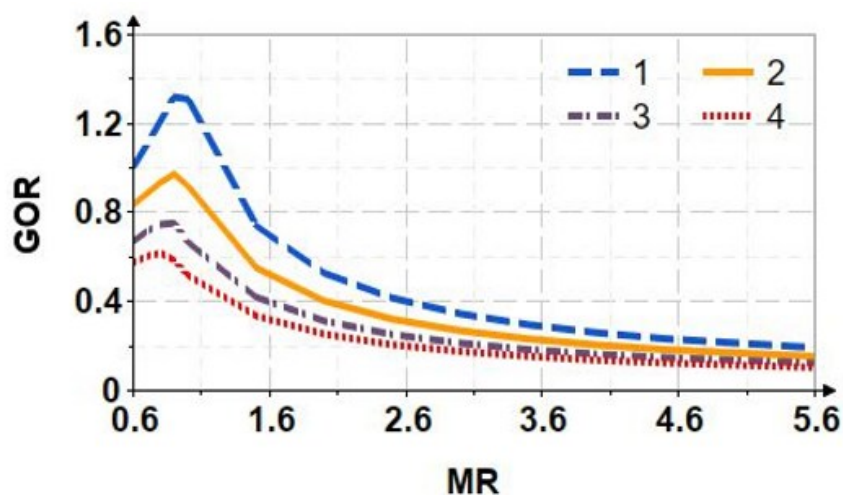


Рис. 2.4. Залежність  $GOR$  від  $MR$  за  $l = 1,5$  м: 1 –  $d = 20$  мм; 2 –  $d = 30$  мм; 3 –  $d = 40$  мм; 4 –  $d = 50$  мм

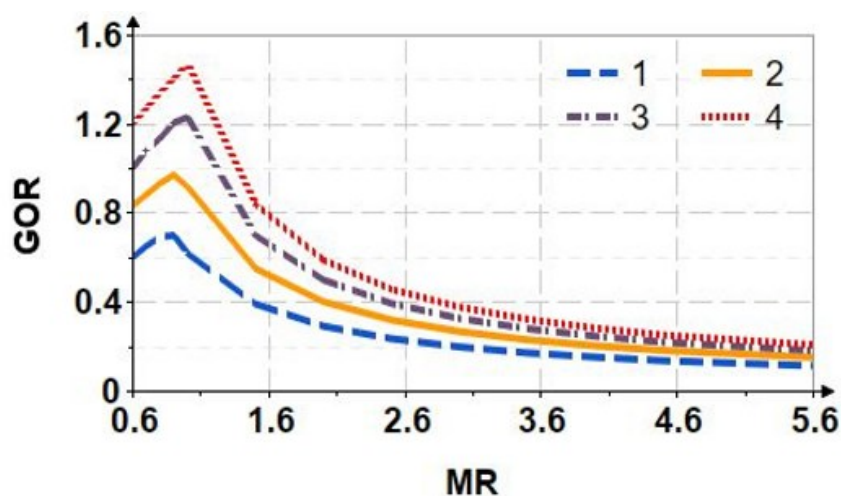


Рис. 2.5. Залежність  $GOR$  від  $MR$  за  $d = 30$  мм: 1 –  $l = 1$  м; 2 –  $l = 1,5$  м; 3 –  $l = 2$  м; 4 –  $l = 2,5$  м

На рис. 2.6 наведена залежність  $G_{fw}$  та  $GOR$  від температури води на вході до зволожувача  $t_{w3}$ . Видно, що зі зростанням  $t_{w3}$  значення  $G_{fw}$  та  $GOR$  збільшуються, оскільки зростає поглинальна здатність зволожувача, що призводить до збільшення продуктивності конденсатора [60].

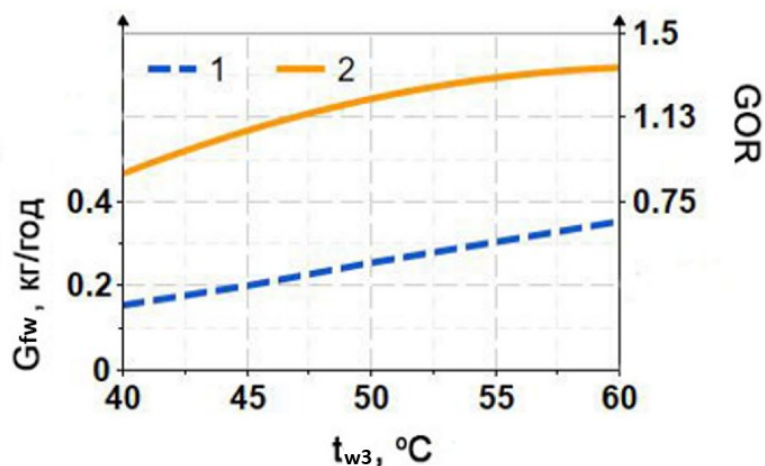


Рис. 2.6. Залежність  $GOR$  і  $G_{fw}$  від  $t_{w3}$  за  $d = 30$  мм і  $l = 2$  м: 1 –  $G_{fw}$ ; 2 –  $GOR$

На рис. 2.7 та рис. 2.8 наведена залежність  $G_{fw}$  та  $GOR$  від параметрів зовнішнього повітря, а саме температури  $t_{a1}$  та вологості  $w_{a1}$ . Видно, що параметри зовнішнього повітря майже не впливають на продуктивність установки. Проте, зі зростанням значень параметрів навколишнього повітря енергетична ефективність  $GOR$  збільшується, оскільки при явному нагріванні та зволоженні повітря стає легшим, що призводить до зменшення  $G_a = G_{sw}$  (при  $w_{In} = const = 3$  м/с), отже треба буде підвести менше теплоти в нагрівнику для нагріву води.

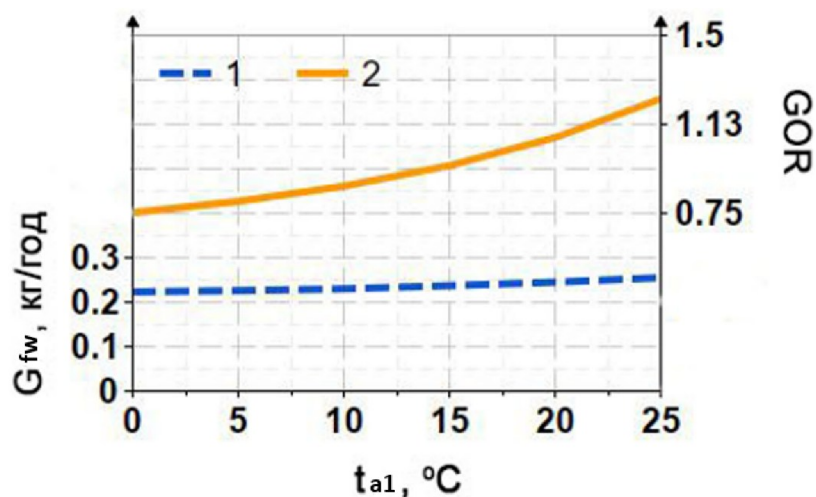


Рис. 2.7. Залежність  $GOR$  і  $G_{fw}$  від  $t_{a1}$  за  $d = 30$  мм і  $l = 2$  м: 1 –  $G_{fw}$ ; 2 –  $GOR$

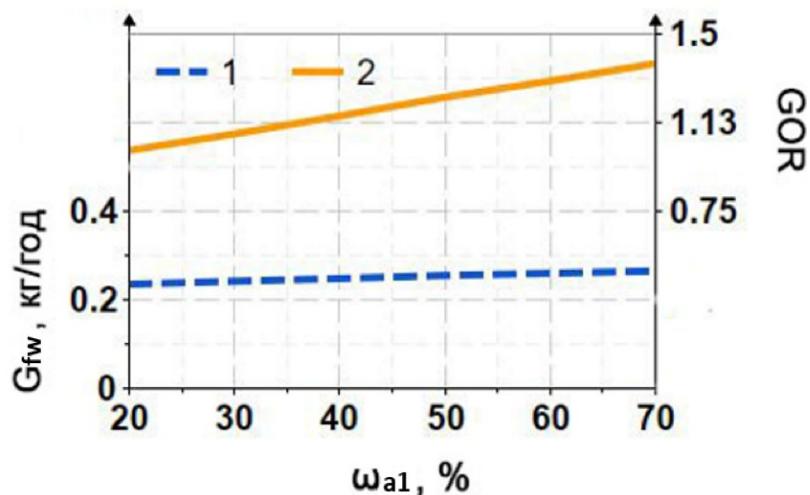


Рис. 2.8. Залежність  $G_{OR}$  і  $G_{fw}$  від  $\omega_{a1}$  за  $d = 30$  мм і  $l = 2$  м: 1 –  $G_{fw}$ ; 2 –  $G_{OR}$

## 2.2. Термодинамічний аналіз відкритої системи знесолення води з підігрівом повітря

### 2.2.1. Опис установки

Схему опреснювальної установки відкритої як за повітрям, так і за водою з підігріванням повітря, показано на рис. 2.9. Процеси осушення та зволоження повітря побудовано у діаграмі  $t-d$  на рис. 2.10 [61].

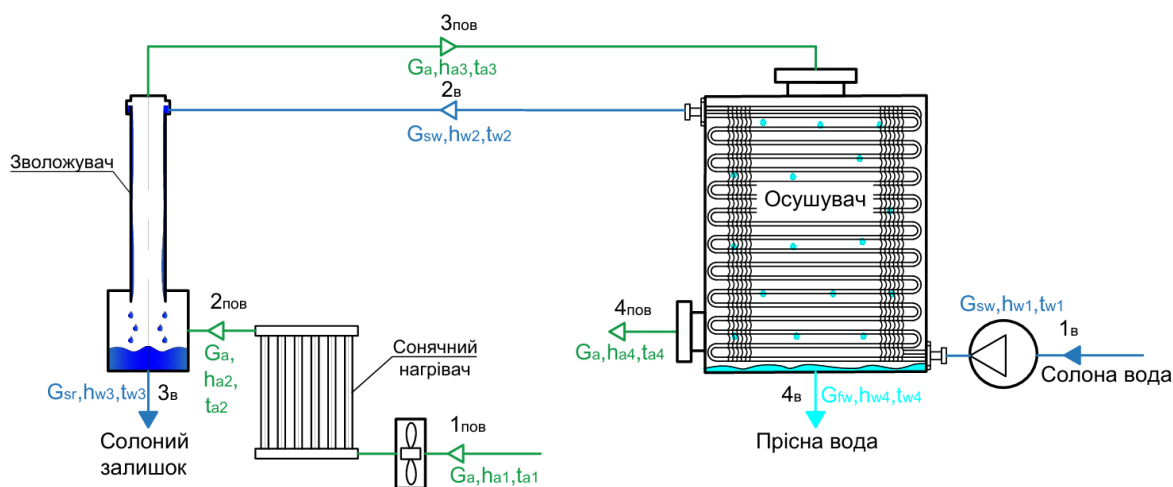


Рис. 2.9. Опреснювальна установка з підігрівом повітря

До сонячного нагрівника (т.  $I_{нов}$ ) із зовнішнього середовища подається повітря з масовою витратою  $G_{a1}$ . Початкові параметри повітря — температура  $t_{a1}$  і відносна вологість  $\omega_{a1}$  — визначаються сезонними та метеорологічними умовами. У сонячному нагрівнику відбувається підвищення температури повітря до значення  $t_{2n}$ , що на діаграмі  $t-d$  (рис. 2.10) відповідає переходу від точки  $I_{нов}$  до  $2_{нов}$ . Далі підігріте повітря надходить у трубчастий зволожувач, де внаслідок прямого контакту з водою реалізується одночасний процес тепло- та масообміну. У результаті повітря охолоджується та зволожується до параметрів  $t_{a3}$  і  $d_{a3}$  (лінія  $2_{нов}-3_{нов}$ ), а його відносна вологість  $\omega_{a3}$  наближається до насиченого стану, тобто до 100 % (точка  $3_{нов}$ ).

Насичене вологою повітря спрямовується в конденсатор, виконаний у вигляді пластинчасто-ребристого теплообмінника. Під час обтікання ребрених труб, у яких циркулює холодна прісна вода, повітря додатково охолоджується до температури  $t_{4n}$ , що супроводжується конденсацією частини водяної пари (лінія  $3_{нов}-4_{нов}$ ). При цьому відносна вологість  $\omega_{4n}$  залишається практично сталою і близькою до 100 %. Після проходження конденсатора охоложене та осушене повітря відводиться в атмосферу (т.  $4_{нов}$ ), а зібраний конденсат є кінцевим продуктом процесу — прісною водою.

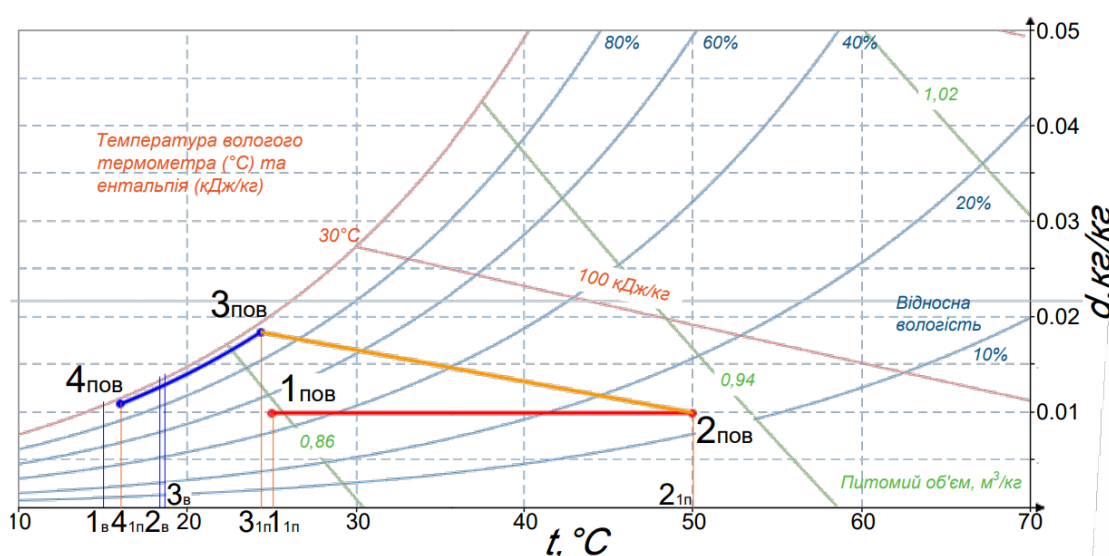


Рис. 2.10.  $t-d$  діаграма відкритого циклу HDH з підігрівом повітря

### 2.2.2. Математична модель

Математична модель роботи установки була розроблена за допомогою інженерного забезпечення PTC Mathcad. Властивості вологого повітря та солоної води визначалися за допомогою пакета CoolProp [58].

Для моделювання були прийняті такі самі припущення, як для циклу з нагрівом води. Температура повітря після сонячного нагрівача  $t_{a2}$  була прийнята рівною 50 °С.

У модель включені наступні рівняння:

- тепловий баланс зволожувача по воді та повітрю

$$Q_{hum.w} = (G_{sw} - G_{fw})h_{w3} - G_{sw} \cdot h_{w2}, \quad (2.13)$$

де  $h_{w3}$  – ентальпія води на виході зі зволожувача, кДж/кг;

$h_{w2}$  – ентальпія води на вході до зволожувача, кДж/кг.

$$Q_{hum.a} = G_a(1 + d_{a1}) \cdot h_{a2} - G_a(1 + d_{a3}) \cdot h_{a3}, \quad (2.14)$$

де  $d_{a1}$  – вологовміст зовнішнього повітря, г/кг<sub>с.п.</sub>;

$h_{a2}$  – ентальпія повітря на вході до зволожувача, кДж/кг;

$d_{a3}$  – вологовміст повітря на виході зі зволожувача, г/кг<sub>с.п.</sub>;

$h_{a3}$  – ентальпія повітря на виході зі зволожувача.

- тепловий баланс конденсатора по воді та повітрю

$$Q_{deh.w} = G_{sw} (h_{w2} - h_{w1}), \quad (2.15)$$

$$Q_{deh.a} = G_a \cdot (1 + d_{a3}) \cdot h_{a3} - G_a(1 + d_{a4}) \cdot h_{a4} - G_{fw} \cdot h_{w4}, \quad (2.16)$$

де  $d_{a4}$  – вологовміст повітря на виході з конденсатора, г/кг<sub>с.п.</sub>;

$h_{a4}$  – ентальпія повітря на виході з конденсатора, кДж/кг;

$h_{w4}$  – ентальпія води виході з конденсатора, кДж/кг.

- кількість теплоти, яка передається від нагрітої води до повітря у зволожувачі за рахунок тепло- і масообміну розраховувалась за формулою (2.5);

- кількість теплоти, яка передається від повітря до солоної води у конденсаторі за рахунок теплопередачі обчислювалась за формулою (2.6).

Результатом моделювання є значення температур повітря і солоної води на виході із теплообмінних апаратів ( $t_{a3}$ ,  $t_{a4}$ ,  $t_{w2}$ ,  $t_{w3}$ ) за різних  $G_{sw}$ ,  $G_a$  та геометричних розмірів зволожувача (діаметра  $d$  і висоти  $l$ ). Після отримання результатів визначалися наступні енергетичні характеристики:

- продуктивність установки

$$G_{fw} = G_a(d_{a3} - d_{a2}), \quad (2.17)$$

де  $d_{a2}$  – вологовміст повітря на вході до зволожувача, г/кг<sub>с.п.</sub>.

- кількість теплоти, яка підводиться до нагрівника

$$Q_{heat} = G_a(1 + d_{1a})(h_{a1} - h_{a1}), \quad (2.18)$$

- коефіцієнт енергетичної ефективності визначався за формулою (2.9);

- коефіцієнт масової витрати обчислювався за формулою (2.10);

- ефективність конденсатора

$$\varepsilon_{oc} = h_{a3} - h_{a4}/h_{a3} - h_{a4}^{id}, \quad (2.19)$$

де  $h_{a4}^{id}$  – ідеальна ентальпія вихідного повітря на виході з конденсатора за умови повного насичення повітря при  $t_{a4}=t_{w1}$ .

- ефективність зволожувача

$$\varepsilon_{зв} = h_{a2} - h_{a3}/h_{a2}^{id} - h_{a3}, \quad (2.20)$$

де  $h_{a2}^{id}$  – ідеальна ентальпія повітря на вході в зволожувач за умови повного насичення повітря при  $t_{a2}=t_{w3}$ .

### 2.2.3. Результати моделювання

На рис. 2.11 показано зміну продуктивності установки ( $G_{fw}$ ) та її енергетичної ефективності від температури повітря на вході до зволожувача  $t_{a2}$ . Аналіз результатів показує, що зі зростанням температури  $t_{a2}$  коефіцієнт  $GOR$  зменшується, тоді як продуктивність опріснювальної установки, навпаки, підвищується. Підігрів повітря на вході в систему до вищих температур супроводжується значними енергетичними витратами, що знижує загальну енергетичну доцільність процесу ( $GOR \approx 0,2$ ). Водночас залучення відновлюваних, зокрема сонячних, джерел енергії дозволяє істотно збільшити вихід прісної води (в чотири рази) завдяки підвищенню здатності повітря поглинати вологу.

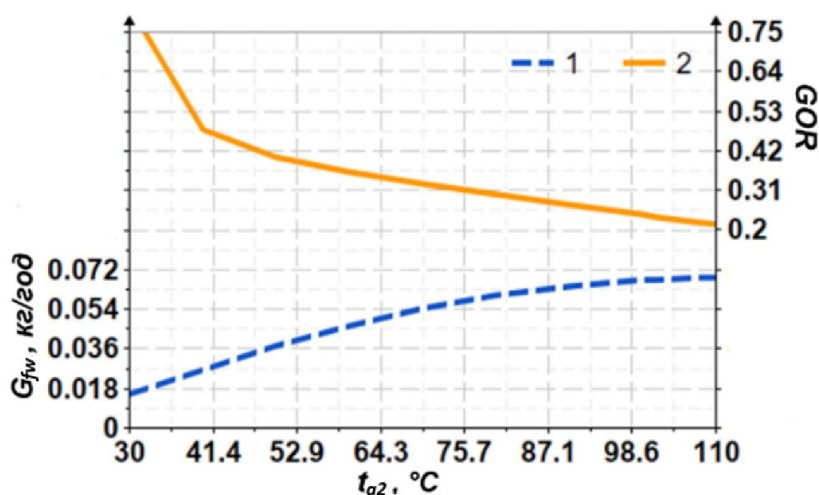


Рис. 2.11. Залежність  $GOR$  і  $G_{fw}$  від  $t_{a2}$ : 1 –  $G_{fw}$ ; 2 –  $GOR$

На рис. 2.12 зображено зміну продуктивності установки ( $G_{fw}$ ) та її енергетичної ефективності ( $GOR$ ) від швидкості повітря на вході до зволожувача ( $w_{a1}$ ). Видно, що за швидкості повітря  $w_{a1} = 0,6$  м/с коефіцієнт  $GOR$  досягає свого максимального значення. Подальше збільшення  $w_{a1}$  призводить до зниження  $GOR$ , який набуває мінімального значення при  $w_{a1} = 1,25$  м/с, після чого залишається майже сталим. Водночас продуктивність установки  $G_{fw}$  монотонно зростає зі збільшенням швидкості повітря і набуває найбільшого значення при  $w_{a1} = 3$  м/с. Подальше підвищення швидкості повітряного потоку може спричинити винесення крапель

солоній води разом із повітрям, що, у свою чергу, призводить до забруднення дистилляту та збільшення енергоспоживання [59]. Зважаючи на незначний розкид значень  $G_{OR}$ , для досягнення максимальної продуктивності установки та забезпечення стабільного плівкового режиму стікання води доцільно приймати швидкість повітря в зволожувачі на рівні близько 3 м/с.

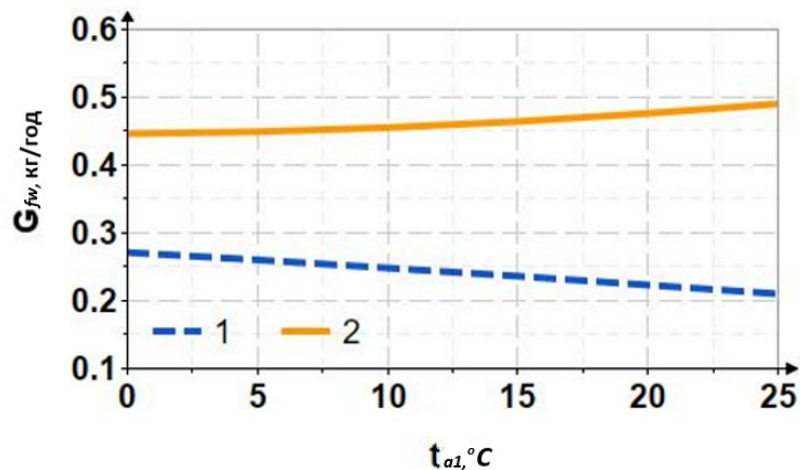


Рис. 2.12. Залежність  $G_{OR}$  і  $G_{fw}$  від  $w_{a1}$ : 1 –  $G_{fw}$ ; 2 –  $G_{OR}$

Вплив витрати солоній води на енергетичну ефективність установки ( $G_{OR}$ ) залежно від діаметра трубки  $d$  та її висоти  $l$  показано на рис. 2.13 та 2.14 відповідно. Видно, що зі збільшенням параметра  $MR$  коефіцієнт  $G_{OR}$  на початковій ділянці зростає, після чого досягає граничного значення і надалі змінюється неістотно. Це вказує на існування оптимального режиму роботи системи при  $MR \approx 2$ , за якого досягається найбільш раціональне співвідношення між продуктивністю  $G_{fw}$  та тепловою потужністю  $Q_{heat}$ , підведеною до повітря в сонячному нагрівнику. Крім того, з аналізу графіків випливає, що найвища ефективність установки реалізується при максимальному діаметрі трубки зволожувача ( $d = 50$  мм) та її мінімальній висоті ( $l = 1$  м). Більший діаметр забезпечує проходження більшого об'єму повітря, тоді як мінімальної висоти достатньо для досягнення стану, близького до повного насичення повітря вологою. Збільшення довжини трубки призводить до збільшення часу перебування повітря в зволожувачі, що спричиняє його надмірне охолодження, як наслідок, зменшення вологовмісту повітря на виході із зволожувача.

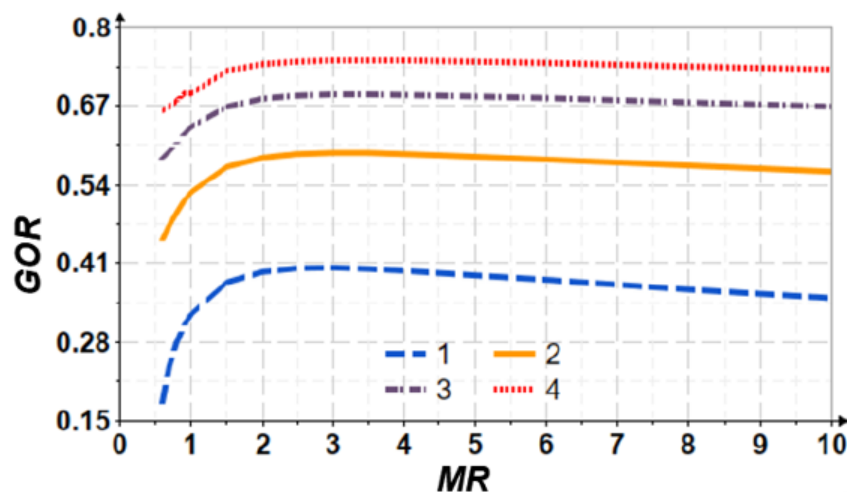


Рис. 2.13. Залежність  $GOR$  від  $MR$  за  $l = 1,5$  м: 1 –  $d = 20$  мм; 2 –  $d = 30$  мм;  
3 –  $d = 40$  мм; 4 –  $d = 50$  мм

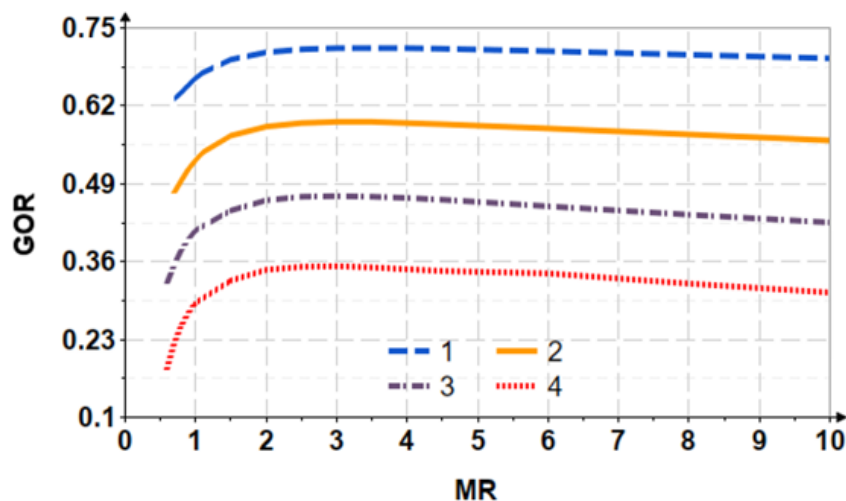


Рис. 2.14. Залежність  $GOR$  від  $MR$  за  $d = 30$  мм: 1 –  $l = 1$  м; 2 –  $l = 1,5$  м;  
3 –  $l = 2$  м; 4 –  $l = 2,5$  м

### 2.3. Порівняння відкритих схем знесолення води з підгрівом води та підгрівом повітря

Порівняємо ефективність відкритих схем знесолення води з нагрівом повітря та нагрівом води. Для порівняння були прийняті наступні вихідні дані:

- температура води на вході до зволожувача  $t_{a3} = 50$  °С;

- відносна вологість зовнішнього повітря  $\omega_{a1} = 50\%$ ;
- температура солоної води на вході в установку  $t_{w1} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- відносні вологості повітря на виході з зволожувача (на вході до конденсатора) і на виході з установки однакові,  $\omega_{a2} = \omega_{a3} = 95\%$ ;
- оптимальні геометричні розміри зволожувача обиралися окремо для кожної схеми. Для схеми з нагрівом води  $l=2\text{ м}$ ,  $d=25\text{ мм}$ ; для схеми з нагрівом повітря  $l=1\text{ м}$ ,  $d=50\text{ мм}$ ;
- швидкість повітря у зволожувачі постійна,  $w_{a1} = 3\text{ м/с}$ ;
- коефіцієнт масової витрати  $MR=1$  для нагріву води,  $MR=2$  для нагріву повітря.

На рис. 2.15 показано зміну коефіцієнту  $GOR$  від температури зовнішнього повітря  $t_{a1}$ . Аналіз графіків показує, що для обох розглянутих конфігурацій підвищення температури зовнішнього повітря  $t_{a1}$  супроводжується зростанням енергетичної ефективності установки. Це пояснюється зменшенням потреби в тепловій потужності сонячного нагрівника  $Q_{heat}$  для досягнення параметрів повітря або води до необхідного рівня. При цьому в усьому досліджуваному діапазоні температур ефективність схеми з підігрівом води суттєво перевищує аналогічний показник для варіанта з нагрівом повітря — приблизно на 70 %.

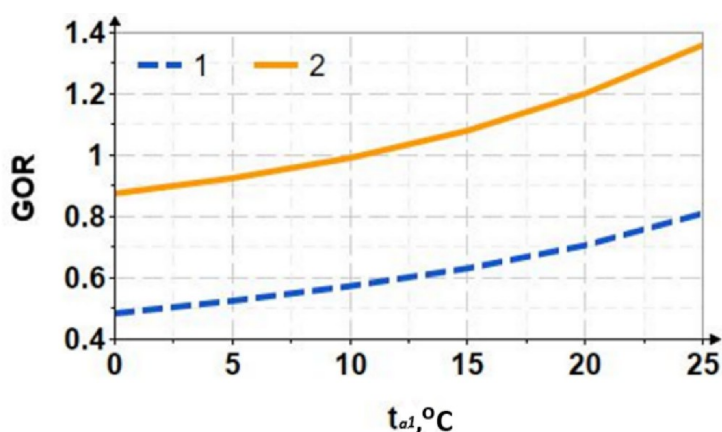


Рис. 2.15. Залежність  $GOR$  від  $t_{a1}$ : нагрів повітря – 1; води – 2

Залежність продуктивності установки  $G_{fw}$  від температури навколишнього повітря  $t_{a1}$  зображена на рис. 2.16 демонструє протилежну поведінку для двох схем.

У випадку нагріву води витрата дистилляту зростає зі збільшенням  $t_{al}$ , тоді як для схеми з підігрівом повітря спостерігається її зниження. Це пов'язано зі зміною фізичних властивостей вологого повітря: за вищих температур і вологості густина повітря зменшується, і при сталій швидкості потоку ( $w_{al} = 3$  м/с) масова витрата повітря в трубці знижується, що негативно впливає на продуктивність  $G_{fw}$ . У схемі з підігрівом води аналогічні зміни параметрів повітря мають значно слабший вплив і призводять лише до незначного зростання продуктивності.

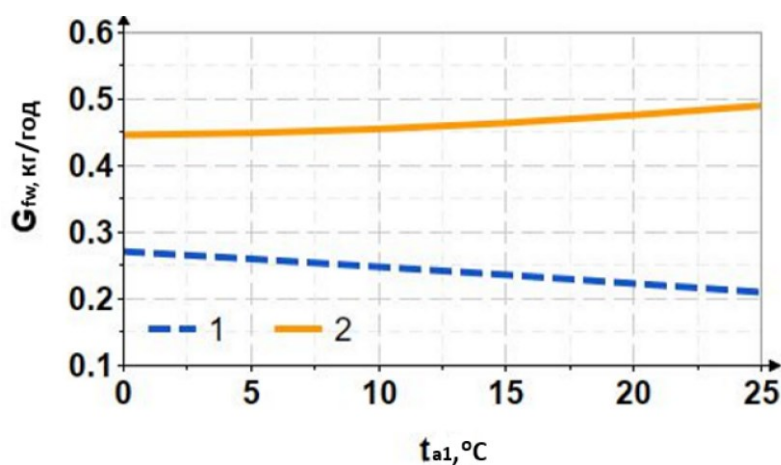


Рис. 2.16. Залежність  $G_{fw}$  від  $t_{al}$ : нагрів повітря – 1; води – 2

Зміна коефіцієнта відновлення  $RR$  залежно від температури зовнішнього повітря  $t_{al}$  (рис. 2.17) показує, що для варіанта з нагрівом повітря цей показник практично не реагує на зміну температури, тоді як для схеми з підігрівом води  $RR$  дещо зростає зі збільшенням  $t_{al}$ . Для забезпечення ефективної роботи системи з підігрівом води необхідна приблизно удвічі менша витрата солоної води  $G_{fw}$  порівняно зі схемою нагріву повітря, що відповідає удвічі меншому оптимальному значенню коефіцієнта  $MR$ . При цьому продуктивність установок з підігрівом води перевищує показники схем із нагрівом повітря на 65–150 % за однакових умов експлуатації (рис. 2.16), що забезпечує отримання значень  $RR$  щонайменше у п'ять разів вищих.

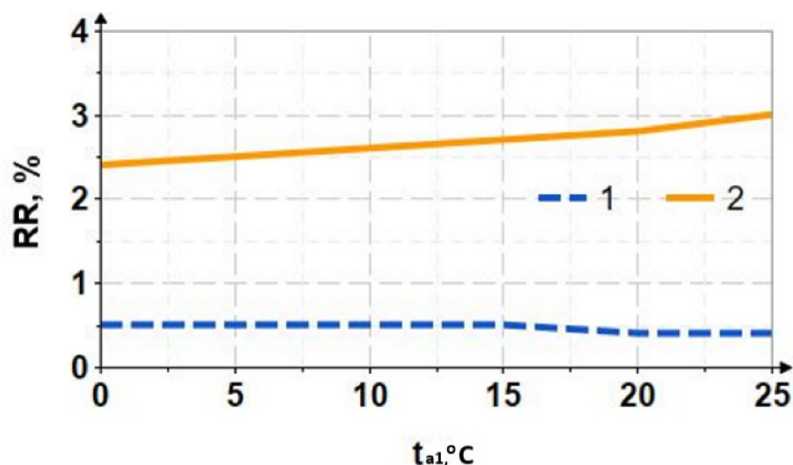


Рис. 2.17. Залежність  $RR$  від  $t_{a1}$ : нагрів повітря – 1; води – 2

Узагальнюючи результати порівняльного аналізу (рис. 2.15–2.17), можна зробити висновок, що відкрита схема з підігрівом води є більш ефективною за всіма критеріями ( $GOR$ ,  $MR$ ,  $RR$ ) порівняно з циклом нагріву повітря. Це обумовлено тим, що в схемі з підігрівом повітря процес охолодження та зволоження (лінія  $2_{нов}-3_{нов}$  на рис. 2.10) має пологий характер через низьку, нижчу за точку роси, температуру води, що знижує інтенсивність масообміну. Для підвищення ефективності зволоження доцільно збільшити крутизну процесу  $2_{нов}-3_{нов}$ , чого можна досягти шляхом підвищення температури води на вході до зволожувача  $t_{w3}$  у поєднанні з одночасним підігрівом як води, так і повітря перед зволожувачем.

#### 2.4. Висновки до розділу 2

1. Для схеми з нагрівом води для забезпечення найвищої продуктивності за найменшого енергоспоживання та виключити можливість перенесення крапель солоної води до конденсату визначені оптимальні значення швидкості повітря рівні 3 м/с та значення  $MR=1$ . Встановлено, що зволожувач з діаметром 20 мм і висотою 2,5 м є геометрично оптимальним, оскільки саме за цих розмірів система демонструє максимальне значення коефіцієнта енергетичної ефективності.

2. Для схеми з нагрівом повітря, щоб забезпечити найвищу продуктивність за найменшого енергоспоживання та виключити можливість перенесення крапель

солоній води до конденсату встановлено оптимальні значення коефіцієнта масової витрати  $MR=2$  та швидкості повітря  $w_{In} = 3$  м/с. Встановлено, що зволожувач з діаметром 50 мм і висотою 1 м є геометрично оптимальним, оскільки саме за цих розмірів система демонструє максимальне значення коефіцієнта енергетичної ефективності.

3. Порівняння двох способів підведення теплоти в цикл зволоження-осушення повітря показало ефективність нагріву солоній води перед її подачею до зволожувача. Таким чином, для проведення експериментальних досліджень була виготовлена НДН-система з проточним водяним нагрівником.

## РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЇЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

### 3.1. Конструкція та схема експериментальної установки

На кафедрі теплової та альтернативної енергетики КПІ ім. Ігоря Сікорського була спроектована й виготовлена спеціальна експериментальна установка для проведення дослідницьких робіт. Її загальний вигляд подано на рис. 3.1, а принципову схему – на рис. 3.2.

Установка функціонує завдяки взаємодії двох контурів – повітряного, що має відкриту конфігурацію, та водяного, який є замкненим. Основними вузлами є: зволожувач 10, конденсатор 18, нагрівальний елемент для води 6, насос 8, вентилятор 15, а також система регулювання й контролю необхідних параметрів.

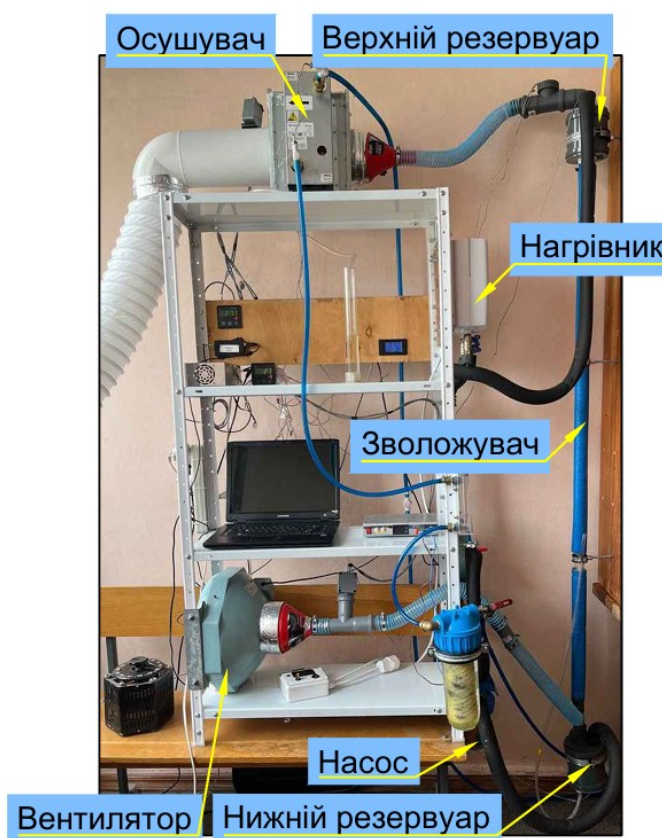


Рис. 3.1. Фото експериментальної установки

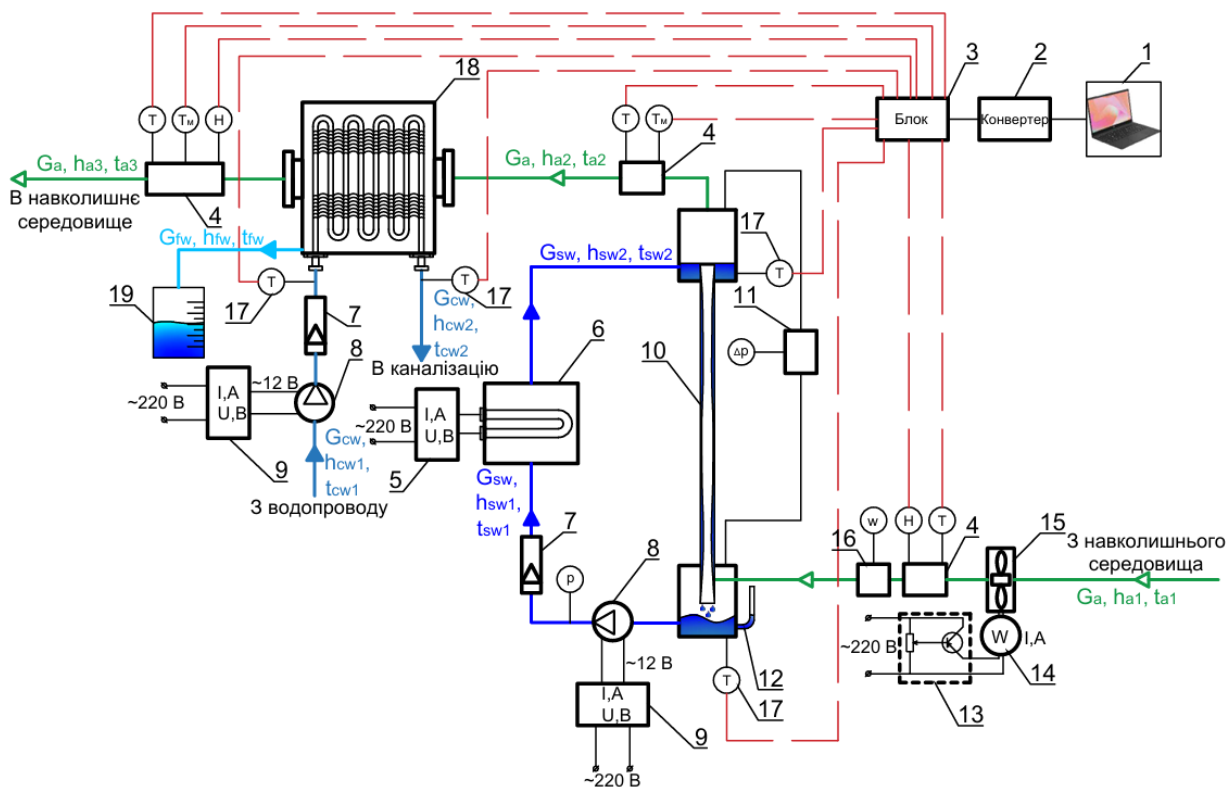


Рис. 3.2. Схема експериментальної установки:

- 1 – Ноутбук; 2 – Перетворювач інтерфейсів RS485/USB;  
 3 – Вимірювач восьмиканальний; 4 – Перетворювач відносної вологості та температури повітря; 5 – Регулятор потужності із термодатчиком; 6 – Проточний водонагрівник; 7 – Ротаметр; 8 – Мембранний насос; 9 – Лабораторний блок живлення з плавним регулюванням вихідних параметрів за рахунок потенціометрів струму і напруги 0-24 В, 6 А із цифровим електронним вимірювачем; 10 – Експериментальний зволожувач; 11 – Мікроманометр із похиленою трубкою; 12 – П'єзометр; 13 – Лабораторний автотрансформатор регульований; 14 – Цифровий багатофункціональний лічильник змінного струму; 15 – Вентилятор RS 150; 16 – Анемометр, 17 – Датчик температури Pt1000, 18 – Конденсатор, 19 – Ємність для прісної води.

Експериментальний зволожувач 10 складається з прозорої акрилової трубки довжина якої 2 метра та внутрішній діаметр 26 мм. Трубка встановлена між двома резервуарами (рис. 3.3).



Рис. 3.3. Нижній резервуар зволожувача

Електричний нагрівник 6 (рис. 3.4) використовується для попереднього підігріву води перед її надходженням у зволожувач. У середині корпусу нагрівача розташована проточна камера та два трубчасті електронагрівачі потужністю 1 кВт і 2 кВт відповідно. Керування температурою води на вході до зволожувача відбувається шляхом регулювання потужності нагрівальних елементів за допомогою регулятора 5.



Рис. 3.4. Фото нагрівника води

У складі експериментальної установки використовується водяний мембранний насос 8 (рис. 3.5), основною функцією якого є забезпечення безперервної циркуляції робочої рідини у водяному контурі системи. Технічні показники насоса: максимальна продуктивність 6 л/хв; робоча напруга – у межах 9–14,4 В; сила струму – до 6 А; споживана потужність – 72 Вт; робочий тиск – не вище 0,9 МПа; робоча температура – від 0 до 100 °С; маса – близько 0,6 кг.



Рис. 3.5. Фотографія насосу

Канальний вентилятор 15 (рис. 3.6) призначений для подачі зовнішнього повітря в експериментальну установку, забезпечуючи необхідну інтенсивність повітряного потоку для нормального функціонування системи. Пристрій має компактну конструкцію, низький рівень шуму та достатню енергоефективність. Максимальна продуктивність вентилятора становить 437 м<sup>3</sup>/год. Робоча напруга живлення не перевищує 230 В, при цьому споживаний струм дорівнює 0,31 А. Потужність електродвигуна складає 70 Вт, а маса вентилятора становить 3 кг.

Завдяки своїм технічним параметрам насос та вентилятор забезпечує ефективну циркуляцію теплоносія у водяному контурі й стабільну подачу повітря до експериментальної установки, що створює оптимальні умови для проведення лабораторних досліджень і моделювання процесів теплообміну.

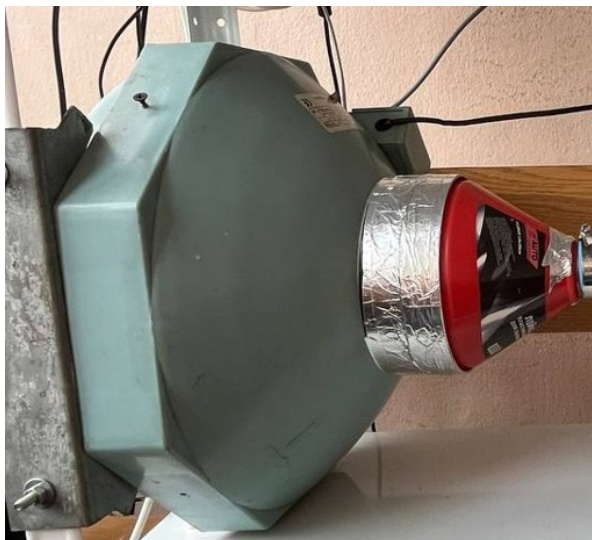


Рис. 3.6. Фотографія вентилятора

Керування витратою повітря реалізовано за допомогою лабораторного автотрансформатора 13, який дозволяє змінювати напругу живлення вентилятора, тоді як значення напруги та сили струму відображаються на цифровому лічильнику 14 для контролю режиму роботи установки.

Для забезпечення точності експериментальних даних у конструкцію установки було інтегровано комплекс приладів, призначених для моніторингу основних параметрів процесу. Передача, обробка та реєстрація вимірювальної інформації здійснюються автоматизовано, що дає змогу контролювати перебіг експерименту в реальному часі.

У водяному контурі встановлено ротаметр 7, який використовується для визначення об'ємної подачі води, тоді як тиск, створюваний насосом, реєструється манометром. Параметри повітряного потоку контролюються наступними приладами: швидкість руху повітря після зволожувача визначається анемометром 16, а сумарні втрати тиску в каналі зволожувача фіксує мікроманометр 11.

Температурні показники води на вході та виході зі зволожувача визначаються за допомогою термопар 17. Водночас температури та відносні вологості повітря на тих самих ділянках вимірюються цифровими перетворювачами 4, які забезпечують високу точність і стабільність сигналу. Отримані параметри в автоматичному режимі передаються на ноутбук 1, де дані збираються та обробляються

спеціалізованим програмним забезпеченням. Передача сигналів здійснюється через послідовно підключені прилади – восьмиканальний вимірювач 3 і перетворювач інтерфейсів 2. Для контролю атмосферного тиску використовується барометр типу БАММ-1.

Усі вимірювальні прилади, що застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень, мають чинні паспорти або офіційні документи, які підтверджують результати їхньої еталонної повірки. Завдяки цьому відома точність кожного вимірювального засобу, використаного в роботі. Інформацію щодо метрологічних характеристик приладів наведено в таблиці 3.1, де похибки подані у форматі  $\pm X$ , де  $X$  відповідає відповідному вимірюваному параметру.

Таблиця 3.1. Специфікація вимірювальних приладів

Прилад	Параметр	Діапазон	Точність
Цифровий перетворювач ДВТ-303	Температура	-30–80 °С	$\pm 0.5^\circ\text{C}$
	Відносна вологість	0–100%	$\pm 3\%$
Термопара Pt1000	Температура води	-30–270 °С	$\pm(0.3+0.004t)^\circ\text{C}$
Ротаметр РМ-0.1 ЖУЗ	Витрата води	до 100 л/год	$\pm 2.4$ л/год
Ротаметр РМ-0.04 ЖУЗ	Витрата води	до 45 л/год	$\pm 1$ л/год
Анемометр testo 410i	Швидкість повітря	0.5–30 м/с	$\pm 0.1$ м/с $\pm 2\%$
Манометр МТІ-1218	Напір насосу	до 60 кПа	$\pm 0.5$ кПа
Барометр БАММ-1	Атмосферний тиск	80-105 кПа	$\pm 0.3$ кПа
Одноканальний блок живлення постійного струму	Потужність нагрівача	0–30 А	$\pm 0.01$ А
		50-300 В	$\pm 0.1$ В
Цифровий багатофункціональний вимірювач	Потужність вентилятора	до 4.5 кВт	$\pm 1\%$
	Потужність насоса		
Штангенциркуль	Діаметр трубки	150 мм	$\pm 0.1$ мм
Рулетка	Висота трубка	до 3 м	$\pm 1.2$ мм

### 3.2. Методика проведення досліджень та оцінка похибок вимірювання

Установка працює наступним чином. Зволожувач 10 являє собою прозору акрилову трубку довжиною 2 м та внутрішнім діаметром 26 мм, закріплену між двома резервуарами. Верхній резервуар наповнюється водою за допомогою насоса 8 і забезпечує рівномірне стікання плівки рідини по внутрішній поверхні зволожувача 10. З трубки вода стікає у нижній резервуар. Фіксація рівня води у нижньому резервуарі проводилася за допомогою п'єзометра 12. З нижнього резервуару вода мембранним насосом 8 подається до верхнього резервуару для проходження повного циклу. Плавне регулювання витрати води здійснюється лабораторним блоком живлення 9 за рахунок зміни вхідної до насосу сили струму (0-6 А) і напруги (0-24 В). Для підвищення температури води до потрібного значення використовується проточний електричний нагрівник 6. Необхідна потужність нагрівника встановлюється регулятором 5.

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

Після зволожувача 10 зволожене повітря направляється в конденсатор 18. Під час теплообміну між повітрям та водою в трубках конденсатора вологе повітря охолоджується та конденсується, а вода – нагрівається. Сконденсована прісна вода відбирається в нижній частині конденсатора в ємність 19. Вода в трубки конденсатора поступає із водопроводу за допомогою насоса 8. Після проходження змієвика конденсатора нагріта вода видаляється в каналізацію.

Для вимірювання значень необхідних параметрів в експериментальну установку інтегровані наступні прилади. До водяного контуру під'єднано ротаметр

7 для вимірювання об'ємної витрати води. Напір насосу вимірювався манометром. Швидкість повітря на вході в зволожувач вимірювалася анемометром 16. Загальна втрата тиску у зволожувачі фіксувалися мікроманометром 11. Температури води на вході і виході з зволожувача вимірювалися термопарами 17. Температури повітря на вході і виході з зволожувача та конденсатора та відносна вологість повітря на вході в зволожувач та виході з конденсатора вимірювалися за допомогою цифрових перетворювачів 4. Всі значення температур і відносної вологості у режимі реального часу передавалися в програму на ноутбук 1, через послідовно встановлені восьмиканальний вимірювач 3 та перетворювач інтерфейсів 2. Атмосферний тиск вимірювався барометром. Діапазон змінних умов експлуатації наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Виміряні експериментальні змінні

Параметр	Діапазон	Похибка
Швидкість повітря на вході в установку	4,5-5,1 м/с	4-7,8 %
Масова витрата вхідної води	18-55 кг/год	3,2-8,7 %
Масова витрата охолоджувальної води	50-60 кг/год	2,5-9,1 %
Температура повітря на вході до зволожувача	13-25 °C	1,8%
Вологість повітря на вході до зволожувача	≈65%	4.6%
Температура повітря на виході з зволожувача / на вході до конденсатора	24-48 °C	3%
Температура мокрого термометра на виході з зволожувача / на вході до конденсатора	≈98%	2,2%
Температура повітря на виході з конденсатора	11-35 °C	3,4%
Вологість повітря на виході з конденсатора	≈100%	0,8%
Температура води на вході до зволожувача	30-70 °C	2,1%
Температура води на виході із зволожувача	24-43 °C	1.2%
Температура води на вході до конденсатора	8-18 °C	1,8%
Температура води на виході із конденсатора	11-43 °C	1,3%
Споживана потужність вентилятора	≈7.5 W	1%
Споживана потужність насосу вхідної води	≈1.5 W	1%
Споживана потужність насосу охолоджуваної води	≈7.5 W	1%

Визначення граничних відносних похибок вимірювань виконувалося за наступною залежністю:

$$\delta X = \frac{\Delta X}{X} 100\%, \quad (3.1)$$

де  $X$  – вимірюване значення фізичної величини (див. табл. 3.2).

$\Delta X$  – абсолютна похибка вимірювання, що визначається на основі точності відповідного приладу, за допомогою якого проводилось вимірювання. Значення абсолютних похибок були прийняті згідно з технічними паспортами вимірювальних засобів (табл. 3.1).

Для реєстрації швидкості повітряного потоку в експериментальній установці використовувався анемометр крильчастого типу Testo 410i (рис. 3.7). Прилад було встановлено у вхідній частині трубки, де здійснювався забір повітря, при цьому його чутливий елемент орієнтувався у напрямку руху потоку.



Рис. 3.7. Анемометр Testo 410i

Зона вимірювання мала діаметр 26 мм, що відповідає поперечному перерізу зволожувача. Завдяки компактності конструкції анемометр можна було легко фіксувати у потрібному положенні без порушення структури потоку. Пристрій має вбудований модуль Bluetooth, який забезпечує бездротове з'єднання з мобільним додатком. Це дозволяє не лише відображати результати вимірювань у реальному часі, але й виконувати первинну обробку та аналіз отриманих даних безпосередньо

під час експерименту. Вимірювання швидкості здійснювалися у безперервному режимі, причому тривалість одного циклу становила не менше однієї хвилини.

Для фіксації температури води в установці використовувалися платинові термометри опору типу Pt1000 виробництва компанії «REGMIK» (рис. 3.8). Вимірювання параметрів повітряного потоку — температури та відносної вологості — здійснювалося за допомогою цифрових датчиків ДВТ-303 (рис. 3.9), які були встановлені на вході та виході зі зволожувача.



Рис. 3.8. Термоперетворювачі опору Pt1000



Рис. 3.9. Цифровий датчик ДВТ-303

Отримані від термоперетворювачів Pt1000 і датчиків ДВТ-303 електричні сигнали передавалися до восьмиканального вимірювального пристрою І8 (рис. 3.10), який забезпечував відображення поточних значень параметрів на вбудованому цифровому індикаторі та здійснював контроль стабільності показників.



Рис. 3.10. Восьмиканальний вимірювальний пристрій І8

Подальша передача даних до комп'ютера виконувалася через перетворювач інтерфейсів RS-485/USB. Програмне забезпечення «Система збору даних REGMIK» використовувалося для реєстрації, обробки та графічного відображення отриманих значень температури і вологості в режимі реального часу.

Реєстрація показників проводилася автоматично з дискретністю 5 секунд протягом усього часу проведення експерименту, що дозволяло відстежувати динаміку зміни параметрів із високою точністю.

### 3.3. Методика обробки отриманих експериментальних даних

Обробка отриманих експериментальних даних узагальнена у наведених нижче процедурах. Термодинамічні властивості води та вологого повітря визначалися за допомогою бібліотеки CoolProp [58].

Масова витрата повітря на вході до експериментальної установки визначалася за формулою

$$G_a = 0.25\pi w_a d^2 \rho_{a1}. \quad (3.2)$$

Швидкість рідини розраховується за формулою

$$w_w = \frac{4G_{sw}}{\pi d^2 \rho_{sw1}}. \quad (3.3)$$

Теплота, що віддається гарячою водою в трубці зволожувача, Вт, розраховується за наступною формулою

$$Q_{hum.w} = G_{sw} \cdot (h_{sw2} - h_{sw1}) = G_{sw} \cdot c_p \cdot (t_{sw2} - t_{sw1}), \quad (3.4)$$

де  $h_{sw2}$  – ентальпія води на вході до зволожувача, кДж/кг;

$h_{sw1}$  – ентальпія води на виході зі зволожувача, кДж/кг;

$t_{sw2}$  – температура води на вході до зволожувача, °С;

$t_{sw1}$  – температура води на виході зі зволожувача, °С.

Теплота, що передається повітрю в трубці зволожувача, Вт, дорівнює

$$Q_{hum.a} = G_a \cdot (h_{a2} - h_{a1}), \quad (3.5)$$

де  $h_{a2}$  – ентальпія повітря на виході зі зволожувача, кДж/кг;

$h_{a1}$  – ентальпія повітря на вході до зволожувача, кДж/кг.

Тоді, тепловий баланс вертикальної труби зволожувача можна визначити за наступною формулою, Вт

$$Q_{hum.a} = Q_{hum.w}. \quad (3.6)$$

Теплота, що передається у вертикальній трубці зволожувача гарячою водою повітрю, складається з двох складових, а саме

$$Q_{hum.t} = Q_{evap} + Q_{con}, \quad (3.7)$$

де  $Q_{evap}$  – прихована теплота, що передається при випаровування пари в повітря, яка дорівнює

$$Q_{evap} = G_a \cdot (d_{a2} - d_{a1}) \cdot r, \quad (3.8)$$

де  $d_{a2}$  – вологовміст повітря на виході зі зволожувача, г/кг<sub>с.п.</sub>;

$d_{a1}$  – вологовміст повітря на вході до зволожувача, г/кг<sub>с.п.</sub>.

$Q_{con}$  – явна теплота, за рахунок конвективного теплообміну між водою і повітрям, яка дорівнює

$$Q_{con} = G_a \cdot c_{p.a} (t_{a2} - t_{a1}). \quad (3.9)$$

Кількість теплоти, яка підводиться до нагрівника, Вт

$$Q_{heat} = G_{sw} (h_{sw2} - h_{sw1}) = G_w \cdot c_p \cdot (t_{sw2} - t_{sw1}). \quad (3.10)$$

Масова витрата вологи, яка передається від води до повітря, г/год, визначається за формулою

$$\Delta d = G_a \cdot (d_{a2} - d_{a1}) \cdot 3600, \quad (3.11)$$

де  $d_{a2}$  – вологовміст повітря на виході зі зволожувача, г/кг<sub>с.п.</sub>;

$d_{a1}$  – вологовміст повітря на вході в зволожувач, г/кг<sub>с.п.</sub>.

Тепловий баланс конденсатора можна розрахувати за наступною залежністю, Вт

$$Q_{deh.a} = Q_{deh.w}. \quad (3.12)$$

Теплота, яку віддає повітря обчислюється за формулою, Вт

$$Q_{deh.a} = G_a \cdot (h_{a2} - h_{a3}). \quad (3.13)$$

Теплота, яку поглинає вода, Вт, знаходиться за наступною формулою

$$Q_{deh.w} = G_{cw} \cdot (h_{cw2} - h_{cw1}), \quad (3.14)$$

де  $G_{cw}$  – витрата охолоджуючої води, кг/с;

$h_{cw2}$  – ентальпія охолоджуючої води на виході з конденсатора, кДж/кг;

$h_{cw1}$  – ентальпія охолоджуючої води на вході в конденсатор, кДж/кг.

Як бачимо з рис. 3.11, близько 50% теплоти переходить з води до повітря за рахунок випаровування вологи і близько 50% теплоти – за рахунок конвективного теплообміну.

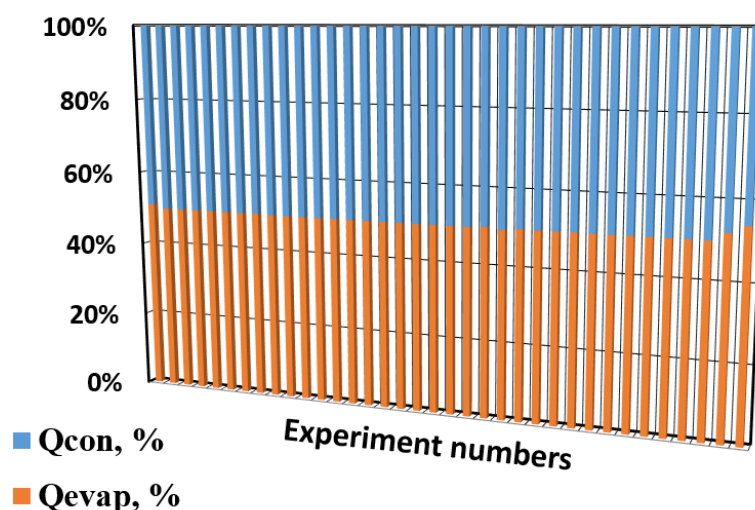


Рис. 3.11. Баланс прихованої та явної теплоти в конденсаторі під час експериментальних досліджень

Співвідношення теплового балансу між водою і повітрям у конденсаторі для всіх досліджень показано на рис. 3.12. Суцільна лінія характеризує теоретичний результат. Видно, що всі експериментальні точки знаходяться в межах  $\pm 8\%$  відносно теоретичної залежності, що свідчить про добру збіжність між величинами  $Q_{deh.a}$  і  $Q_{deh.w}$  і підтверджує коректність проведеного теплового балансу конденсатора. Вихід однієї точки за межі  $\pm 8\%$  пояснюється сумарною дією експериментальних похибок вимірювань та нестационарних процесів теплообміну в конденсаторі.

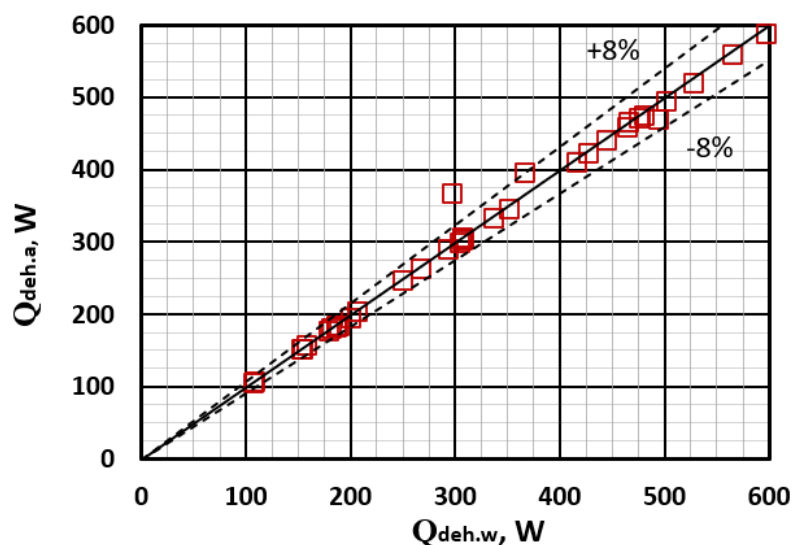


Рис. 3.12. Співвідношення між  $Q_{deh.a}$  і  $Q_{deh.w}$  у конденсаторі під час експериментальних досліджень

### 3.4. Досліджувані режимні параметри та енергетичні характеристики

Продуктивність системи опріснення води ( $G_{fw}$ ) – це кількість прісної води яку система здатна отримувати з одиницю часу в сталому режимі роботи. Фактично продуктивність визначається швидкістю перенесення вологи з нагрітої води у повітря в процесі зволоження та подальшою конденсацією цієї пари в конденсаторі.

Продуктивність установки визначається наступною формулою

$$G_{fw} = G_a \cdot (d_{a2} - d_{a3}). \quad (3.15)$$

Коефіцієнт відновлення (recovery ratio,  $RR$ ) розраховують як відношення витрати прісної води до морської витрати води

$$RR = \frac{G_{fw}}{G_{sw}}. \quad (3.16)$$

Коефіцієнт відновлення показує частку поданої солоної води, що реально перетворюється у дистилат, і таким чином характеризує ефективність використання водного ресурсу в HDH-системі опріснення.

Коефіцієнт енергетичної ефективності (gain output ratio, *GOR*) - це енергетичний показник теплопродуктивності опріснювальної системи, який визначає скільки маси дистилату отримується з одиниці підведеної теплоти. Він дорівнює відношенню добутку витрати виробленої прісної води на приховану теплоту випаровування до загальної витрати енергії

$$GOR = G_{fw} \cdot r / Q_{heat}. \quad (3.17)$$

*GOR* характеризує теплову ефективність HDH-системи опріснення і визначає відношення теплоти, що йде на випаровування виробленої прісної води, до підведеної теплової потужності, причому більші значення *GOR* свідчать про більш раціональне використання енергії.

Питоме споживання енергії (specific energy consumption, *SEC*) – це показник енергоспоживання опріснювальної системи, який характеризує кількість витраченої енергії на виробництво одиниці об'єму або маси прісної води. Він розраховується за наступною формулою:

$$SEC = E_{total} / G_{fw}, \quad (3.18)$$

де  $E_{total}$  – загальні витрати енергії системи, кВт·год.

*SEC* визначає скільки енергетичних ресурсів витрачає HDH система на виробництво одиниці прісної води, і слугує базовим узагальненим показником порівняння різних конфігурацій та режимів опріснення за енергетичною ефективністю. Чим менший це показник, тим більш енергоефективна та економічна установка.

Термодинамічний ККД зволожувача розраховується наступним чином:

Ефективність зволожувача розраховується за формулою

$$\varepsilon_{hum} = \max(\varepsilon_{hum,a}; \varepsilon_{hum,w}), \quad (3.19)$$

де  $\varepsilon_{hum,a}$  – ефективність зволожувача по повітрю та знаходиться за формулою

$$\varepsilon_{hum,a} = (h_{a2} - h_{a1}) / (h_{a2}^{id} - h_{a1}), \quad (3.20)$$

де  $h_{a2}^{id}$  – ентальпія повітря на виході з зволожувача за умови повного його насичення (100%) та  $t_{a2} = t_{w3}$ , кДж/кг;

$h_{a2}$  – ентальпія повітря на виході зі зволожувача, кДж/кг;

$h_{a1}$  – ентальпія повітря на вході до зволожувача, кДж/кг.

$\varepsilon_{hum,w}$  – ефективність зволожувача по воді та знаходиться за формулою

$$\varepsilon_{hum,w} = (h_{w3} - h_{w4}) / (h_{w3} - h_{w4}^{id}), \quad (3.21)$$

де  $h_{w,out}^{id}$  – ентальпія води на виході з зволожувача за умови  $t_{w4} = t_{a1}$ , кДж/кг.

$h_{w3}$  – ентальпія води на вході до зволожувача, кДж/кг;

$h_{w4}$  – ентальпія води на виході зі зволожувача, кДж/кг.

Термодинамічний ККД конденсатора розраховується наступним чином:

Ефективність конденсатора розраховується за формулою

$$\varepsilon_{deh} = \max(\varepsilon_{deh,a}; \varepsilon_{deh,w}), \quad (3.22)$$

де  $\varepsilon_{deh,a}$  – ефективність конденсатора по повітрю та знаходиться за формулою

$$\varepsilon_{deh,a} = (h_{a2} - h_{a3}) / (h_{a2} - h_{a3}^{id}), \quad (3.23)$$

де  $h_{a3}^{id}$  – ентальпія повітря на виході з конденсатора за умови повного його насичення (100%) та  $t_{a3} = t_{w1}$ , кДж/кг;

$h_{a2}$  – ентальпія повітря на вході до конденсатора, кДж/кг;

$h_{a3}$  – ентальпія повітря на виході з конденсатора, кДж/кг.

$\varepsilon_{deh,w}$  – ефективність конденсатора по воді та знаходиться за формулою

$$\varepsilon_{deh,w} = (h_{w2} - h_{w1}) / (h_{w2}^{id} - h_{w1}), \quad (3.24)$$

де  $h_{w2}^{id}$  – ентальпія води на виході з конденсатора за умови  $t_{w2} = t_{a2}$ , кДж/кг.

$h_{w2}$  – ентальпія води на виході з конденсатора, кДж/кг;

$h_{w1}$  – ентальпія води на вході в конденсатор, кДж/кг.

Ексергетичний ККД установки обчислюється за формулою

$$\eta_{ex} = E_{out} / E_{in}, \quad (3.25)$$

де  $E_{in}$  – ексергія повітря на вході до зволожувача (ексергія навколишнього середовища), що дорівнює 0, Вт.

Ексергія на виході із системи опріснення, Вт, розраховується за формулою

$$E_{out} = G_{fw} \cdot r \cdot \left(1 - \frac{T_{a1}}{T_{fw}}\right), \quad (3.26)$$

де  $T_{fw}$  – температура випаровуваної води, К.

Ексергія на вході в систему опріснення, Вт, розраховується за формулою

$$E_{in} = P_{fan} + P_{pump} + Q_{heat} \cdot \left(1 - \frac{T_{a1}}{T_{sw1}}\right), \quad (3.27)$$

де  $P_{fan}$  – потужність вентилятора, Вт;

$P_{pump}$  – потужність насосів системи, Вт;

$Q_{heat}$  – теплота нагрівача води перед зволожувачем, Вт;

$T_{sw1}$  – температура підігрітої води на вході до зволожувача, К.

### 3.5. Оцінка похибок розрахункових величин

У цій роботі похибка розрахункових величин оцінювалася за методом, описаним в роботі [64]. Приймаємо, що результат розрахунку  $R$  є функцією незалежних змінних (вимірних величин)  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ , тобто

$$R=f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n). \quad (3.28)$$

У такому випадку абсолютну похибку параметра  $R$  можна обчислити за наступним рівнянням:

$$\Delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \Delta_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \Delta_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_3} \Delta_3\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \Delta_n\right)^2}, \quad (3.29)$$

де  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \dots, \Delta_n$  – абсолютні похибки незалежних змінних  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ .

У випадку, коли результат функції  $R$  визначається як добуток відповідних вимірних величин, тобто

$$R = X_1^{a_1} X_2^{a_2} \dots X_n^{a_n}, \quad (3.30)$$

часткові похідні у формулі (3.29) можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial R}{\partial X_i} = X_1^{a_1} X_2^{a_2} (a_i X_i^{a_i-1}) \dots X_n^{a_n}. \quad (3.31)$$

Після ділення рівняння (3.30) на рівняння (3.31), отримаємо:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial X_i} = \frac{a_i}{X_i}. \quad (3.32)$$

Підставляючи рівняння (3.32) в рівняння (3.29) отримуємо розрахункову формулу для визначення похибки розрахункової величини:

$$\frac{\Delta R}{R} = \sqrt{\sum \left( \frac{a_i \Delta_i}{X_i} \right)^2}. \quad (3.33)$$

У випадку визначення результату функції (3.28) як суми відповідних первинних змінних, тобто

$$R = a_1 X_1 + a_2 X_2 + \dots + a_n X_n, \quad (3.34)$$

часткові похідні в рівнянні (3.29) будуть мати наступний вигляд:

$$\frac{\partial R}{\partial X_i} = a_i. \quad (3.35)$$

Після підстановки значення часткової похідної з рівняння (3.35) у формулу (3.29), отримаємо результат:

$$\Delta R = \sqrt{\sum (a_i \Delta_i)^2}. \quad (3.36)$$

Рівняння (3.33) та (3.36) потрібно використовувати разом, якщо розрахункова формула (3.28) містить вимірювані величини, пов'язані між собою складною залежністю (добуток та сума).

В якості прикладу визначимо похибку розрахункової формули (3.2), за якою визначається масова витрата повітря на вході до експериментальної установки:

$$G_a = 0.25\pi w_a d^2 \rho_{a1}.$$

Визначимо значення масової витрати повітря для серії досліджень

$$G_a = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 4,75 \cdot 0,026^2 \cdot 1,22 = 0,003 \text{ кг/с або } 11,07 \text{ кг/год.}$$

В розрахунковій формулі (3.2) є дві величини, які визначаються експериментально:

$$G_a = f(w_a, d). \quad (3.37)$$

Знайдемо часткові похідні відповідних двох функцій:

$$\frac{\partial G_a}{\partial w_a} = 0.25\pi d^2 \rho_{a1}, \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial G_a}{\partial w_a} = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,026^2 \cdot 1,22 = 6,47 \cdot 10^{-4}.$$

$$\frac{\partial G_a}{\partial d} = 0.5\pi d \rho_{a1}, \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial G_a}{\partial d} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,026 \cdot 1,22 = 0,05.$$

Відповідно до формули (3.29), абсолютна похибка розрахунку масової витрати повітря визначається наступним чином:

$$\Delta G_a = \sqrt{\left(\frac{\partial G_a}{\partial w_a} \Delta w_a\right)^2 + \left(\frac{\partial G_a}{\partial d} \Delta d\right)^2}, \quad (3.40)$$

$$\Delta G_a = \sqrt{(6,47 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3)^2 + (0,05 \cdot 10^{-4})^2} = 1,94 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с або } 0,69 \text{ кг/год.}$$

Відносну похибку розрахунку масової витрати повітря можна визначити за рівнянням (3.1):

$$\delta G_a = \frac{\Delta G_a}{G_a} 100\%, \quad (3.41)$$

$$\delta m_a = \frac{0,69}{11,07} 100\% = 6,23 \%$$

Подібним чином визначаємо похибки всіх розрахункових параметрів. Кінцеві результати наведені в таблиці 3.3. Таким чином встановлено, що максимальна загальна похибка результатів експерименту становить  $\pm 11,3 \%$ .

Таблиця 3.3. Стандартні похибки розрахованих параметрів.

Параметр	Діапазон	Похибка
$G_a$	10,4-13,6 кг/год	2,8-7,5 %
$G_{fw}$	74-908 г/год	6,1 %
$Q_{hum.a}$	88-923 Вт	10,6 %
$Q_{hum.w}$	90-919 Вт	9,2 %
$Q_{deh.a}$	75-775 Вт	8,9 %
$Q_{deh.w}$	73-697 Вт	11,3 %
$RR$	0,3-4,4 %	5,1 %
$GOR$	0,3-0,94	6,2%
$SEC$	0,015-0,5 кВт·год/кг	7,5 %
$\varepsilon_{hum}$	0,43-0,89	4,2 %
$\varepsilon_{deh}$	0,38-0,98	3,9 %
$\eta_{hum}$	0,01-0,3	6,1 %

### 3.6. Висновки до розділу 3

1. Була створена експериментальна НДН-установка з імітацією нагріву солоної води в сонячному колекторі, яка дає змогу дослідити процес зволоження-осушення повітря та вивчити вплив на енергетичні характеристики режимних параметрів.

2. Моніторинг і візуалізація даних щодо температури та вологості повітря в режимі реального часу за допомогою контрольно-вимірювальної апаратури компанії «Regmik» надали змогу детально аналізувати динаміку тепломасообмінних процесів у системі. Це забезпечило можливість точно

ідентифікувати режими роботи зволожувача та об'єктивно оцінити його ефективність і продуктивність.

3. Виконано оцінку максимальних значень відносних і абсолютних похибок, які можуть бути отримані як під час проведення досліджень, так і під час визначення розрахункових величин. Контрольно-вимірювальна апаратура та застосована методика проведення експериментів дозволили визначити енергетичні характеристики НДН-системи опріснення із максимальною сумарною похибкою  $\pm 11,3\%$ . Максимальна нев'язка теплового балансу зволожувача та конденсатора для всіх проведених досліджень складала 8 %.

## РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМІЧНОЇ СИСТЕМИ ОПРІСНЕННЯ

### 4.1. Вплив витрати повітря

У процесі дослідження систем термічного опріснення води на основі технології зволоження-осушення повітря [65] особливу увагу приділено аналізу впливу витрати повітря на ефективність роботи зволожувача. Відомо, що збільшення об'єму повітря, яке проходить через систему, сприяє підвищенню її загальної продуктивності. Це пояснюється посиленням процесів тепло- та масообміну в апараті зволоження, де більша кількість вологи переноситься з солоної води до повітряного потоку. Дослідження, проведені різними авторами [66-72], підтверджують цю тенденцію: вища витрата повітря призводить до інтенсифікації випаровування, що, в свою чергу, збільшує об'єм одержаної прісної води в конденсаторі.

Однак у випадку використання вертикальних трубчастих теплообмінників прямого контакту, таких як плівковий зволожувач, існує певне обмеження. При надмірному зростанні витрати повітря режим стікання плівки по стінках трубки порушується. Вода починає рухатися вгору разом з повітрям, що призводить до утворення режиму "затоплення". Цей режим характеризується відривом крапель або бульбашок води від поверхні плівки, їхнім перенесенням повітряним потоком та різким стрибкоподібним збільшенням гідравлічного опору. Експлуатація HDH-системи в такому стані може спричинити забруднення конденсату солями, а також значне зростання енергетичних витрат на прокачування повітря через вентилятор. Експериментальні дані [59] вказують на те, що межі переходу до режиму затоплення є досить розмитими, а наявні емпіричні кореляції для прогнозування цього явища часто дають суттєві розбіжності між розрахунковими та реальними значеннями.

З метою визначення оптимальної витрати повітря, яка забезпечує максимальну продуктивність без ризику переходу до неефективного режиму, було проведено серію лабораторних експериментів. У ході цих досліджень вимірювалися значення загальних втрат тиску повітря в зволожувачі залежно від швидкості повітряного потоку та витрати води. Експериментальна установка включала вертикальну акрилову трубку висотою 2 м та внутрішнім діаметром 26 мм, де повітря подавалося знизу вгору, а вода стікала плівкою по внутрішній поверхні. Діапазон швидкостей повітря становив від 4,5 до 5,1 м/с. Витрата опріснювальної води варіювалася в межах 18–55 кг/год, витрата охолоджувальної води в межах 50-60 кг/год, а температура води на вході до зволожувача – від 30 до 70 °С.

Аналіз даних показав [65], що за швидкості повітря менше 5 м/с (що відповідає поверхневій фазовій швидкості  $j_a < 0,34$ ), загальні втрати тиску практично не залежать від витрати води і дорівнюють значенням для однофазного потоку. У цьому режимі плівка рідини стікає рівномірно, майже без хвиль, не створюючи суттєвих перешкод для руху повітря. При подальшому збільшенні швидкості повітря втрати тиску зростають швидше, ніж у однофазному випадку, особливо за витрат води понад 50 кг/год. Це пов'язано зі збільшенням амплітуди та частоти хвиль на поверхні плівки, а також захопленням води повітряним потоком біля вихідного отвору трубки.

З огляду на результати, обмеження максимальної витрати повітря лише межею затоплення є недоцільним, оскільки різке зростання перепаду тиску (і, відповідно, потужності вентилятора) починається за нижчих швидкостей. Тому для практичного застосування рекомендується обмежувати поверхневу фазову швидкість повітря значенням  $j_a = 0,34$ . Це забезпечує виключення ризику забруднення конденсату краплями солоної води та мінімізує гідравлічні втрати по повітрю, зберігаючи високу продуктивність системи. Такий підхід дозволяє оптимізувати роботу НДН-установки в цілому.

## 4.2. Вплив витрати охолоджувальної води

На рис 4.1. наведено залежність продуктивності системи ( $G_{fw}$ ) від витрати охолоджувальної води ( $G_{cw}$ ) при фіксованих температурах гарячої води на вході до зволожувача ( $t_{sw1} = 35, 45$  та  $55$  °C). З графіка видно, що із збільшенням  $G_{cw}$  продуктивність установки зростає, але лише до певного значення. Збільшення продуктивності обмежується значенням  $G_{cw} \approx 20$  кг/год.

Збільшення  $G_{cw}$  покращує здатність конденсатора відводити теплоту і, як наслідок, підвищує ефективність конденсації, тобто при збільшенні витрати охолоджуючої води більше пари конденсується, що призводить до росту продуктивності.

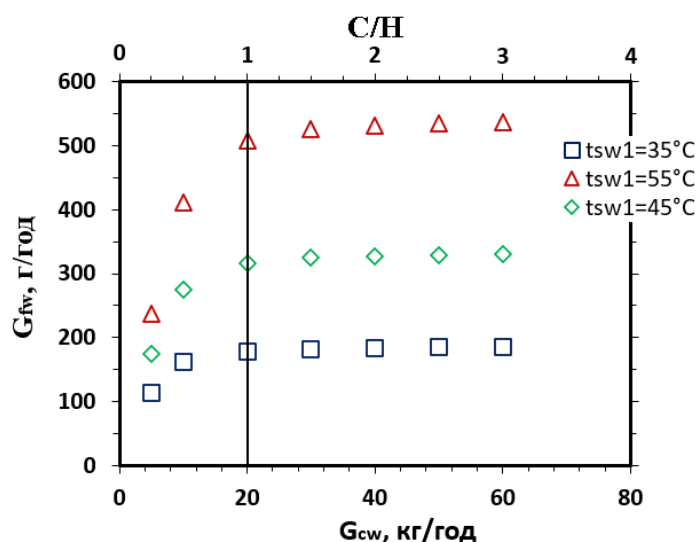


Рис. 4.1. Залежність продуктивності системи від витрати охолоджуваної води

Однак після досягнення значення  $G_{cw} \approx 20$  кг/год подальше збільшення витрати морської води майже не змінює продуктивність системи. Це пояснюється тим, додаткова подача морської води вже практично не збільшує кількість конденсованої пари, оскільки кількість пари, яку може поглинути повітря у зволожувачі досягає межі.

Також видно, що зі збільшенням  $t_{sw1}$  продуктивність суттєво зростає. Це обумовлено зростанням абсолютного вологовмісту повітря після зволожувача при

вищій температурі нагріву, тобто збільшення потенціалу випаровування та кількості прихованої теплоти, що може бути передана на стадії конденсації.

На рис. 4.2 зображено залежність коефіцієнта відновлення від витрати охолоджувальної води при фіксованих температурах води на вході в зволожувач ( $t_{sw1} = 35, 45$  та  $55$  °C).

Зі зростанням  $G_{cw}$  відводиться більше теплоти в конденсаторі, тому більша частина пари, яка утворилась у зволожувачі, конденсується, що і призводить до збільшення  $RR$ . При подальшому збільшенні витрати охолоджувальної води ( $G_{cw} > 20$  кг/год) при фіксованих витраті повітря, температури води на вході в зволожувач та конструкції зволожувача повітря в зволожувачі досягає стану насичення, відповідно продуктивність практично не змінюється, тому значення  $RR$  стає постійним.

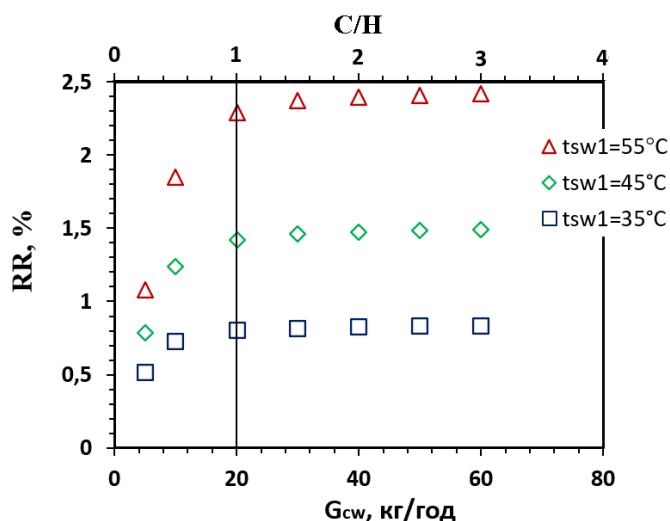


Рис. 4.2. Залежність коефіцієнта відновлення від витрати охолоджуваної води

При більшій температурі на вході до зволожувача продуктивність установки зростає, тому для більших значень  $t_{sw1}$  коефіцієнт відновлення є більшим.

На рис. 4.3 зображено залежність коефіцієнта енергетичної ефективності від витрати охолоджувальної води при фіксованих температурах води на вході в зволожувач ( $t_{sw1} = 35, 45$  та  $55$  °C).

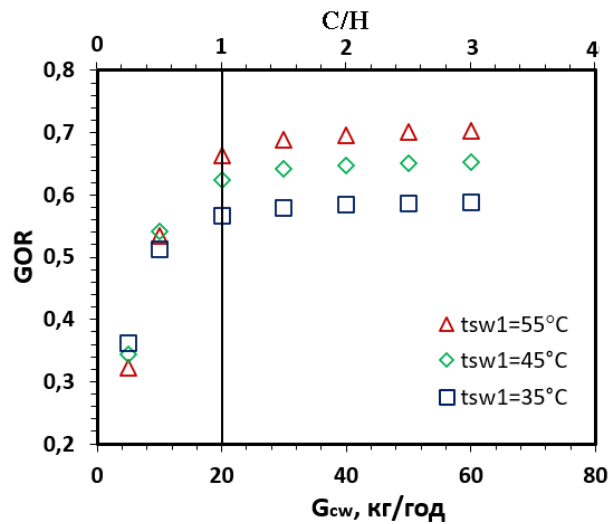


Рис. 4.3. Залежність коефіцієнта енергетичної ефективності від витрати охолоджуваної води

Зі збільшенням  $G_{cw}$  температура охолоджувальної води знижується, що покращує тепловідвід і підвищує ефективність конденсації пари. Унаслідок цього збільшується кількість сконденсованої прісної води, що приводить до підвищення  $GOR$ . Подальше збільшення  $G_{cw}$  ( $G_{cw} > 20$  кг/год) майже не впливає на  $GOR$ , оскільки повітря досягає межі насичення у зволожувачі, тому продуктивність системи стає постійною.

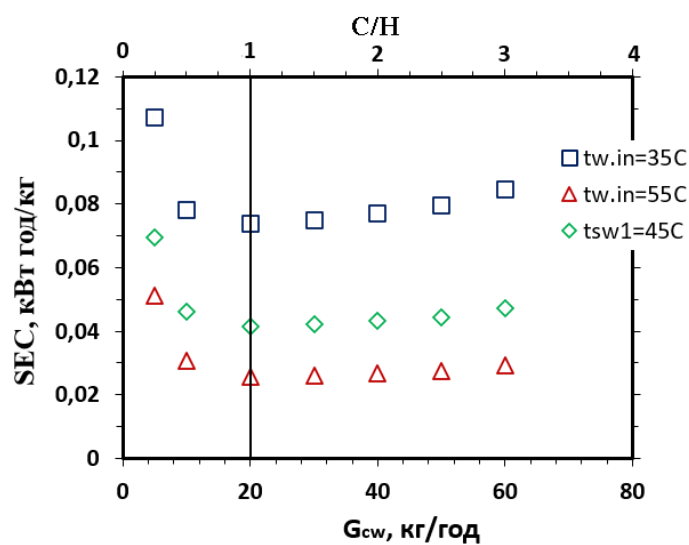


Рис. 4.4. Залежність питомого споживання енергії від витрати охолоджуваної води

На рис. 4.4 зображено залежність питомого споживання енергії від витрати охолоджувальної води при фіксованих температурах води на вході в зволожувач ( $t_{swl} = 35, 45$  та  $55$  °C). Видно, що зі зростанням  $G_{cw}$  значення  $SEC$  зменшується. Це пояснюється покращенням відведення тепла в конденсаторі, а отже збільшенням продуктивності.

Зі збільшенням температури води на вході до зволожувача підвищується тиск насиченої пари над її поверхнею, тому повітря інтенсивніше насичується вологою, і кількість випаруваної води зростає. У результаті при майже тій самій тепловій потужності нагрівача система отримує значно більший вихід прісної води, тобто теплота використовується ефективніше. Масообмін у зволожувачі також покращується: повітря нагрівається, його вологовміст різко збільшується, і процес випаровування стає ближчим до оптимального. Тому із зростанням температури води продуктивність системи підвищується, а  $SEC$  зменшуються.

Після значення  $G_{cw} \approx 20$  кг/год показник  $SEC$  майже не змінюється, оскільки система входить у режим насичення: повітря в зволожувачі досягає максимально можливого вологовмісту, тому подальше збільшення витрати гарячої води практично не підсилює випаровування. У цих умовах продуктивність установки стає постійним, тоді як зміна теплових витрат перестає суттєво впливати на кінцевий результат. Унаслідок цього відношення спожитої енергії до одержаної води стабілізується, і крива  $SEC$  стає майже горизонтальною.

### **4.3. Вплив підведеної теплоти в нагрівнику**

На рис. 4.5 зображено залежність продуктивності установки від підведеної теплоти в нагрівнику. Збільшення підведеної теплоти призводить до зростання продуктивності, оскільки додаткова теплова енергія безпосередньо підвищує температуру води на вході до зволожувача та збільшує інтенсивність випаровування, тобто кількість пари, яку може прийняти повітря.

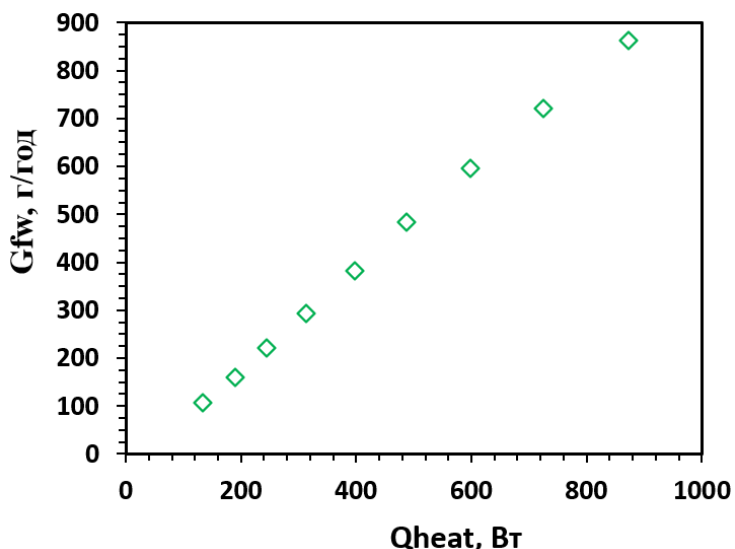


Рис. 4.5. Залежність продуктивності від підведеної теплоти в нагрівнику

На рис. 4.6 зображено залежність коефіцієнта відновлення від підведеної теплоти в нагрівнику. Зі збільшенням підведеної теплоти маса випаруваної у зволожувачі і сконденсованої в конденсаторі прісної води зростає, оскільки вища температура води на вході в зволожувач підвищує тиск насиченої пари та рушійну силу масопереносу, що приводить до зростання  $RR$ .

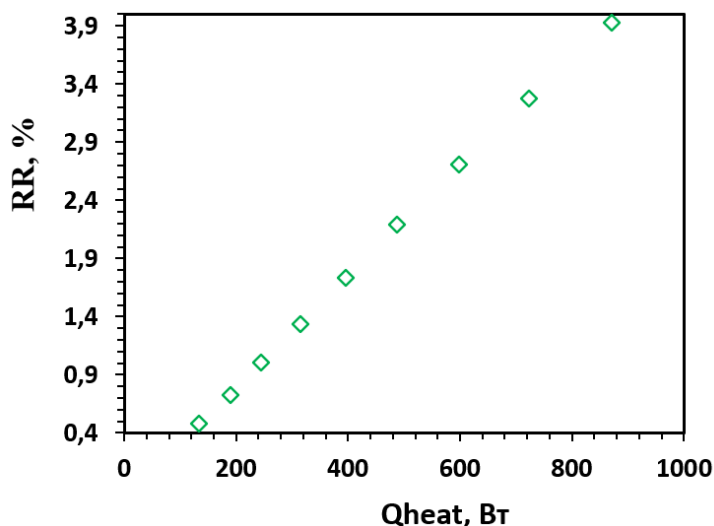


Рис. 4.6. Залежність коефіцієнта відновлення від підведеної теплоти в нагрівнику

На рис. 4.7 зображено залежність коефіцієнта енергетичної ефективності від підведеної теплоти в нагрівнику.

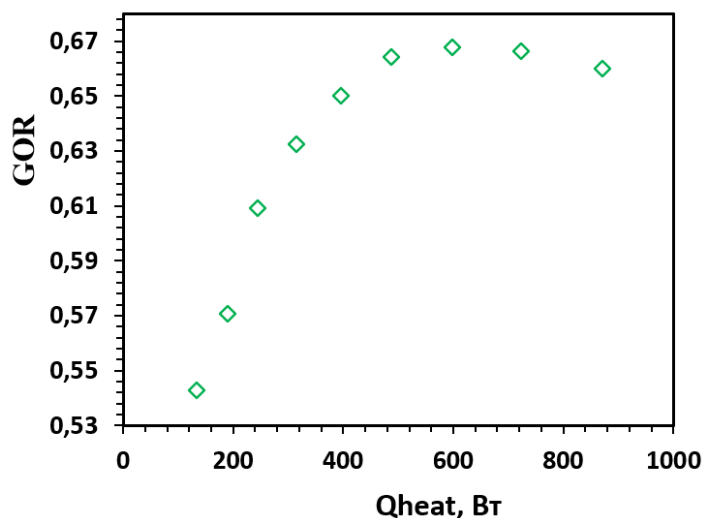


Рис. 4.7. Залежність коефіцієнта енергетичної ефективності від підведеної теплоти

Зі зростанням підведеної теплоти коефіцієнт енергетичної ефективності спочатку підвищується, оскільки вища температура води на вході в зволожувач збільшує тиск насиченої пари та рушійну силу масопереносу, що призводить до приросту масового потоку дистилату. Проте при подальшому нарощуванні  $Q_{heat} > 600$  кВт приріст виробленої води зменшується через наближення повітря у зволожувачі до стану насичення та через конструктивні обмеження масообміну і конденсації; водночас відносні теплові втрати та супутні витрати стають більш помітними. В результаті  $GOR$  незначно зменшується, що свідчить про необхідність одночасної оптимізації не лише нагріву, а й контактної площі зволожувача та здатності конденсатора конденсувати пару.

На рис. 4.8 зображено залежність питомого споживання енергії ефективності від підведеної теплоти в нагрівнику.

Зі зростанням підведеної теплоти питоме споживання енергії системи істотно знижуються, оскільки вища температура робочої води підвищує тиск насиченої пари та рушійну силу масопереносу у зволожувачі, що забезпечує більший масовий потік випаровування при тій самій тепловій потужності. На малих значеннях  $Q_{heat}$  питомі теплові і електричні втрати великі, тому  $SEC$  високий. При збільшенні тепла корисна енергія, що йде на фазовий перехід, зростає і  $SEC$  падає.

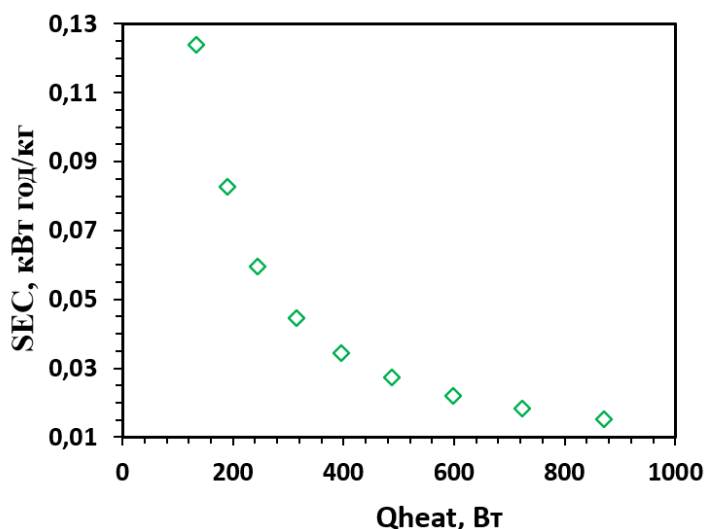


Рис. 4.8. Залежність питомого споживання енергії від підведеної теплоти

На рис. 4.9 зображено залежність термодинамічного ККД конденсатора та зволожувача від підведеної теплоти в нагрівнику.

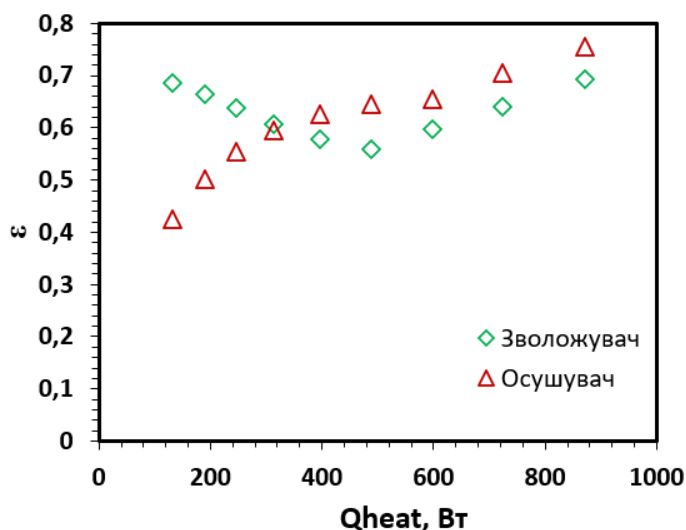


Рис. 4.9. Залежність термодинамічного ККД від підведеної теплоти

Зі збільшенням підведеної теплоти термодинамічний ККД конденсатора зростає, що пов'язано зі збільшенням масо- та теплообміну внаслідок підвищення температури й абсолютної вологості повітря, яке надходить зі зволожувача. За таких умов у конденсаторі інтенсифікується конденсація, що приводить до зростання корисного теплового ефекту процесу. У зволожувачі ж збільшення  $Q_{heat}$

швидко призводить до досягнення повітрям стану, близького до насичення, через що масообмін обмежується дифузійними властивостями і подальше збільшення теплоти майже не впливає на величину випаровування. У результаті термодинамічний ККД зволожувача залишається майже сталим, тоді як ефективність конденсатора помітно зростає зі збільшенням підведеної теплоти.

На рис. 4.10 зображено залежність ексергетичного ККД системи опріснення від підведеної теплоти в нагрівнику.

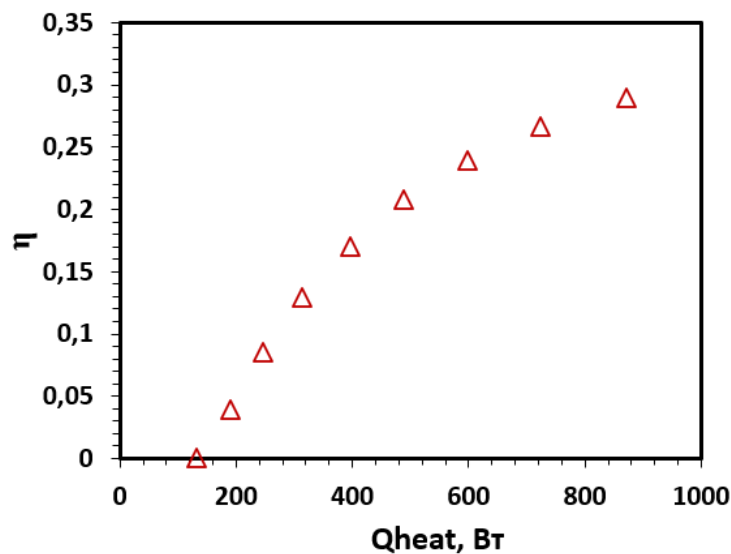


Рис. 4.10. Залежність ексергетичного ККД установки від підведеної теплоти

Зі збільшенням теплоти, підведеної в нагрівач, ексергетичний ККД системи опріснення зростає, що обумовлено підвищенням термодинамічної якості теплоти та зростанням ексергії продукованої пари. За низьких значень  $Q_{heat}$  температура води є близькою до температури навколишнього середовища, тому ексергетична ефективність нульова. Подальше підвищення  $Q_{heat}$  призводить до збільшення температури води, інтенсифікації процесу випаровування та швидшого зростання корисної ексергії в порівнянні з ексергією, що підводиться. У результаті ексергетичний ККД монотонно збільшується до області помірного насичення, де вплив подальшого росту температури на ексергетичний потенціал теплоти зменшується.

#### 4.4. Вплив температури охолоджуваної води в конденсаторі

На рис. 4.11 зображено залежність продуктивності системи опріснення від температури охолоджуваної води на вході в конденсатор.

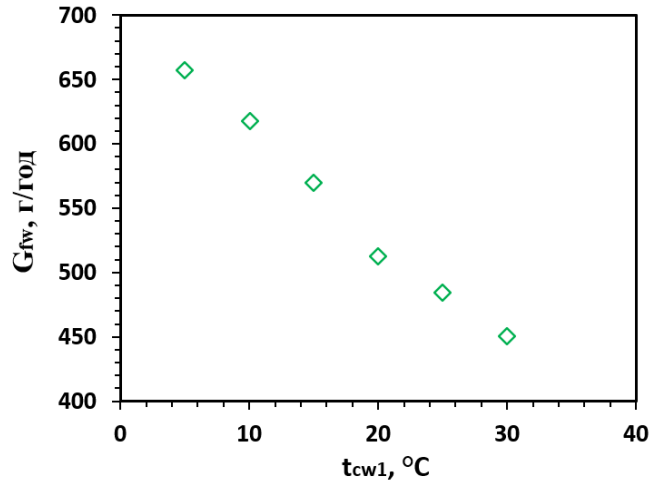


Рис. 4.11. Залежність продуктивності від температури охолоджуваної води

Зі збільшенням температури охолоджувальної води на вході в конденсатор продуктивність установки істотно зменшується, що пов'язано зі зниженням температурного напору між вологим повітрям і охолоджувальною водою. При підвищених значеннях  $t_{cw1}$  зменшується рушійна сила тепломасообміну, погіршується інтенсивність відведення теплоти конденсації та знижується швидкість утворення конденсату. В результаті частина водяної пари не переходить у рідку фазу, а залишає систему, що безпосередньо зменшує кількість прісної води.

На рис. 4.12 зображено залежність коефіцієнта відновлення від температури охолоджувальної води на вході в конденсатор.

Зі збільшенням температури охолоджувальної води на вході в конденсатор коефіцієнт відновлення  $RR$  знижується: вища  $t_{cw1}$  скорочує температурний напір між вологим повітрям і охолоджуваною водою, погіршуючи інтенсивність відведення прихованої теплоти конденсації і зменшуючи масу сконденсованого дистилляту. Тому для підвищення  $RR$  доцільно знижувати  $t_{cw1}$  або підвищувати витрату охолоджувальної води конденсатора, що дозволяє збільшити температурний напір і відновлювальну здатність установки.

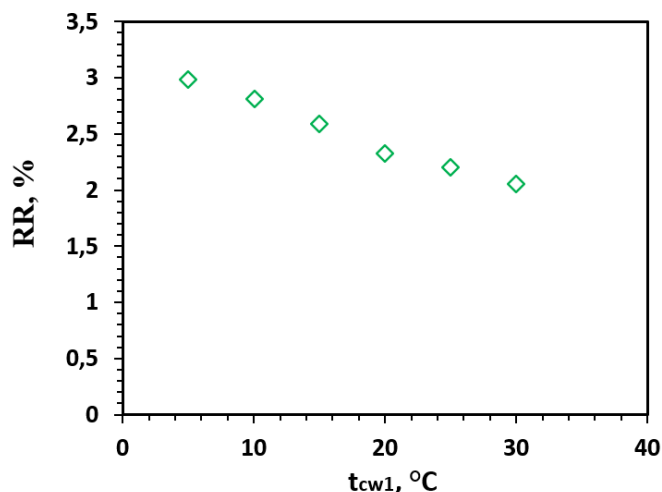


Рис. 4.12. Залежність RR від температури охолоджувальної води

На рис. 4.13 наведена залежність коефіцієнта енергетичної ефективності від температури охолоджуваної води на вході в конденсатор. Зі зростанням температури охолоджуваної води на вході в конденсатор спостерігається зниження коефіцієнта енергетичної ефективності. Це зумовлено зменшенням температурного напору між потоком гарячого вологого повітря та охолоджувальною водою, що призводить до погіршення умов конденсації й зменшення дистилату при незмінній підведеній тепловій потужності. Відповідно, теплота конденсації, що припадає на одиницю підведеного тепла, зменшується, і значення  $GOR$  падає з 0,7 до 0,5 при підвищенні  $t_{cw1}$  від 5 до 30 °С.

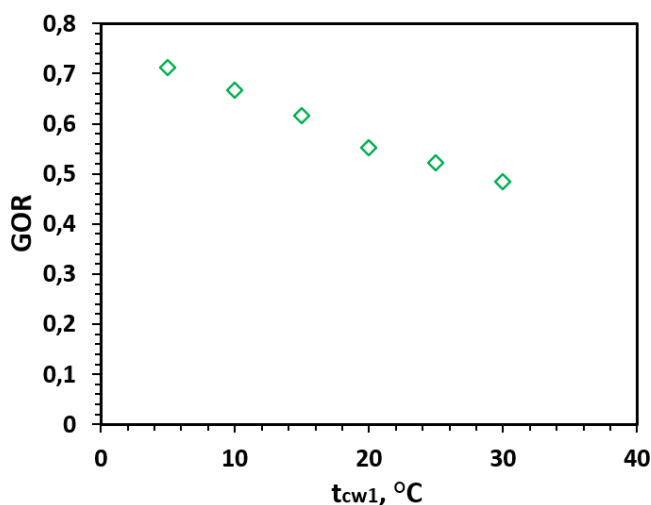


Рис. 4.13. Залежність GOR від температури охолоджуваної води

Отримані результати свідчать, що підтримання низької температури охолоджувальної води є ключовою умовою для підвищення енергетичної ефективності системи опріснення.

На рис. 4.14 наведена залежність питомого споживання енергії від температури охолоджуваної води на вході в конденсатор. Крива має виразний зростаючий характер: при низьких значеннях  $t_{cw1} \approx 5 \text{ }^\circ\text{C}$  SEC становить близько 0,02 кВт·год/кг, а зі збільшенням  $t_{cw1}$  до  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  зростає приблизно до 0,03 кВт·год/кг. Тобто чим тепліша охолоджувальна вода, тим більше енергії витрачається на отримання одиниці прісної води.

Зі збільшенням  $t_{cw1}$  зменшується температурний напір між гарячим повітрям і охолоджувальною водою в конденсаторі, погіршується теплопередача, унаслідок чого конденсується менша кількість пари. Отже, масова витрата дистилляту  $G_{fw}$  зменшується, тоді як сумарні енергетичні витрати практично не змінюються. Падіння продуктивності при незмінній енергії призводить до зростання питомих витрат. Отже, підтримання низької температури охолоджувальної води є важливим чинником мінімізації питомих енерговитрат системи опріснення.

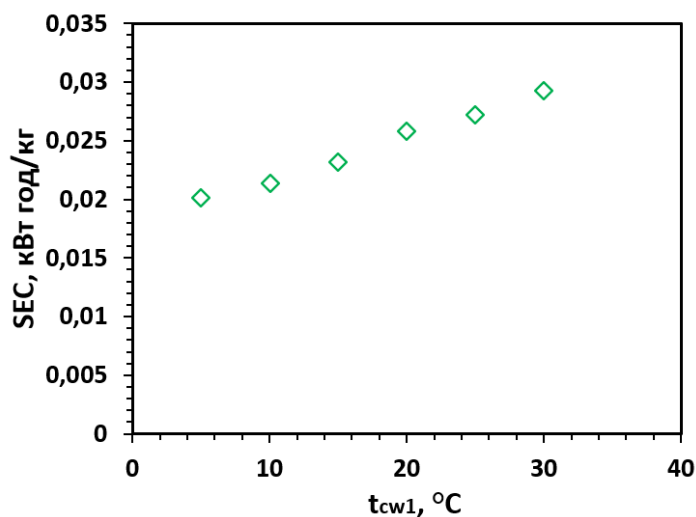


Рис. 4.14. Залежність SEC від температури охолоджуваної води

На рис. 4.15 наведена залежність термічного ККД зволожувача та конденсатора від температури охолоджуваної води на вході в конденсатор.

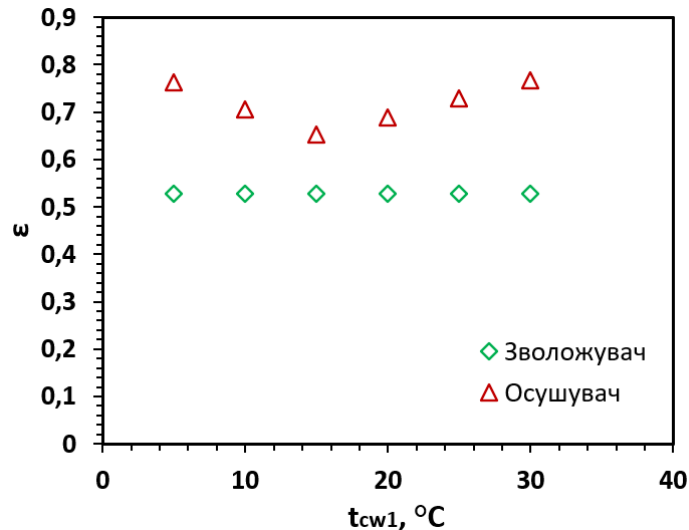


Рис. 4.15. Залежність термодинамічного ККД від температури охолоджуваної води

Термодинамічний ККД зволожувача не залежить від температури охолоджуваної води. Через те, що повітря подається до зволожувача безпосередньо з навколишнього середовища, його температура та початковий вологовміст залишаються сталими й не залежать від температури охолоджувальної води. Натомість термодинамічний ККД конденсатора зменшується при підвищенні  $t_{cw1}$  у діапазоні низьких температур, оскільки зростання температури охолоджувальної води зменшує температурний напір між вологим повітрям і охолоджувальною водою, що погіршує інтенсивність конденсації та знижує корисний тепловий ефект. При подальшому підвищенні  $t_{cw1}$  конденсатор переходить у режим обмеженого теплообміну, де швидкість конденсації стає близькою до мінімально можливої і майже не залежить від температури охолоджувальної води. За цих умов теплова взаємодія між потоками стабілізується, що проявляється у вирівнюванні значень термічного ККД та незначному його підвищенні.

На рис. 4.16 наведена залежність ексергетичного ККД установки від температури охолоджуваної води на вході в конденсатор.

Залежність ексергетичного ККД установки від температури охолоджуваної води має слабо виражений характер: при зростанні  $t_{cw1}$  спостерігається його поступове зменшення. Підвищення температури охолоджувальної води призводить до суттєвого зменшення інтенсивності конденсації, унаслідок чого

ексергія корисного продукту знижується швидше, ніж зменшуються ексергетичні втрати. Таким чином, для досліджуваної системи існує оптимальний діапазон  $t_{cw1} \approx 10-15^\circ\text{C}$  при якому  $\eta \approx 0,28$ , у якому ексергетична ефективність опріснення є максимальною.

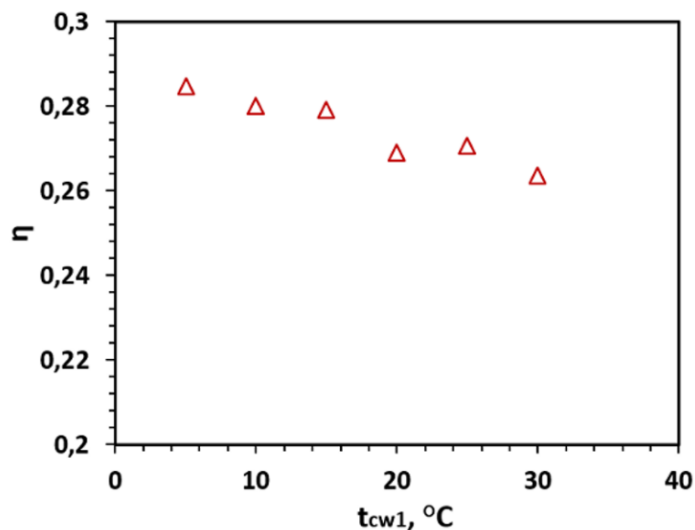


Рис. 4.16. Залежність ексергетичного ККД від температури охолоджуваної води

#### 4.5. Висновки до розділу 4

Проведені експериментальні дослідження процесу опріснення у опріснювальній установці дають змогу зробити наступні висновки:

1. Визначено оптимальне значення поверхневої швидкості повітря у трубчастому зволожувачі ( $j_a = 0,34$ ). За цього режиму продуктивність HDH-системи досягає максимального рівня, втрати тиску повітря є мінімальними, а ризик потрапляння крапель солоної води в конденсат повністю усувається.

2. Зі збільшенням витрати охолоджувальної води енергетичні показники системи зростають завдяки інтенсивнішому тепловідводу в конденсаторі та більш повній конденсації пари. Проте після досягнення значення  $G_{cw} \approx 20$  кг/год подальший ріст витрати не дає суттєвого покращення, оскільки повітря у зволожувачі досягає стану насичення. У цій області система виходить на режим сталих масо- та теплообмінних характеристик, а приріст продуктивності практично

зникає. Таким чином,  $G_{cw} \approx 20$  кг/год є межовим значенням, за яким подальше збільшення витрати неефективне.

3. Підвищення  $Q_{heat}$  приводить до зростання енергетичних показників системи завдяки інтенсифікації випаровування та підвищенню температури води на вході до зволожувача. Найбільший приріст усіх показників спостерігається при  $Q_{heat} < 600$  Вт, тоді як у діапазоні понад 600–700 Вт криві переходять у режим насичення. У цій області додаткове тепло спричиняє лише незначні зміни показників ефективності через обмеження масообміну у зволожувачі. Отже,  $Q_{heat} \approx 600\text{--}700$  Вт можна вважати межовим значенням, при перевищенні якого підвищення теплової потужності стає малоефективним.

4. Зі зростанням температури охолоджуваної води на вході в конденсатор ефективність роботи НДН-системи помітно знижується. Це призводить до меншої продуктивності та збільшення споживання енергії. Термічний ККД конденсатора зменшується й виходить на режим обмеженого теплообміну при високих  $t_{cw1}$ . Ексергетичний ККД має максимум ( $\eta \approx 0,28$ ) у діапазоні  $t_{cw1} \approx 10 - 15$  °С, що визначає оптимальні умови роботи конденсатора та всієї системи в цілому.

## РОЗДІЛ 5. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА СЕЗОННОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ СИСТЕМИ ОПРІСНЕННЯ

### 5.1. Математичний опис моделі

Термодинамічна модель системи опріснення розроблена за допомогою інженерного програмного забезпечення РТС Mathcad. Модель включає рівняння балансу зволожувача (5.2) і (5.3), конденсатора (5.6), (5.7) і (5.8), кількість тепла, що передається від нагрітої води до повітря в зволожувачі внаслідок тепло- та масообміну [59] та кількість тепла, що передається від вологого гарячого повітря до холодної води в конденсаторі.

$$Q_{hum.w} = Q_{hum.a} = Q_{hum.t}, \quad (5.1)$$

$$Q_{hum.w} = G_{sw}c_p t_{sw2} - (G_{sw} - \Delta G)c_p t_{sw1}, \quad (5.2)$$

$$Q_{hum.a} = (G_a + \Delta G)h_{a2} - G_a h_{a1}, \quad (5.3)$$

$$Q_{hum.t} = Q_{evap} + Q_{con} = \Delta G \cdot r + \alpha_{con} F_t \Delta T. \quad (5.4)$$

де  $Q_{evap}$  – теплота, що передається при випаровуванні води в повітря, Вт;

$Q_{con}$  – теплота, що передається повітрю внаслідок його нагрівання, Вт.

$$Q_{deh.a} = Q_{deh.w} + Q_{fw} = Q_{deh}, \quad (5.5)$$

$$Q_{deh.w} = G_{cw} \cdot (h_{cw2} - h_{cw1}), \quad (5.6)$$

$$Q_{deh.a} = G_a \cdot (1 - d_{a2}) \cdot h_{a2} - G_a \cdot (1 - d_{a3}) \cdot h_{a3}, \quad (5.7)$$

$$Q_{fw} = G_{fw} \cdot h_{fw}, \quad (5.8)$$

$$Q_{deh} = k \cdot F_t \cdot \Delta h. \quad (5.9)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_t$  – площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;

$\Delta h$  – середньологарифмічна різниця ентальпій на вході і на виході з конденсатора, кДж/кг, яка визначається за наступною формулою

$$\Delta h = ((h_{a2} - h_{cw2}) - (h_{a3} - h_{cw1})) / \ln \left( \frac{h_{a2} - h_{cw2}}{h_{a3} - h_{cw1}} \right), \quad (5.10)$$

де  $h_{a2}$  – ентальпія вологого повітря на вході в конденсатор, кДж/кг;

$h_{a3}$  – ентальпія вологого повітря на виході з конденсатора, кДж/кг;

$h_{cw1}$  – ентальпія охолоджуваної морської води на вході, кДж/кг;

$h_{cw2}$  – ентальпія охолоджуваної морської води на виході, кДж/кг.

Кількість вологи, що поглинається повітрям, визначається за допомогою наступного рівняння:

$$\Delta G = J F_t. \quad (5.11)$$

Дифузійний потік розраховується за формулою:

$$J = \frac{h_d}{R_v t_{a,aver}} (p_{w,par} - p_{a,par}). \quad (5.12)$$

Парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі вздовж міжфазної поверхні  $p_{w,par}$  визначається на основі середньої температури води. Парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі, віддаленому від міжфазної поверхні  $p_{a,par}$ , приймається рівним середньоарифметичному значенню парціальних тисків на вході та виході повітря з зволожувача:

$$p_{a,par} = 0.5(p_{a,in,par} + p_{a,out,par}). \quad (5.13)$$

Тиски  $p_{a,in,par}$  і  $p_{a,out,par}$  визначаються температурами  $t_{a,in}$  і  $t_{a,out}$  відповідно.

Кореляції для визначення коефіцієнтів тепло- і масопереносу отримано з [59]:

$$h_d = 0.0246d^{-0.04}, \quad (5.14)$$

$$h_{con} = 26d^{-0.04}. \quad (5.15)$$

Загальний коефіцієнт теплопередачі  $k$  у формулі (5.9) розраховувався за класичною формулою з праці [73]:

$$\frac{1}{U} = \frac{b'_{xa}F}{\alpha_{xa}F_{\text{тр.вн}}} + \frac{b'_{\text{тр}}F \ln(d_{\text{зов}}/d_{\text{вн}})}{2\pi\lambda_{\text{тр}}l_{\text{тр}}} + \frac{F}{\alpha_a(F_{\text{тр.зов}}/b'_{\text{в.тр}} + \eta_{\text{рб.вл}}F_{\text{рб}}/b'_{\text{в.рб}})}. \quad (5.16)$$

де  $b'_{xa}$  – нахил кривої насичення повітря між середньою температурою холодоагента та температурою внутрішньої стінки трубки, Дж/(кг·К)

$b'_{\text{тр}}$  – нахил кривої насичення повітря між температурами зовнішньої та внутрішньої стінок трубки, Дж/(кг·К);

$b'_{\text{в.тр}}$  – нахил кривої ентальпії насиченого вологого повітря при середній температурі плівки води на поверхні зовнішньої стінки труби, Дж/(кг·К);

$\eta_{\text{рб}}$  – ефективність ребра;

$b'_{\text{в.рб}}$  – нахил кривої ентальпії насиченого вологого повітря при середній температурі плівки води на поверхні ребра, Дж/(кг·К).

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки трубки до холодоагенту обчислюється за наступною формулою

$$\frac{1}{\alpha_{xa}} = \frac{c_{p,a}}{\alpha_a b'_{\text{в.пл}}} + \frac{y_w}{\lambda_w}, \quad (5.17)$$

де  $y_w$  у формулі позначає товщину водяної плівки на поверхні ребра та зовнішньої стінки трубки.

На практиці співвідношення  $y_w/\lambda_w$  становить лише 0,5–5,0 % від значення дробу  $c_{p,a}/(\alpha_a b'_{\text{в.пл}})$  і більшість авторів їм нехтують.

Для розрахунку загального коефіцієнта теплопередачі  $U$  за формулою (5.16) необхідно визначити чотири величини  $b'_{xa}$ ,  $b'_{\text{тр}}$ ,  $b'_{\text{в.рб}}$ ,  $b'_{\text{в.тр}}$ . Значення  $b'_{xa}$  та  $b'_{\text{тр}}$  розраховуються за допомогою рівнянь (5.18) і (5.19).

$$b'_{ха} = (h_{нас.мп}^{ex} - h_{ха}^{cp}) / (t_{мп}^{ex} - t_{ха}^{cp}), \quad (5.18)$$

$$b'_{тр} = (h_{нас.мп}^{mux} - h_{нас.тр}^{BX}) / (t_{мп}^{mux} - t_{тр}^{BX}). \quad (5.19)$$

Величини  $b'_{в.рб}$  та  $b'_{в.тр}$  визначаються як нахил кривої ентальпії насиченого повітря, визначений за температури зовнішньої стінки трубки та середній температурі ребра відповідно.

Ефективність вологого ребра визначається за формулою:

$$\eta_{рб.вл} = (h_a - h_{рб}^{cp}) / (h_a - h_{рб}^{oc}). \quad (5.20)$$

Валідація моделі була проведена шляхом порівняння експериментальних і розрахункових значень температури повітря і води на виході зволожувача та конденсатора. Як видно з рисунків 5.1 та 5.2, всі температури знаходяться в межах похибки  $\pm 4\%$  для зволожувача та  $\pm 7\%$  для конденсатора.

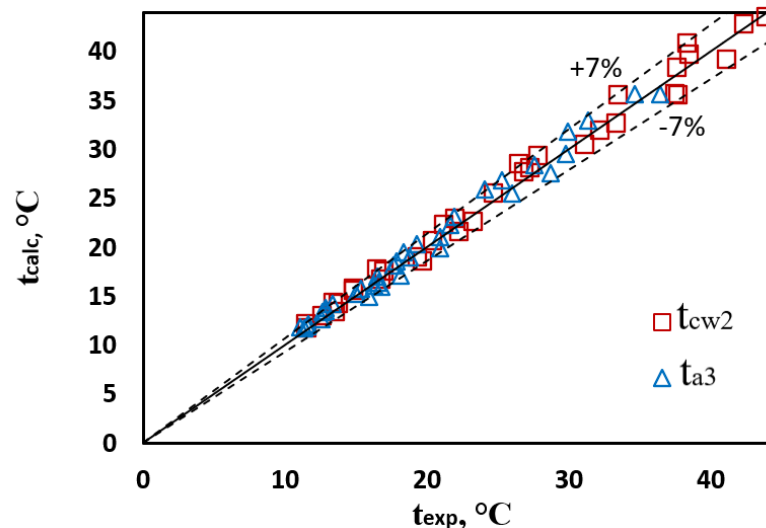


Рис. 5.1. Валідація моделі за допомогою експериментальних даних конденсатора

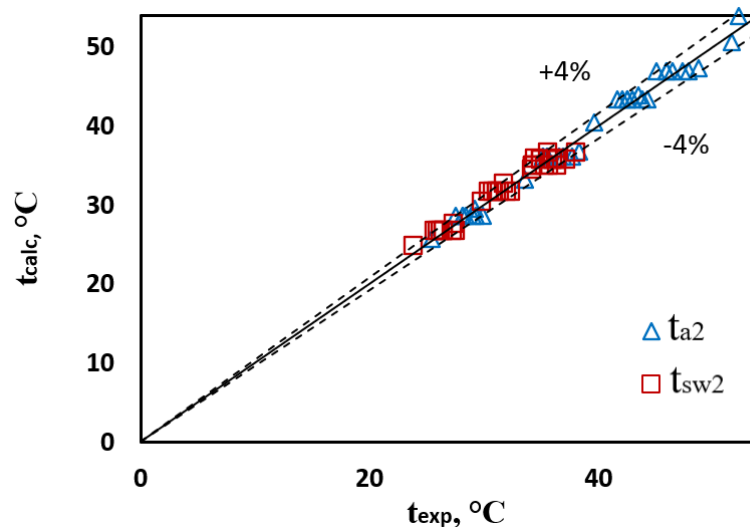


Рис. 5.2. Валідація моделі за допомогою експериментальних даних зволожувача

## 5.2. Кліматичні дані та вибір колектора

Для коректного моделювання роботи системи опріснення HDH з сонячним нагрівачем необхідно використовувати високоточні довгострокові кліматичні дані. Саме ці дані визначають динаміку надходження сонячної теплоти до колектора, температурні умови зовнішнього повітря та теплове навантаження на зволожувач і конденсатор. У практиці енергетичного моделювання застосовуються різні кліматичні бази, зокрема Meteonorm, OneBuilding, IWEC, JRC-TMY, SWERA та інші, які формують типові кліматичні роки (typical meteorological year, TMY) на основі багаторічних спостережень. Їх точність та структура можуть істотно відрізнятися залежно від методів інтерполяції, джерел даних та алгоритмів обробки.

Meteonorm поєднує наземні вимірювання з супутниковими даними та є однією з найпоширеніших комерційних баз для сонячної енергетики [74]. IWEC (international weather for energy calculations), містить типові метеорологічні роки для багатьох міст світу на основі архівних вимірювань NOAA (national oceanic and atmospheric administration), але охоплення територій обмежене [75]. JRC-TMY орієнтована переважно на країни ЄС і має добру точність сонячної радіації, але менш повний набір параметрів для теплотехнічних розрахунків [76]. Усі ці бази

забезпечують достатній рівень точності, проте в ряді випадків демонструють відмінності між собою за температурними профілями, вологістю та сонячним ресурсом, що може впливати на результати моделювання системи опріснення.

Серед доступних джерел особливу увагу привертає кліматична база OneBuilding [77], яка продемонструвала найвищу відповідність фактичним погодинним даним у порівняльних дослідженнях. Автори [78] відзначили, що OneBuilding більш точно відтворює тривалість перебування температур у характерних діапазонах, що особливо важливо при розрахунках HDH-системи, де температурні параметри впливають на швидкість випаровування та ефективність теплообміну.

Крім того, OneBuilding показала високу точність при оцінюванні сумарної сонячної радіації, зокрема у зимовий період, коли невеликі похибки можуть суттєво впливати на розрахунок накопиченої теплоти у сонячному нагрівачі [78]. Це є важливим, оскільки енергопостачання HDH-системи напряму залежить від інтенсивності сонячного випромінювання, а отже – від правильності вихідних кліматичних даних.

Для задач, пов'язаних із моделюванням сонячного колектора в HDH, такі параметри як пряма та дифузна сонячна радіація, температура навколишнього середовища та відносна вологість мають визначальне значення для розрахунку тепловтрат та ефективності теплообміну. OneBuilding забезпечує більш детальну структуру погодинних даних та мінімальні похибки у ключових параметрах, що робить її особливо придатною для дослідження енергетичних систем з нестабільним джерелом теплоти, таких як сонячний нагрівач HDH-системи.

У кліматичних файлах формату EPW, зокрема в наборах даних OneBuilding, різні місяці відповідають різним рокам, оскільки такий файл представляє не реальний календарний рік, а “типовий метеорологічний рік”. Кожен місяць вибирається з багаторічних метеорологічних спостережень як найбільш характерний для даного періоду, що дозволяє відтворити середній клімат регіону без аномалій.

Отже, використання бази OneBuilding у моделюванні HDH з сонячним нагрівачем є обґрунтованим рішенням, оскільки вона забезпечує найбільш достовірні кліматичні дані. Її застосування підвищує точність розрахунків продуктивності опріснення, теплових балансів та ефективності роботи сонячного колектора в реальних кліматичних умовах.

Для математичного моделювання системи опріснення HDH з сонячним колектором було обрано вакуумний трубчастий колектор Viessmann Vitosol 300-TM (рис. 5.3) [79]. Конструктивно цей тип колектора містить теплові трубки з абсорбером, розташованим усередині вакуумованої скляної трубки. Така конфігурація суттєво знижує конвективні та радіаційні теплові втрати, оскільки селективне покриття абсорбера працює в умовах майже повної відсутності теплообміну з навколишнім середовищем. Завдяки цьому колектор характеризується високим оптичним ККД, підвищеною стабільністю теплового режиму та здатністю ефективно функціонувати навіть за знижених температур зовнішнього повітря, що є важливим для автономних систем опріснення.

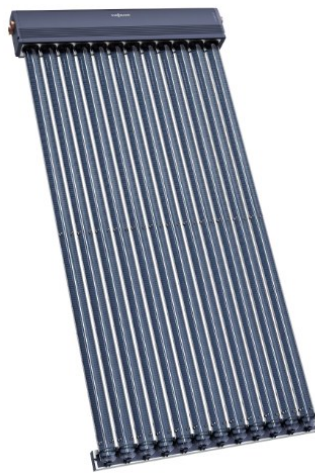


Рис. 5.3. Зображення колектора Viessmann Vitosol 300-TM [79]

У моделі використано модифікацію колектора з площею  $1,26 \text{ м}^2$ , яка містить 10 вакуумних трубок.

Теплове навантаження колектора визначається за наступною формулою

$$Q_{heat} = I \cdot \eta \cdot F, \quad (5.21)$$

де  $I$  – інтенсивність сонячного випромінювання, Вт/м<sup>2</sup>;

$\eta$  – ефективність сонячного колектора, %, яка визначається за формулою

$$\eta = \eta_0 - \frac{k_1(t_{sw1} - t_{a1})}{I} - \frac{k_2(t_{sw1} - t_{a1})^2}{I}, \quad (5.22)$$

де  $\eta_0$  – оптичний ККД колектора, %, який згідно даним рівний 79 % [79];

$k_1$  – коефіцієнт теплових втрат, Вт/м<sup>2</sup>·К, рівний 1,3 Вт/ м<sup>2</sup>·К [79];

$k_2$  – коефіцієнт теплових втрат, Вт/м<sup>2</sup>·К<sup>2</sup>, рівний 0,007 Вт/ м<sup>2</sup>·К<sup>2</sup> [79].

Для моделювання роботи системи опріснення з сонячним колектором були обрані наступні вихідні дані:

- інтенсивність сонячного випромінювання  $I$ , Вт/м<sup>2</sup>, визначалась кліматичними даними [77];
- витрата охолоджуючої води  $G_{cw}=80$  кг/год;
- відносна вологість повітря на вході в зволожувач  $\omega_{a1}=55$  %;
- температура  $t_{a1}$  та відносна вологість  $\omega_{a1}$  повітря на вході до зволожувача визначались кліматичними даними [77];
- відносна вологість повітря на виході зі зволожувача  $\omega_{a2}=98$  %;
- відносна вологість на виході з конденсатора приймається рівною відносній вологості на виході зі зволожувача  $\omega_{a2} = \omega_{a3}$ ;
- температура охолоджуючої води на вході в конденсатор  $t_{cw1}$ , визначались кліматичними даними [80].

Результати моделювання надають значення  $t_{a2}$ ,  $t_{a3}$ ,  $t_{sw1}$ ,  $t_{sw2}$  і  $t_{cw2}$ . На основі цих результатів визначаються наступні енергетичні характеристики системи:

- Продуктивність  $G_{fw}$  за формулою (4.1);
- Коефіцієнт енергетичної ефективності  $GOR$  за формулою (4.3);
- Питоме споживання енергії  $SEC$  за формулою (4.4);
- Ексергетичний ККД за формулою (4.15).

### 5.3. Результати математичного моделювання

#### 5.3.1. Зміни енергетичних характеристик протягом доби

Для математичного моделювання було обрано три дні року: 03 липня 2009 року, 26 березня 2016 року та 1 жовтня 2019 року. Кліматичні дані зовнішнього повітря брались в наборах даних OneBuilding [77] та дані температури морської води брались в джерелі [80] для міста Одеса.

На рис. 5.4. наведено графік зміни продуктивності системи опріснення протягом дня для трьох місяців року. Усі три криві мають подібну форму, що відображає добову динаміку сонячної радіації та відповідне нагрівання води в сонячному колекторі. На початку дня (8:00 - 10:00) продуктивність є низькою, оскільки інтенсивність сонячного випромінювання ще недостатня для значного підвищення температури води. Упродовж дня  $G_{fw}$  поступово збільшується, досягаючи максимуму приблизно між 12:00 і 14:00 - у період найбільшої сонячної інсоляції. Саме в ці години забезпечуються оптимальні умови для випаровування у зволожувачі, що приводить до інтенсивного зростання продуктивності.

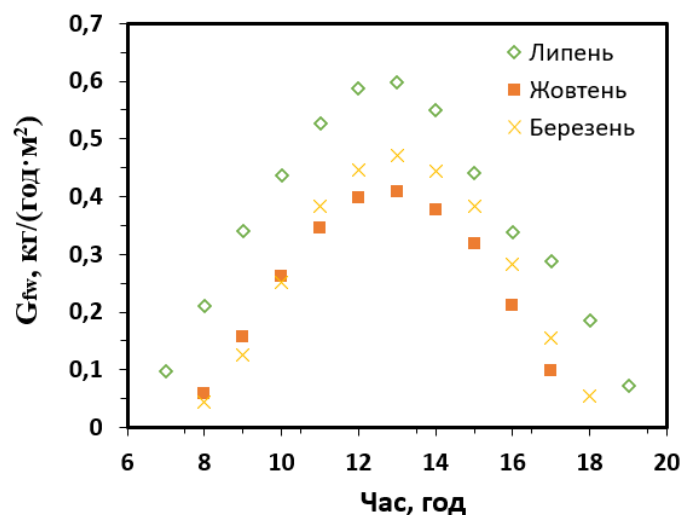


Рис. 5.4. Графік залежності продуктивності установки від часу доби

Поведінка кривих для різних місяців узгоджується з сезонними відмінностями в сонячній активності. Липень демонструє найвищі значення продуктивності протягом усього дня, а жовтень має найнижчу середню продуктивність через скорочення світлового дня та нижчі рівні сонячної радіації, що обмежує нагрів води та зменшує випаровування у зволожувачі.

Після 14:00 – 15:00 у всіх місяцях спостерігається спад продуктивності, який зумовлений зниженням інсоляції та відповідним зменшенням температури води на виході з сонячного колектора. Це призводить до зменшення перепаду температур між водою та повітрям у зволожувачі та зниження інтенсивності масообміну.

На рис. 5.5. наведено графік зміни коефіцієнту енергетичної ефективності системи опріснення протягом дня для трьох місяців.

У всі місяці крива має виражений характер: у ранкові години (7–9 год) значення  $GOR$  є мінімальними (~0,45–0,55), потім зростають і з 10 до 14 год досягають максимуму на рівні 0,63–0,68. У цей період сонячна радіація вже достатньо велика, температура води після колектора висока, тому кількість отриманої прісної води на одиницю підведеної теплоти максимальна. Після 14–15 год коефіцієнт  $GOR$  знову знижується через спад інсоляції й відповідне зменшення температури води та інтенсивності випаровування, тоді як базові втрати й споживання електроенергії залишаються приблизно сталими.

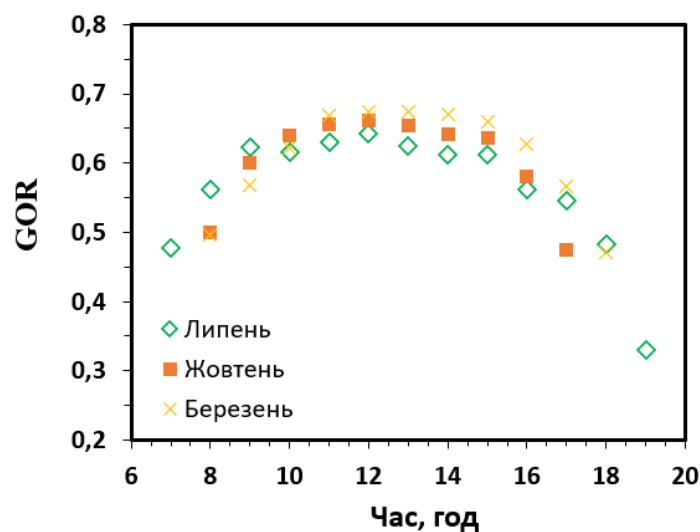


Рис. 5.5. Графік залежності  $GOR$  від часу доби

Порівняння місяців показує, що в березні та жовтні пікові значення GOR дещо вищі, ніж у липні. У липні, попри найвищу інтенсивність сонячного випромінювання і максимальну продуктивність, також більша температура та вологість навколишнього повітря, яке надходить у зволожувач. За цих умов потенціал для додаткового зволоження повітря зменшується, оскільки різниця абсолютної вологості між входом і виходом зі зволожувача є меншою. У результаті частка теплоти, що реально використовується для випаровування та подальшої конденсації, зменшується відносно підведеної теплоти, що і призводить до зниження GOR. Натомість у березні та жовтні повітря на вході в зволожувач є сухішим і холоднішим, що забезпечує вищий масообмінний потенціал і ефективніше використання підведеної теплоти, навіть за дещо меншої загальної продуктивності установки.

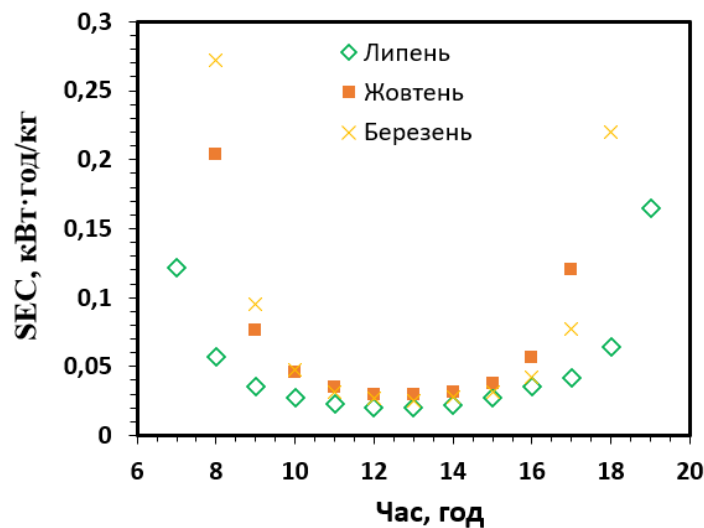


Рис. 5.6. Графік залежності питомого споживання енергії установки від часу доби

На рис. 5.6 наведено добову зміну питомого споживання енергії системою HDH для березня, липня та жовтня. Для всіх місяців крива має виражений U-подібний характер: у ранкові години (близько 7–9 год) та ввечері (після 16–17 год) SEC набуває найбільших значень, тоді як у середині дня спостерігається мінімум. Це пояснюється тим, що потужність електроспоживачів (насоси, вентилятори) практично стала впродовж доби, тоді як продуктивність установки сильно залежить від сонячної радіації. Уранці та ввечері кількість дистилляту невелика, тому одна й

та сама спожита електроенергія «розподіляється» на малу масу води і  $SEC$  є високим. Опівдні, коли інсоляція максимальна, температура води після колектора зростає, інтенсивність випаровування у зволожувачі збільшується і вихід дистилляту максимальний, унаслідок чого питоме споживання енергії різко зменшується.

Порівняння кривих для різних місяців показує, що найменші значення  $SEC$  у денні години характерні для липня, коли інсоляція є максимальною, а температура навколишнього середовища досить висока, що забезпечує найбільший нагрів води в сонячному колекторі та, відповідно, найвищу продуктивність HDH-установки. Для березня значення  $SEC$  займають проміжне положення. Найвищі значення  $SEC$  спостерігаються у жовтні, що пов'язано зі зменшенням інсоляції та зниженням температури довкілля, через що температура води після колектора є нижчою, продуктивність установки зменшується.

На рис. 5.7. зображено зміну ексергетичного коефіцієнта корисної дії установки упродовж світлового дня для трьох місяців року. У всіх випадках форма кривої має виражений добовий максимум, що відповідає періоду найвищої інтенсивності сонячного випромінювання (близько 11:00–14:00), коли сонячний колектор забезпечує максимальне підведення корисної ексергії в систему.

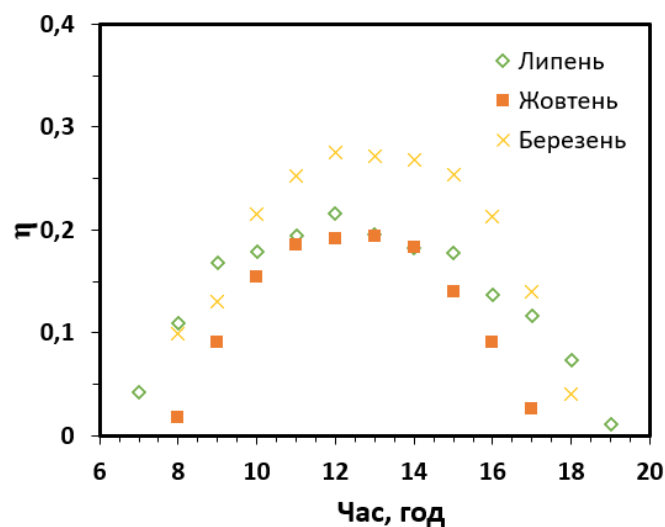


Рис. 5.7. Графік залежності ексергетичного ККД установки від часу доби

Найвищі значення ексергетичного ККД спостерігаються у березні, що зумовлено відносно прохолодним навколишнім повітрям і водночас достатньо високою інсоляцією. За нижчих температур довкілля зменшуються теплові втрати сонячного колектора та конденсатора, а також збільшується різниця потенціалів, доступна для перетворення тепла в корисну ексергію за рахунок більшої термодинамічної «якості» теплоти. У липні показники ексергетичного ККД дещо нижчі: попри високу інтенсивність сонячного випромінювання, надмірно висока температура навколишнього середовища зменшує ексергетичну частку однакової кількості теплоти, що надходить у систему. У жовтні ексергетичний ККД є найнижчим протягом дня: через знижене сонячне випромінювання та підвищені теплові втрати ексергія, що надходить до системи, зменшується, а ефективність перетворення тепла в «корисну» ексергію знижується.

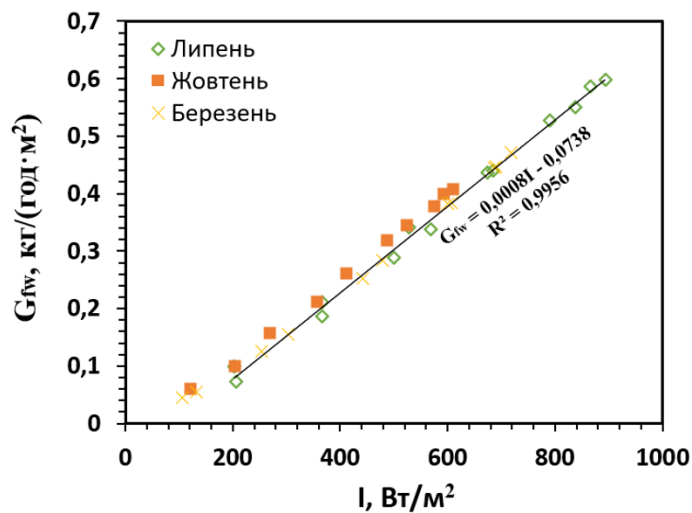


Рис. 5.8. Графік залежності продуктивності від інтенсивності сонячного випромінювання

На рис. 5.8 показано залежність продуктивності установки від інтенсивності сонячного випромінювання для трьох місяців. Усі точки утворюють пряму лінійну зростаючу залежність: зі збільшенням інтенсивності випромінювання від 100 до 900 Вт/м<sup>2</sup> продуктивність установки зростає приблизно від 0,05 до 0,6 кг/(м<sup>2</sup>·год). Такий характер кривої відображає прямий зв'язок між тепловою потужністю

сонячного колектора і швидкістю випаровування у зволожувачі: чим більша густина сонячного потоку, тим більше тепла передається воді в колекторі, тим вища температура на вході в зволожувач і тим інтенсивніше відбувається випаровування, а отже – утворення дистилляту.

Точки для різних місяців розміщені близько одні до одних, що вказує на універсальність впливу сонячної радіації на продуктивність системи. Водночас для липня  $G_{fw}$  дещо вища за відповідних значень  $I$  порівняно з березнем та жовтнем. Це пояснюється тим, що влітку температура навколишнього середовища більша, що сприяє меншій тепловій різниці між колектором і довкіллям та відповідно меншим тепловим втратам. У результаті корисний тепловий потік, який передається воді, є більшим, а ефективність випаровування – вищою. У березні й жовтні продуктивність на тих самих рівнях сонячної інсоляції трохи нижча через нижчі температури довкілля та більші тепловтрати в колекторі.

Загалом графік підтверджує, що основним фактором, який визначає продуктивність HDH-системи з сонячним підігрівом, є саме інтенсивність сонячного випромінювання, оскільки вона прямо впливає на температуру води на вході в зволожувач, а отже – на інтенсивність випаровування та кількість отриманої прісної води.

Аналіз отриманих результатів показав майже лінійну залежність продуктивності установки від інтенсивності сонячного випромінювання. Узагальнюючи результати моделювання для трьох місяців, було отримано емпіричне рівняння:

$$G_{fw} = 0,0008I - 0,0738, \quad (5.23)$$

яке узагальнює результати з показником апроксимації 0,99.

Це рівняння описує зміну продуктивності опріснювальної установки і демонструє прямопропорційну зміну продуктивності зі збільшенням сонячної радіації. Отримана лінійна модель відображає середній вплив інтенсивності

сонячного випромінювання на продуктивність установки і може бути застосована для оцінки роботи системи із подібним рівнем інсоляції.

На рис. 5.9 наведено залежність питомого споживання електроенергії від інтенсивності сонячного випромінювання для трьох місяців. Для всіх місяців спостерігається чітка спадна монотонна залежність: при зростанні  $I$  приблизно від 150 до 850 Вт/м<sup>2</sup>  $SEC$  зменшується приблизно з 0,12–0,17 до 0,02–0,025 кВт·год/кг. Така поведінка пов'язана з тим, що електрична потужність допоміжного обладнання (насоси, вентилятор) у моделі практично стала, тоді як продуктивність установки зростає зі збільшенням сонячної радіації. Вищі значення  $I$  забезпечують більший тепловий потік у сонячному колекторі, підвищення температури води на вході в зволожувач і, як наслідок, інтенсивніше випаровування та більший вихід прісної води. Отже, одна й та сама кількість спожитої електроенергії розподіляється на більшу масу дистилату, і питомі витрати електроенергії зменшуються.

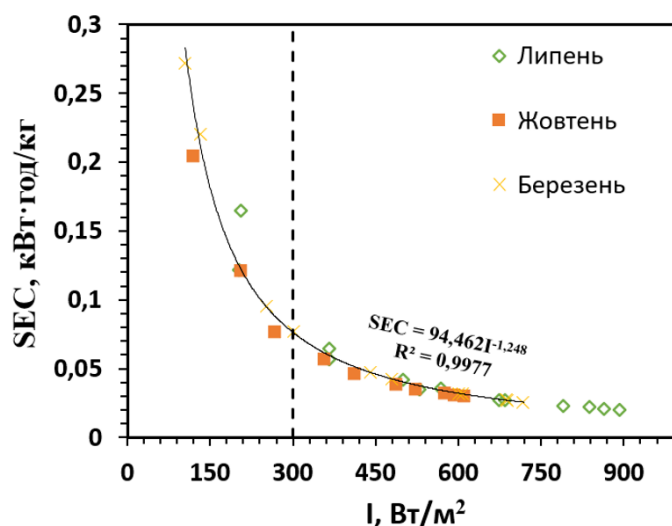


Рис. 5.9. Графік залежності питомого споживання енергії установки від інтенсивності сонячного випромінювання

Точки для трьох місяців групуються в одній зоні, що свідчить про загальний характер залежності  $SEC$  від інтенсивності випромінювання. Відмінності між місяцями зумовлені сезонними змінами температури навколишнього повітря та

опріснювальної води, які впливають на тепловий баланс зволожувача й конденсатора. За сприятливіших умов (вищі температури опріснювальної води та менші відносні тепловтрати) установка при тому самому  $I$  продукує дещо більше дистилляту, тому  $SEC$  є нижчим; за менш сприятливих умов - навпаки. У цілому графік чітко показує, що збільшення інтенсивності сонячного випромінювання веде до суттєвого зниження питомого енергоспоживання системи, оскільки зростання “безкоштовного” сонячного тепла підвищує продуктивність опріснення при майже незмінних електричних затратах.

При  $I < 300$  Вт/м<sup>2</sup> сонячний колектор отримує недостатню кількість енергії, тому зростає частка теплових втрат, а питомі витрати енергії є великі. Коли ж інтенсивність випромінювання перевищує 300 Вт/м<sup>2</sup>, теплова потужність, що надходить на колектор, стає достатньою для стабільного та ефективного нагріву води перед зволожувачем. У цьому діапазоні система переходить у більш продуктивний режим роботи, що супроводжується істотним зменшенням  $SEC$  переважно завдяки збільшенню виходу прісної води. Таким чином, значення  $I = 300$  Вт/м<sup>2</sup> може розглядатися як критерій початку енергоефективної роботи опріснювальної установки із сонячним нагрівником.

Для кількісного опису залежності питомого споживання енергії від інтенсивності сонячного випромінювання отримано емпіричне рівняння:

$$SEC = 94,462I^{-1,248}, \quad (5.24)$$

яке узагальнює результати з показником апроксимації 0,99.

Отримана степенева модель відображає середній вплив інтенсивності сонячного випромінювання на питомі енергетичні витрати установки і може бути використана для оцінки роботи системи у годинах із подібним рівнем інсоляції.

### 5.3.2. Зміни енергетичних характеристик протягом місяця

На рис. 5.10. наведена діаграма добової продуктивності установки для трьох характерних місяців. Вона відображає чітку сезонну залежність продуктивності. Найвищі значення  $G_{fw}$  спостерігаються у липні, що зумовлено максимальною сумарною добовою інсоляцією, більшою тривалістю світлового дня та високими рівнями інтенсивності сонячного випромінювання. Це забезпечує стабільно високий тепловий потік до сонячного колектора, підвищення температури води на вході до зволожувача та, відповідно, інтенсифікацію процесу випаровування. Березень характеризується проміжними значеннями добової продуктивності, що пояснюється змінною погодною обстановкою, меншою тривалістю дня та нижчими кутами падіння сонячного випромінювання. Найменші значення  $G_{fw}$  відповідають жовтню, коли інсоляція суттєво зменшується, а сонячний колектор працює у режимі підвищених відносних теплових втрат.

Коливання продуктивності від дня до дня в межах кожного місяця зумовлені варіаціями добових кліматичних умов, зокрема змінами сумарної сонячної радіації, хмарності та температури навколишнього середовища.

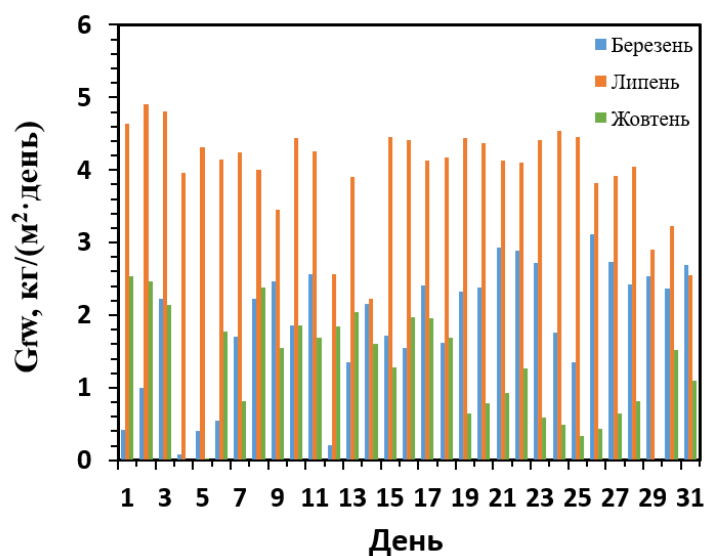


Рис. 5.10. Діаграма добової продуктивності опріснювальної установки

На рис. 5.11 зображена діаграма добового споживання енергії опріснювальної установки для трьох місяців року. З аналізу графіка видно, що найбільші значення добового енергоспоживання відповідають липню, тоді як найменші - березню, а жовтень займає проміжне положення. Така поведінка пояснюється сезонними відмінностями в рівні сонячної інсоляції та тривалості ефективної роботи установки протягом доби. У літній період система працює довше в активному режимі завдяки високій інтенсивності сонячного випромінювання та тривалому світловому дню, що призводить до збільшення сумарної кількості підведеної теплоти та, відповідно, до зростання добового енергоспоживання. Водночас у березні та жовтні зменшення інсоляції та скорочення часу ефективної роботи сонячного колектора обмежують тепловий внесок у систему, що зумовлює нижчі значення ЕС.

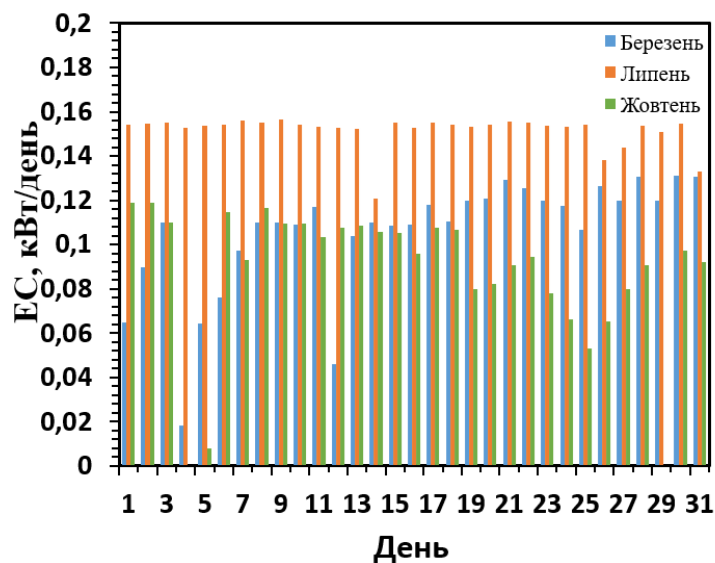


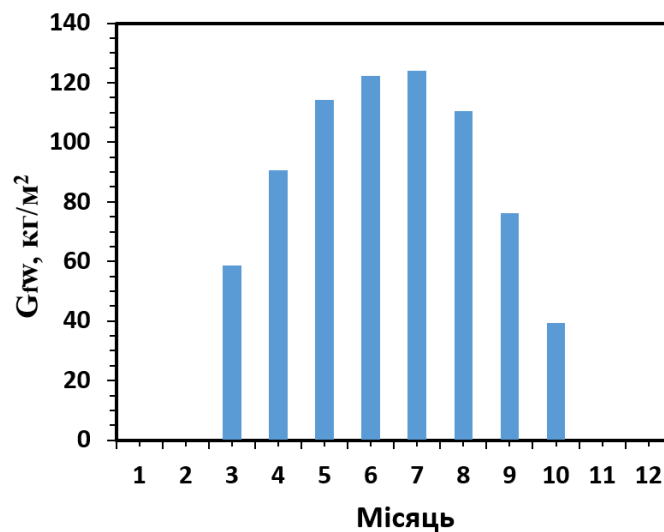
Рис. 5.11. Діаграма добового споживання енергії опріснювальної установки

### 5.3.3. Зміни енергетичних характеристик протягом року

В зимові місяці та в листопаді установка не працює, оскільки надходження сонячної енергії є обмеженими (менше  $300 \text{ Вт/м}^2$ ), що призводить до неефективної роботи опріснювальної установки.

На рис. 5.12 наведено зміна продуктивності установки протягом року. Графік демонструє чітко виражену річну сезонну зміну продуктивності. Найменші значення  $G_{fw}$  спостерігаються у весняні та осінні місяці, що зумовлено низьким рівнем сумарної сонячної радіації, короткою тривалістю світлового дня та несприятливими кутами падіння сонячного випромінювання. Починаючи з травня, продуктивність поступово зростає, досягаючи максимальних значень у літній період (червень - липень), коли інсоляція є найбільшою, а сонячний колектор працює в оптимальному теплотехнічному режимі. У цей період забезпечується вища температура води на вході до зволожувача, що інтенсифікує процес випаровування і, відповідно, збільшує вихід прісної води.

За результатами моделювання встановлено, що сумарна річна продуктивність установки становить близько 736 кг прісної води з 1 м<sup>2</sup> площі сонячного колектора.



Рисю 5.12. Діаграма річної зміни продуктивності опріснювальної установки

На рис. 5.13 зображена діаграма зміни споживання енергії установки для місяців року. Найбільші значення енергоспоживання спостерігаються у літні місяці, тоді як мінімальні - у весняний та осінній період. Така поведінка графіка зумовлена тим, що в літні місяці опріснювальна установка працює більше часу, оскільки більше днів з рівнем інсоляції більше 300 Вт/м<sup>2</sup> та більша тривалість

світового дня. За результатами моделювання встановлено, що сумарне річне питомих споживання електричної енергії складає 31,43 кВт·год.

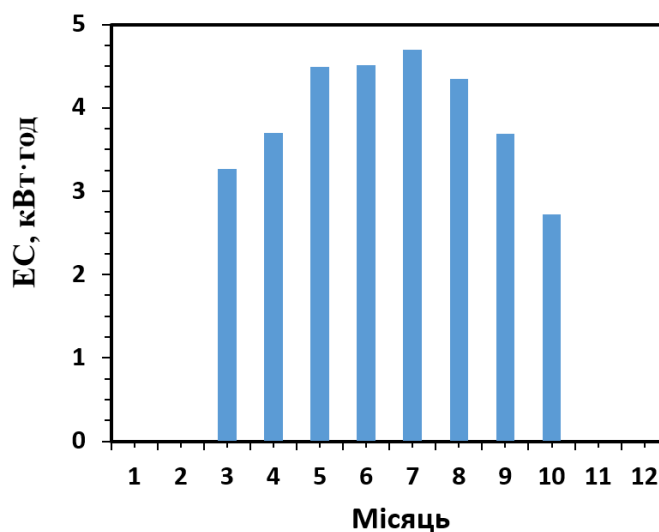


Рисунок 5.13. Діаграма річної зміни споживання енергії опріснювальної установки

#### 5.4. Алгоритм використання розробленої моделі

Результати експериментальних досліджень та математичного моделювання дали можливість розробити методику розрахунку геліотермічної HDH-системи опріснення. Розробка цього методу базується на таких припущеннях [60, 57, 56]:

- зволожувач та конденсатор працюють в стаціонарних умовах;
- втрати тепла від будь-якого обладнання нехтуються;

Вхідні параметри для розрахунку включають

- інтенсивність сонячного випромінювання  $I$ , Вт/м<sup>2</sup>;
- температуру  $t_{a1}$ , °C і відносна вологість  $\omega_{a1}$ , % атмосферного повітря;
- температуру води на вході в конденсатор  $t_{cw1}$ , °C;
- витрату охолоджуючої води  $G_{cw}=80$  кг/год;
- відносна вологість повітря на виході з конденсатора приймалася рівною відносній вологості повітря на виході зі зволожувача  $\omega_{a2}=\omega_{a3}=98\%$ ;

- діаметр та висота трубчастого зволожувача  $d$  і  $l$ , м.

Запропонований метод розрахунку складається з таких кроків:

1. Аналіз кліматологічних даних.

Для задання параметрів навколишнього середовища ( $t_{a1}$ ,  $\omega_{a1}$  та  $\Gamma$ ) використано кліматичну базу даних OneBuilding. У розрахунках виключено часові інтервали з інтенсивністю сонячного випромінювання нижче  $300 \text{ Вт/м}^2$ , оскільки за таких умов робота установки характеризується низькою енергетичною ефективністю.

2. Вибір колектора

За отриманою емпіричною формулою (5.23) за рівнем інтенсивності сонячного випромінювання оцінюємо необхідну продуктивність системи опріснення та з формули (5.21) знаходимо необхідну площу сонячного колектора.

3. Вибір конденсатора

Знаючи продуктивність НДН-системи з рівняння (5.9) визначаємо необхідну площу поверхні тепломасообміну конденсатора, що дає можливість підібрати конденсатор.

4. Вибір зволожувач

З рівняння (5.4) визначаємо необхідну площу тепломасообміну зволожувача та визначаємо кількість трубок необхідних для забезпечення потрібної продуктивності.

5. Підбір обладнання

Підбираємо вентилятор за розрахунковою витратою повітря та аеродинамічним опором повітряного контуру. Насоси охолоджувальної та морської води обираємо з урахуванням продуктивності установки та відповідних втрат тиску у конденсаторі і зволожувачі.

Дана модель була застосована під час дослідження центральної системи кондиціонування повітря з частковим непрямим випарним охолодженням [50]. Для розрахунку теплообмінників зовнішнього та непрямого охолодження використовувались рівняння теплопередачі конденсатора, для розрахунку зрошувальної камери - рівняння теплопередачі зволожувача.

## 5.5. Висновки до розділу 5

1. Вдосконалено математичну модель НДН-системи опріснення з розділу 2 із врахуванням рівнянь теплопередачі в зволожувачі та конденсаторі. Верифікація моделі була проведена на основі отриманих експериментальних даних. Встановлено, що відхилення розрахункових значень від експериментальних для зволожувача не перевищує  $\pm 4\%$ , тоді як для конденсатора максимальна похибка становить  $\pm 7\%$ . Отримані результати свідчать про достатню точність моделі для інженерних розрахунків та подальшого аналізу роботи системи.

2. Показано, що добова динаміка продуктивності,  $GOR$ ,  $SEC$  та ексергетичного ККД безпосередньо пов'язана з добовою зміною інтенсивності сонячного випромінювання. Встановлено, що максимальні значення продуктивності та ефективності досягаються у період найвищої інсоляції - вдень, тоді як у ранкові та вечірні години спостерігається зростання питомих енергетичних витрат. На основі узагальнення результатів моделювання отримано емпіричні рівняння, які описують залежності продуктивності установки (рівняння 5.23) та питомого споживання енергії (рівняння 5.24) від інтенсивності сонячного випромінювання. Визначено порогове значення інсоляції  $I = 300 \text{ Вт/м}^2$ , вище якого установка переходить у стабільний енергетично ефективний режим роботи з істотним зниженням  $SEC$ .

3. Аналіз результатів для трьох місяців року показав виражену сезонну зміну добової продуктивності та енергоспоживання опріснювальної установки. Найвищі значення цих показників спостерігаються у липні, проміжні – у березні, а найменші – у жовтні, що зумовлено зміною сумарної сонячної інсоляції та тривалості світлового дня. Добові коливання параметрів у межах кожного місяця визначаються варіаціями кліматичних умов протягом відповідного періоду.

4. Результати аналізу річної зміни показників ефективності показали виражену сезонну зміну продуктивності та енергоспоживання. Максимальні значення досягаються в літній період, тоді як у осінні та весняні місяці вони є мінімальними. Встановлено, що сумарна річна продуктивність установки становить  $\approx 736 \text{ кг}_{\text{п.в.}}/\text{м}^2_{\text{с.к.}}$ . При цьому річне споживання електричної енергії складає  $31,43 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ .

## РОЗДІЛ 6. ЕКОЛОГІЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГЕЛІОТЕРМІЧНОЇ НДН-СИСТЕМИ ОПРІСНЕННЯ

### 6.1. Екологічний аналіз

У сучасних умовах стрімке збільшення викидів CO<sub>2</sub> привертає увагу до вивчення екологічних аспектів різних систем. Системи, що працюють на основі сонячної енергії, такі як опріснювальні установки, використовують сонячну енергію для виробництва прісної води без прямих викидів CO<sub>2</sub>. Проте матеріали, які використовуються для виготовлення та монтажу сонячних опріснювальних систем, супроводжуються викидами вуглекислого газу. Тому важливо оцінити кількість CO<sub>2</sub>, що виділяється від системи загалом.

У таблиці 6.1 представлено вміст енергії, закладеної в матеріалах, використаних для виготовлення системи.

Таблиця 6.1. Вміст енергії, закладеної в матеріалах, використаних для виготовлення системи

Позиції	Кількість, кг	Коефіцієнт вкладеної енергії, кВт·год/кг	Загальна вкладена енергія ( $E_e$ ), кВт·год
Фітинги металеві	0,3	17,2	5,16
Фітинги пластикові	2	19,4	38,8
Трубопроводи	2	19,4	38,8
Повітропроводи	0,5	19,4	9,7
Ізоляція	1	30,5	30,5
Трубка зволожувача	0,5	42,8	21,4
Стенд	10	50,3	503
Вентилятор	2,9	52,9	153,41
Насос	0,12	10	1,2
Конденсатор	8,2	37,4	306,68
Сонячний колектор	1,26	422,5	532,35
Загально			1641

Метод, застосований для проведення екологічного аналізу, описано наступним чином [81]:

Річні викиди CO<sub>2</sub>, г/рік, визначаються за формулою

$$(CO_2)_e = (1 - L_{DA})^{-1} \cdot (1 - L_{DT})^{-1} \cdot \frac{E_e \cdot K_{del,i}}{N_{LS}}, \quad (6.1)$$

де  $L_{DA}$  – втрати на побутове обладнання, приймається рівним 0,2;

$L_{DT}$  – втрати при передаванні та розподілі, приймається рівним 0,4;

$E_e$  – загальна вкладена енергія, кВт·год;

$K_{del,i}$  – коефіцієнти викидів парникових газів CO<sub>2</sub>, г/(кВт·год), згідно [82] дорівнює 420 г/(кВт·год);

$N_{LS}$  – тривалість експлуатації, приймається рівним 20 років.

Загальна кількість CO<sub>2</sub>, викинута протягом розрахункового строку служби, кг, визначається за формулою

$$(CO_2)_{t.e} = \frac{(CO_2)_e \cdot N_{LS}}{1000}. \quad (6.2)$$

Скорочення викидів CO<sub>2</sub> оцінюється за формулою

$$(CO_2)_m = (1 - L_{DA})^{-1} \cdot (1 - L_{DT})^{-1} \cdot K_{del,i}. \quad (6.3)$$

Загальна кількість викидів CO<sub>2</sub> вироблена під час споживання енергії установкою протягом розрахункового строку служби, кг, визначається як

$$(CO_2)_{t.m} = \frac{E_{o,y} \cdot N_{LS} \cdot (CO_2)_m}{1000}, \quad (6.4)$$

де  $E_{o,y}$  – річне споживання електроенергії, кВт·год.

Загальна кількість викидів CO<sub>2</sub> для поточної системи протягом розрахункового строку служби оцінюється як

$$(CO_2)_{o.m} = (CO_2)_{t.m} + (CO_2)_{t.e}. \quad (6.5)$$

Згідно розрахунку, було отримано загальну кількість викидів CO<sub>2</sub> протягом розглянутого строку служби рівне 1,99 т (107,1 кг<sub>CO<sub>2</sub></sub>/м<sup>3</sup>).

На рис. 6.1 наведено порівняння кількості викидів CO<sub>2</sub> для різних досліджень. Менше значення показника для даної роботи пояснюється відмінностями у конфігурації системи. Водночас отриманий результат перебуває в одному діапазоні з літературними даними, що підтверджує екологічну доцільність запропонованої HDH-системи з сонячним колектором та її конкурентоспроможність з точки зору зменшення викидів парникових газів.

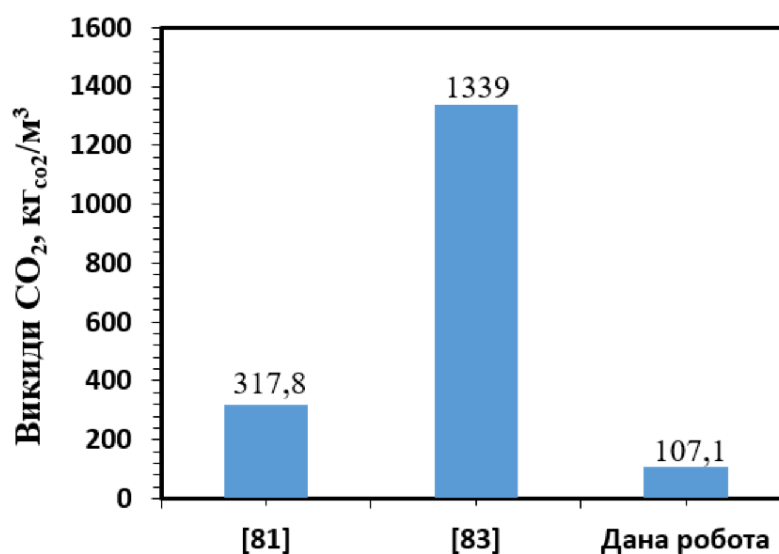


Рис. 6.1. Графік порівняння зменшення викидів CO<sub>2</sub>

## 6.2. Економічний аналіз

Економічна життєздатність є ключовим фактором при виборі системи. Це особливо актуально для дорогих технологій, таких як опріснювальні установки. Як

наслідок, економічний аналіз є ключовим фактором у визначенні того, чи може система бути реально впроваджена. Процедура, що використовується для оцінки вартості отриманого врожаю, полягає в наступному [81]:

Коефіцієнт відновлення капіталу розраховується як

$$C_{CRF} = v \cdot (1 + v)^x \cdot ((1 + v)^x - 1)^{-1}, \quad (6.6)$$

де  $v$  – процентна ставка, %, приймається рівною 12%;

$x$  – термін служби системи, рік, приймається рівним 20 років.

Вартість системи за перший рік орієнтовно становить

$$FYP = P_t \cdot C_{CRF}, \quad (6.7)$$

де  $P_t$  – загальна початкова вартість системи, грн, наведена в таблиці 6.2 (для  $F=1,26 \text{ м}^2$ ).

Таблиця 6.2 - Вартість обладнання, що використовується для виготовлення системи

Обладнання	Кількість, шт	Вартість одиниці, грн	Загальна вартість, грн
Сонячний водонагрівач	1	15321	15321
Мембранний насос	2	500	1000
Експериментальний зволожувач	1	450	450
Вентилятор	1	2000	2000
Конденсатор	1	8500	8500
Стенд	1	1000	1000
Трубка ПВХ 8*2мм	10 м	250	250
Ізоляція каучукова	20м	600	600
Трубка гофра	5м	355	355
Коліно вентиляційне	2	326	652
Гнучний повітропровід	3 м	587	587
Повітропровід	0,5 м	358	358
Редукція 30*32	1	81	81
Муфта 110	2	122	244
Редукція 110*50	2	76	152

Заглушка 110	2	46	92
Ревізія 50 мм	1	140	140
Коліно 50 мм	1	51	51
Коліно 32 мм	2	44	88
Трійник 32 мм	4	82	328
Заглушка 32 мм	1	18	18
Коліно латунне	1	156	156
Кутник латунний 1/2"	1	80	80
Штуцер для шланга латунний 1/2"	2	30	60
Штуцер для шланга латунний 3/4»	2	29	58
Дивертор	1	160	160
Герметик силіконовий	1	179	179
Хомут сталевий	2	49,5	99
Загальна			33059

Коефіцієнт амортизаційного фонду розраховується як

$$S_{SFF} = v \cdot ((1 + v)^x - 1)^{-1}. \quad (6.8)$$

Вартість ліквідації за перший рік оцінюється як

$$YSP = P_s \cdot S_{SFF}, \quad (6.9)$$

де  $P_s$  – ліквідаційна ціна, яка розраховується як 20% від загальної вартості, грн.

Річна експлуатаційна вартість системи обчислюється як

$$YRP = W_y \cdot P_E, \quad (6.10)$$

де  $W_y$  – річне споживання електроенергії, кВт·год/рік;

$P_E$  – ціна однієї одиниці електроенергії, яка згідно [85] приймається 4,32 грн/кВт·год.

Таким чином, загальна річна вартість системи оцінюється як

$$TYP = FYP + YMP - YSP + ERP, \quad (6.11)$$

де  $YMP$  – вартість річного обслуговування, що становить 10% від ціни за перший рік, грн.

Вартість прісної води, отриманої з системи, оцінюється як

$$C_{FV} = \frac{TYP}{YP}, \quad (6.12)$$

де  $YP$  – річна продуктивність поточної системи.

Провівши економічний розрахунок для різних площ сонячного колектора були отримані результати, які наведені в табл. 6.3.

Таблиця 6.3. Результати економічного розрахунку опріснювальної установки

Площа колектора, м <sup>2</sup>	Річна вартість системи, грн/рік	Вартість опрісненої води, грн/л
1,7	4943	3,61
2	5113	3,17
2,31	5372	2,89
2,75	5890	2,66
3,05	6203	2,53
3,64	6748	2,30
4,52	7327	2,01
6,22	7761	1,54
7,93	8194	1,28
9,62	8628	1,11
11,32	9061	0,99

На рис. 6.2 наведений графік залежності собівартості опрісненої води від площі сонячного колектора. За малої площі колектора ( $F = 1,7 - 2,75$  м<sup>2</sup>) собівартість є відносно високою (близько 3,61 - 2,66 грн/л), що зумовлено недостатнім надходженням сонячної енергії. У цьому режимі теплова потужність

колектора не забезпечує стабільного та інтенсивного нагріву води перед зволожувачем, унаслідок чого продуктивність системи знижується, а питомі капітальні та експлуатаційні витрати, віднесені до одиниці отриманої прісної води, зростають.

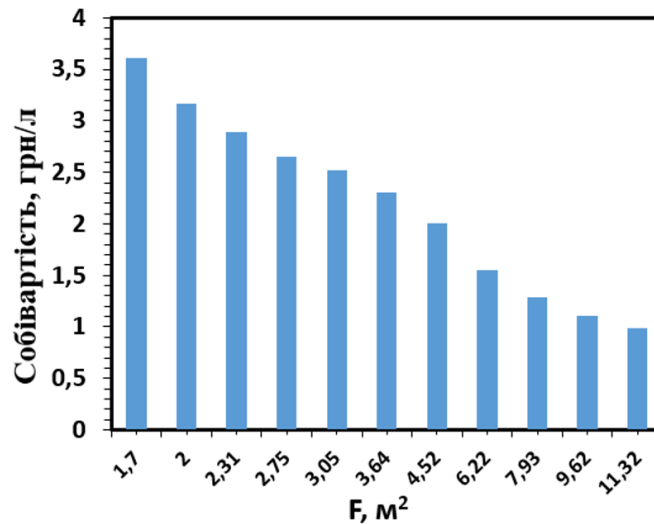


Рис. 6.2. Графік собівартості опріснення для різних площ сонячного колектора

Зі збільшенням площі сонячного колектора ( $F = 7,93 - 11,32 \text{ м}^2$ ) спостерігається суттєве зниження собівартості до рівня близько  $1,28 - 0,99 \text{ грн/л}$ . Це пояснюється підвищенням теплових надходжень, зростанням температури води на вході в зволожувач та, відповідно, інтенсифікацією процесів випаровування й конденсації. У результаті продуктивність системи зростає швидше, ніж капітальні витрати на колектор, що призводить до зменшення собівартості опрісненої води.

Отже, оптимальними з точки зору мінімізації собівартості є значення  $F = 7,93 - 11,32 \text{ м}^2$ , за яких забезпечується раціональне співвідношення між капітальними витратами на колектор і досягнутою продуктивністю опріснювальної установки.

На рис. 6.3 наведено кругову діаграму річних витрат системи опріснення у відсотках. Переважну частку загальних річних витрат становлять приведені капітальні витрати першого року експлуатації (first year price, *FYP*), частка яких сягає  $87,9 \%$ . Значно менший внесок припадає на витрати технічного обслуговування (yearly maintenance price, *YMP*), що становлять  $8,8 \%$ , тоді як експлуатаційні витрати (yearly running price, *YRP*), пов'язані з енергоспоживанням

допоміжного обладнання, не перевищують 3,3 %. Така структура витрат свідчить, що основний потенціал зниження собівартості опрісненої води пов'язаний насамперед зі зменшенням капітальних інвестицій, зокрема за рахунок оптимізації конструкції обладнання, використання дешевших компонентів, а також збільшення строку служби системи. Додаткове скорочення витрат може бути досягнуте шляхом підвищення надійності вузлів та зменшення потреби в технічному обслуговуванні, тоді як вплив зниження експлуатаційних енергетичних витрат є обмеженим з огляду на їх незначну частку в загальному балансі витрат.

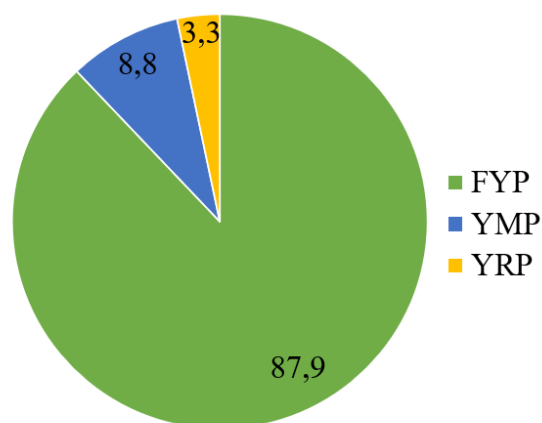


Рис. 6.3. Кругова діаграма річних витрат

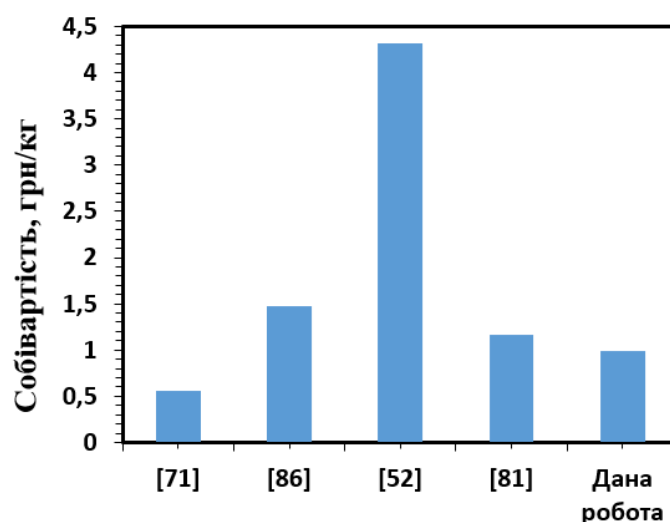


Рис. 6.4. Порівняння собівартості розробленої системи опріснення з іншими дослідженнями

Було проведене порівняння собівартості опрісненої води даної опріснювальної установки з іншими дослідженнями (рис. 6.4). Найменша собівартість спостерігається для роботи [71], тоді як найбільше значення характерне для дослідження [52], що свідчить про вищі енергетичні або капітальні витрати у відповідній системі. Собівартість, отримана в даній роботі, є нижчою, ніж у [52], і знаходиться в діапазоні середніх значень, що вказує на конкурентоспроможність запропонованої HDH-системи з сонячним нагрівом за економічним показником.

### **6.3. Висновки до розділу 6**

1. Був проведений екологічний аналіз, як результат було отримано значення загального зменшення викидів CO<sub>2</sub> за розглянутий строк служби системи рівний 1,99 т. Порівняльний аналіз даної роботи з іншими дослідженнями показав, що отримане значення є співставним з результатами інших досліджень та підтверджує ефективність застосування сонячної енергії для зниження вуглецевого сліду опріснювальних установок.

2. Був виконаний економічний аналіз для системи опріснення з різними площами колектора. Найменша собівартість опрісненої води відповідає найбільшій досліджуваній площі колектора (11,32 м<sup>2</sup>), що пояснюється оптимальним співвідношенням між капітальними витратами на колектор і досягнутою продуктивністю опріснювальної установки. Найбільшу частину загальних річних витрат становлять приведені капітальні витрати першого року експлуатації (87,9 %), відповідно для зниження собівартості доцільно зменшувати капіталовкладення. Проведене порівняння економічного показника для різних досліджень свідчить про конкурентоспроможність досліджуваної системи опріснення в порівнянні з іншими схемами з літератури.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі було проведено комплексне дослідження ефективності використання геліотермічного опріснення води методом зволоження-осушення повітря та визначено вплив кліматичних умов України на енергетичні характеристики досліджуваної системи опріснення. Отримані результати досліджень дають змогу зробити наступні висновки:

1. Виконано порівняльний аналіз існуючих конструкцій HDH-систем. Встановлено, що наявні результати досліджень не можна використовувати для кліматичних умов України, оскільки більшість з них адаптовані під жаркий та вологий клімат. Виявлено, що недостатньо уваги приділяється дослідженню HDH-систем з нагрівом повітря та порівнянню їх з системами з нагрівом води. Виявлено відсутність у розглянутих роботах економічного та екологічного аналізу функціонування HDH-систем не дає реально оцінити вартість виробництва прісної води та скорочення викидів CO<sub>2</sub> в експлуатаційних умовах.

2. Розроблено термодинамічні моделі HDH-систем з нагрівом повітря та з нагрівом води. Для схеми з нагрівом води для забезпечення максимальної продуктивності системи встановлено оптимальні значення швидкості повітря 3 м/с та коефіцієнта масової витрати  $MR = 1$ , а для схеми з нагрівом повітря ці значення дорівнюють відповідно 3 м/с та 2. Визначено оптимальні геометричні параметри зволожувача: для схеми з нагрівом води  $d = 20$  мм та  $l = 2,5$  м, для схеми з нагрівом повітря  $d = 50$  мм та  $l = 1$  м, при цих параметрах система є найбільш енергоефективною. Порівняння двох схем показало перевагу ефективності схеми з нагрівом води.

3. У ході дослідження була створена експериментальна установка для вивчення процесу зволоження-осушення повітря. Реалізована система моніторингу на базі контрольно-вимірювального обладнання компанії «Regmik» забезпечила безперервну реєстрацію режимних параметрів термічних систем знесолення води та дозволила об'єктивно оцінити енергетичні характеристики плівкового зволожувача. Проведений аналіз максимальних похибок експериментальних і

розрахункових даних підтвердив достовірність отриманих результатів та адекватність застосованої методики експериментальних досліджень.

4. У ході дослідження встановлено межове значення витрати охолоджуваної води рівне 20 кг/год, після якого подальше зростання  $G_{cw}$  є неефективним. Визначено, що підвищення підведеної теплоти в нагрівнику до значення 600 Вт призводить до покращення енергетичних показників системи, подальше зростання  $Q_{heat}$  спостерігається режим насичення. Встановлено, що зі зростанням температури охолоджуваної води енергетична ефективність HDH-системи знижується. Виявлено, що ексергетичний ККД досягає максимального значення у діапазоні температур охолоджуваної води 10 – 15 °С.

5. У ході роботи розроблено математичну модель HDH-системи опріснення з урахуванням сонячного нагріву води перед зволожувачем. Встановлено, що максимальні значення  $G_{fw}$ ,  $GOR$  та  $\eta$  відповідають часу доби 11:00 – 16:00 та літнім місяцям року, водночас  $SEC$  є найменшим в цей час. На основі узагальнення результатів моделювання були отримані емпіричні рівняння опису залежностей  $G_{fw}$  та  $EC$  від інтенсивності сонячного випромінювання, які можуть бути використані для оцінки роботи опріснювальної установки. Встановлено межове значення інсоляції рівне 300 Вт/м<sup>2</sup> після якого установка переходить в енергоефективний режим роботи.

6. Проведений екологічний аналіз досліджуваної опріснювальної установки з сонячним колектором показав загальну кількість викидів вуглекислого газу рівний 1,99 т. Було проведено економічний аналіз системи опріснення, який показав найменшу собівартість рівну 0,99 грн/л. Проведений порівняльний аналіз показав конкурентоспроможність досліджуваної схеми.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ecosoft. (n.d.). Опріснення морської води. Retrieved January 11, 2026, from <https://ecosoft.ua/ua/blog/opresnenie-morskoj-vody>.

2. Державна екологічна інспекція Південно-Західного округу. (2025, 22 травня). Збереження водних ресурсів — виклик сучасності. <https://sw.dei.gov.ua/post/4276>.

3. Kingdom, W., Liemberger, R., Marin, P. (2006). The challenge of reducing non-revenue water (NRW) in developing countries: How the private sector can help. *Water Supply and Sanitation Sector Board Discussion*, paper № 8. <https://www.worldbank.org/ext/en/home>.

4. Crippa, M., Guizzardi, D., Muntean, M., Schaaf, E., Solazzo, E., Monforti-Ferrario, F., Olivier, J., Vignati, E. (2020). Fossil CO<sub>2</sub> emissions of all world countries – 2020 report (EUR 30358 EN). *Publications Office of the European Union*. doi:10.2760/143674.

5. Lienhard, J. H. V., Antar, M. A., Bilton, A., Blanco, J., Zaragoza, G. (2012). Solar desalination. In annual review of heat transfer, *Begell House Inc.* 15, 277–347. doi:10.1615/AnnualRevHeatTransfer.2012004659.

6. Giwa, A., Akther, N., Housani, A. A., Haris, S., Hasan, S. W. (2016). Recent advances in humidification dehumidification (HDH) desalination processes: Improved designs and productivity. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 929–944. doi:10.1016/j.rser.2015.12.108.

7. Gude, V. G. (Ed.). (2018). Renewable energy powered desalination handbook. Elsevier. doi:10.1016/B978-0-12-815244-7.00001-3.

8. Kabeel, A. E., Hamed, M. H., Omara, Z. M., Sharshir, S. W. (2013). Water desalination using a humidification-dehumidification technique – a detailed review. *Natural Resources*, 04(03), 286–305. doi:10.4236/nr.2013.43036.

9. J. Moumouh, J., Tahiri, M., Balli, L. (2018). Solar desalination by humidification–dehumidification of air. *MATEC Web of Conferences*, 149, 02092. doi:10.1051/mateconf/201714902092.

10. Mohamed, A. S. A., Ahmed, M. S., Maghrabie, H. M., & Shahdy, A. G. (2020). Desalination process using humidification–dehumidification technique: A detailed review. *International Journal of Energy Research*, 45(3), 3698–3749. doi: 10.1002/er.6111.
11. Dai, Y. J., & Zhang, H. F. (2000). Experimental investigation of a solar desalination unit with humidification and dehumidification. *Desalination*, 130(2), 169–175. doi: 10.1016/s0011-9164(00)00084-9.
12. Narayan, G. P., Sharqawy, M. H., Lienhard V, J. H., & Zubair, S. M. (2010). Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. *Desalination and Water Treatment*, 16(1–3), 339–353. doi: 10.5004/dwt.2010.1078.
13. Kabeel, A. E., Hamed, M. H., Omara, Z. M., & Kandeal, A. W. (2017). Solar air heaters: Design configurations, improvement methods and applications – A detailed review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 1189–1206. doi: 10.1016/j.rser.2016.12.021.
14. Kasaeian, A., Babaei, S., Jahanpanah, M., Sarrafha, H., Sulaiman Alsagri, A., Ghaffarian, S., & Yan, W.-M. (2019). Solar humidification–dehumidification desalination systems: A critical review. *Energy Conversion and Management*, 201, 112129. doi: 10.1016/j.enconman.2019.112129.
15. Yıldırım, C., & Solmuş, İ. (2014). A parametric study on a humidification–dehumidification (HDH) desalination unit powered by solar air and water heaters. *Energy Conversion and Management*, 86, 568–575. doi: 10.1016/j.enconman.2014.06.016.
16. Orfi, J., Laplante, M., Marmouch, H., Galanis, N., Benhamou, B., Nasrallah, S. B., & Nguyen, C. T. (2004). Experimental and theoretical study of a humidification–dehumidification water desalination system using solar energy. *Desalination*, 168, 151–159. doi: 10.1016/j.desal.2004.06.181.
17. Orfi, J., Galanis, N., & Laplante, M. (2007). Air humidification–dehumidification for a water desalination system using solar energy. *Desalination*, 203(1–3), 471–481. doi: 10.1016/j.desal.2006.04.022.
18. Ben-Amara, M., Houcine, I., Guizani, A.-A., & Maalej, M. (2005). Efficiency investigation of a new-design air solar plate collector used in a humidification–

dehumidification desalination process. *Renewable Energy*, 30(9), 1309–1327. doi: 10.1016/j.renene.2004.09.019.

19. Yamalı, C., & Solmus, İ. (2008). A solar desalination system using humidification–dehumidification process: experimental study and comparison with the theoretical results. *Desalination*, 220(1–3), 538–551. doi: 10.1016/j.desal.2007.01.054.

20. Yamalı, C., & Solmuş, İ. (2007). Theoretical investigation of a humidification–dehumidification desalination system configured by a double-pass flat plate solar air heater. *Desalination*, 205(1–3), 163–177. doi: 10.1016/j.desal.2006.02.053.

21. Summers, E. K., Antar, M. A., & Lienhard, J. H., V. (2012). Design and optimization of an air heating solar collector with integrated phase change material energy storage for use in humidification–dehumidification desalination. *Solar Energy*, 86(11), 3417–3429. doi: 10.1016/j.solener.2012.07.017.

22. Nematollahi, F., Rahimi, A., & Gheinani, T. T. (2013). Experimental and theoretical energy and exergy analysis for a solar desalination system. *Desalination*, 317, 23–31. doi: 10.1016/j.desal.2013.02.021.

23. Li, X., Yuan, G., Wang, Z., Li, H., & Xu, Z. (2014). Experimental study on a humidification and dehumidification desalination system of solar air heater with evacuated tubes. *Desalination*, 351, 1–8. doi: 10.1016/j.desal.2014.07.008.

24. Siddiqui, F. R., Elminshawy, N. A. S., & Addas, M. F. (2016). Design and performance improvement of a solar desalination system by using solar air heater: Experimental and theoretical approach. *Desalination*, 399, 78–87. doi: 10.1016/j.desal.2016.08.015.

25. Srithar, K., & Rajaseenivasan, T. (2017). Performance analysis on a solar bubble column humidification dehumidification desalination system. *Process Safety and Environmental Protection*, 105, 41–50. doi: 10.1016/j.psep.2016.10.002.

26. Rajaseenivasan, T., Srinivasan, S., & Srithar, K. (2015). Comprehensive study on solar air heater with circular and V-type turbulators attached on absorber plate. *Energy*, 88, 863–873. doi: 10.1016/j.energy.2015.07.020.

27. Zhani, K., & Ben Bacha, H. (2010). Experimental investigation of a new solar desalination prototype using the humidification dehumidification principle. *Renewable Energy*, 35(11), 2610–2617. doi: 10.1016/j.renene.2010.03.033.

28. Yuan, G., Wang, Z., Li, H., & Li, X. (2011). Experimental study of a solar desalination system based on humidification–dehumidification process. *Desalination*, 277(1–3), 92–98. doi: 10.1016/j.desal.2011.04.002.
29. Garaway, I., & Grossman, G. (2006). Investigation of a solar-powered desalination system employing regeneration. *Desalination*, 197(1–3), 63–74. doi: 10.1016/j.desal.2005.12.016.
30. Zamen, M., Amidpour, M., & Soufari, S. M. (2009). Cost optimization of a solar humidification–dehumidification desalination unit using mathematical programming. *Desalination*, 239(1–3), 92–99. doi: 10.1016/j.desal.2008.03.009.
31. Zhani, K. (2013). Solar desalination based on multiple effect humidification process: Thermal performance and experimental validation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 406–417. doi: 10.1016/j.rser.2013.03.064.
32. Zamen, M., Soufari, S. M., Vahdat, S. A., Amidpour, M., Zeinali, M. A., Izanloo, H., & Aghababaie, H. (2014). Experimental investigation of a two-stage solar humidification–dehumidification desalination process. *Desalination*, 332(1), 1–6. doi: 10.1016/j.desal.2013.10.018.
33. Hamed, M. H., Kabeel, A. E., Omara, Z. M., & Sharshir, S. W. (2015). Mathematical and experimental investigation of a solar humidification–dehumidification desalination unit. *Desalination*, 358, 9–17. doi: 10.1016/j.desal.2014.12.005.
34. Dai, Y. J., Wang, R. Z., & Zhang, H. F. (2002). Parametric analysis to improve the performance of a solar desalination unit with humidification and dehumidification. *Desalination*, 142(2), 107–118. doi: 10.1016/s0011-9164(01)00430-1.
35. Kabeel, A. E., Hamed, M. H., Omara, Z. M., & Sharshir, S. W. (2014). Experimental study of a humidification-dehumidification solar technique by natural and forced air circulation. *Energy*, 68, 218–228. doi: 10.1016/j.energy.2014.02.094.
36. Mohamed, A. M. I., & El-Minshawy, N. A. (2011). Theoretical investigation of solar humidification–dehumidification desalination system using parabolic trough concentrators. *Energy Conversion and Management*, 52(10), 3112–3119. doi:10.1016/j.enconman.2011.04.026.

37. Riffat, S., & Mayere, A. (2013). Performance evaluation of v-trough solar concentrator for water desalination applications. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 234–244. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.05.028.
38. Al-Sulaiman, F. A., Zubair, M. I., Atif, M., Gandhidasan, P., Al-Dini, S. A., & Antar, M. A. (2015). Humidification dehumidification desalination system using parabolic trough solar air collector. *Applied Thermal Engineering*, 75, 809–816. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.072.
39. Khalil, A., El-Agouz, S. A., El-Samadony, Y. A. F., & Abdo, A. (2015). Solar water desalination using an air bubble column humidifier. *Desalination*, 372, 7–16. doi: 10.1016/j.desal.2015.06.010.
40. Liu, H., & Sharqawy, M. H. (2016). Experimental performance of bubble column humidifier and dehumidifier under varying pressure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93, 934–944. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.040.
41. Rajaseenivasan, T., Shanmugam, R. K., Hareesh, V. M., & Srithar, K. (2016). Combined probation of bubble column humidification dehumidification desalination system using solar collectors. *Energy*, 116, 459–469. doi: 10.1016/j.energy.2016.09.127.
42. Hamed, M. H., Kabeel, A. E., Omara, Z. M., & Sharshir, S. W. (2015). Mathematical and experimental investigation of a solar humidification–dehumidification desalination unit. *Desalination*, 358, 9–17. doi: 10.1016/j.desal.2014.12.005.
43. Nada, S. A., Elattar, H. F., & Fouda, A. (2015). Experimental study for hybrid humidification–dehumidification water desalination and air conditioning system. *Desalination*, 363, 112–125. doi: 10.1016/j.desal.2015.01.032.
44. Elattar, H. F., Fouda, A., & Nada, S. A. (2016). Performance investigation of a novel solar hybrid air conditioning and humidification–dehumidification water desalination system. *Desalination*, 382, 28–42. doi: 10.1016/j.desal.2015.12.023.
45. Fouda, A., Nada, S. A., & Elattar, H. F. (2016). An integrated air conditioning and HDH water desalination system assisted by solar energy: Transient analysis and economical study. *Applied Thermal Engineering*, 108, 1320–1335. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.026.
46. Chiranjeevi, C., & Srinivas, T. (2014). Combined two-stage desalination and cooling plant. *Desalination*, 345, 56–63. doi: 10.1016/j.desal.2014.04.023.

47. Chiranjeevi, C., & Srinivas, T. (2015). Experimental and simulation studies on two-stage humidification–dehumidification desalination and cooling plant. *Desalination*, 376, 9–16. doi: 10.1016/j.desal.2015.08.006.

48. Chiranjeevi, C., & Srinivas, T. (2016). Influence of vapor absorption cooling on humidification–dehumidification (HDH) desalination. *Alexandria Engineering Journal*, 55(3), 1961–1967. doi: 10.1016/j.aej.2016.07.026.

49. Chiranjeevi, C., & Srinivas, T. (2017). Augmented desalination with cooling integration. *International Journal of Refrigeration*, 80, 106–119. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.05.007.

50. Боженко М. Ф., & Іжевська Т. Л. (2021). Центральні системи кондиціонування повітря з частковим непрямим випарним охолодженням і утилізацією холоду і теплоти вентиляційних викидів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, 4(8), 35–41. doi: 10.20998/2078-774X.2021.04.05.

51. He, W. F., Han, D., Zhu, W. P., & Ji, C. (2018). Thermo-economic analysis of a water-heated humidification-dehumidification desalination system with waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 160, 182–190. doi: 10.1016/j.enconman.2018.01.048.

52. Deniz, E., & Çınar, S. (2016). Energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of a solar desalination system with humidification-dehumidification. *Energy Conversion and Management*, 126, 12–19. doi: 10.1016/j.enconman.2016.07.064.

53. Zubair, M. I., Al-Sulaiman, F. A., Antar, M. A., Al-Dini, S. A., & Ibrahim, N. I. (2017). Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*, 132, 28–39. doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.005.

54. Jamil, M. A., Elmutasim, S. M., & Zubair, S. M. (2018). Exergo-economic analysis of a hybrid humidification dehumidification reverse osmosis (HDH-RO) system operating under different retrofits. *Energy Conversion and Management*, 158, 286–297. doi: 10.1016/j.enconman.2017.11.025.

55. Lawal, D. U., Zubair, S. M., & Antar, M. A. (2018). Exergo-economic analysis of humidification-dehumidification (HDH) desalination systems driven by heat pump (HP). *Desalination*, 443, 11–25. doi: 10.1016/j.desal.2018.05.0114.

56. Серета, В., Лю, Я., & Подстєвая, Т. (2023). Високоефективний контактний зволожувач для термічної опріснювальної установки. *Енергетика: економіка, технології, екологія*, 3, 131–138. doi: 10.20535/1813-5420.3.2023.289729.

57. Серета, В. В., Соломаха, А. С., Притула, Н. О., & Швець, Н. О. (2022). Термодинамічний аналіз системи термічного знесолення води з відкритим і закритим повітряним циклом. *Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*, 33(6), 146–155. doi: 10.32782/2663-5941/2022.6/25.

58. CoolProp. (2023). C++ library of properties for 122 components. <https://www.coolprop.org>.

59. Barabash, P., Solomakha, A., Sereda, V., Prytula, N., Strynada, P., & Liu, Y. (2023). Heat and mass transfer of countercurrent air–water flow in a vertical tube. *Heat and Mass Transfer*, 59, 1343–1351. doi: 10.1007/s00231-023-03342-2.

60. Серета, В. В., Соломаха, А. С., Притула, Н. О., & Заболотний, О. А. (2021). Модель термічної опріснювальної установки з циклом зволоження–осушення повітря. *Наукові вісті КПІ*, 4, 69–76. doi: 10.20535/kpisn.2021.4.250663.

61. Подстєвая, Т. Л., & Серета, В. В. (2023). Термодинамічний аналіз відкритої системи термічного знесолення води з підігріванням повітря. *Енергетика і автоматика*, 6, 28–39. doi: 10.31548/energiya6(70).2023.028.

62. Tsay, Y. L. (1994). Analysis of heat and mass transfer in a countercurrent-flow wet surface heat exchanger. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15(2), 149–156. doi: 10.1016/0142-727X(94)90069-8.

63. M. Feddaoui, A Mir, E Belahmidi (2003) Cocurrent turbulent mixed convection heat and mass transfer in falling film of water inside a vertical heated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (18), 3497-3509. doi: 10.1016/S0017-9310(03)00129-7.

64. Holman, J. P. (2001). *Experimental methods for engineers* (8th ed.). New York, NY: McGraw-Hill., *Experimental Methods for Engineers*, eighth ed., McGraw Hill.

65. Серета, В., Лю, Я., Подстєвая, Т. (2025). Експериментальне дослідження оптимальної продуктивності плівкового зволожувача для термічної системи опріснення. *Refrigeration Engineering and Technology*, 61(1), 25-36. doi: 10.15673/ret.v61i1.3135.

66. Rajaseenivasan, T., & Srithar, K. (2017). An investigation into a laboratory scale bubble column humidification dehumidification desalination system powered by biomass energy. *Energy Conversion and Management*, 139, p. 232–244. doi: 10.1016/j.enconman.2017.02.043.

67. Thanaiyah, K., Gumtapure, V., & Tadesse, G. M. (2021). Experimental analysis on humidification–dehumidification desalination system using different packing materials with baffle plates. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19, 100831. doi: 10.1016/j.tsep.2020.100831.

68. Soomro, S. H., Ravichandran, S., Bak, C.-U., Yoo, C.-H., Kim, W.-S., & Kim, Y.-D. (2022). Effect of humidifier characteristics on performance of a small-scale humidification-dehumidification desalination system. *Applied Thermal Engineering*, 210, 118400. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118400.

69. Zarei, T., & Miroliaei, M. R. (2022). Performance evaluation of an HDH desalination system using direct contact packed towers: Experimental and mathematical modeling study. *Journal of Water Reuse and Desalination*, 12(1), 92–110. doi: 10.2166/wrd.2022.095.

70. El-Said, E. M. S., Dahab, M. A., Omara, M., & Abdelaziz, G. B. (2021). Solar desalination unit coupled with a novel humidifier. *Renewable Energy*, 180, 297–312. doi: 10.1016/j.renene.2021.08.105.

71. El-Said, E. M. S., Dahab, M., Omara, M., & Abdelaziz, G. B. (2022). Humidification–dehumidification solar desalination system using porous activated carbon tubes as a humidifier. *Renewable Energy*, 187(6), 1–12. doi: 10.1016/j.renene.2022.01.023.

72. Khalaf-Allah, R. A., Abdelaziz, G. B., Kandel, M. G., & Easa, A. S. (2022). Development of a centrifugal sprayer-based solar HDH desalination unit with a variety of sprinkler rotational speeds and droplet slot distributions. *Renewable Energy*, 190(4), 1–14. doi: 10.1016/j.renene.2022.04.019.

73. Ma, X., Ding, G., Zhang, Y., & Wang, K. (2009). Airside characteristics of heat, mass transfer and pressure drop for heat exchangers of tube-in hydrophilic coating wavy fin under dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(19–20), 4358–4370. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.066.

74. Meteonorm. (n.d.). Global meteorological database & weather generator. Retrieved January 11, 2026, from <https://meteonorm.com/>.

75. EnergyPlus. (n.d.). IWEC climate data for Ukraine: UKR\_Kiev.333450\_IWEC. Retrieved January 11, 2026, from [https://energyplus.net/weather/location/europe\\_wmo\\_region\\_6/UKR/UKR\\_Kiev.333450\\_IWEC](https://energyplus.net/weather/location/europe_wmo_region_6/UKR/UKR_Kiev.333450_IWEC).

76. Joint Research Centre. (n.d.). JRC Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) – TMY climate data. Retrieved January 11, 2026, from [https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg\\_tools/en/](https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/).

77. Climate.OneBuilding.Org. (n.d.). *Repository of building simulation climate data*. Retrieved January 11, 2026, from <https://climate.onebuilding.org/>.

78. Суходуб, І. О., Шкляр, В. І., & Дубровська, В. В. (2022). Аналіз фактичних, типових та нормативних кліматичних даних в контексті енергетичного моделювання будівель. *Енергетика: економіка, технології, екологія*, 2, 35–40. doi: 10.20535/1813-5420.2.2022.261367.

79. Viessmann Climate Solutions SE. (2023). Vitosol 300-TM: Evacuated tube solar collector, type SP3C (Datasheet No. 5793172). <https://www.viessmann.de>.

80. SeaTemperature.net. (n.d.). Current sea temperature in Odessa, Odeska Oblast, Ukraine. Retrieved January 11, 2026, from <https://seatemperature.net/current/ukraine/odessa-odeska-oblast-ukraine-sea-temperature>.

81. Tiwari, A., & Kumar, A. (2023). Energy, exergy, environmental, and economic (4E's) analysis of a solar-driven humidification–dehumidification desalination system: An experimental investigation. *Thermal Science and Engineering Progress*, 44, 102354. doi: 10.1016/j.tsep.2023.102354.

82. Верховна Рада України. (2018). Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо діяльності у сфері технічного регулювання та метрології: Закон України від 04.10.2018 № 822-VIII. Retrieved January 11, 2026, from <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0822-18>.

83. Xiao, J., Zheng, H., Jin, R., Liang, S., Wang, G., & Ma, X. (2021). Experimental investigation of a bubbling humidification–dehumidification desalination system directly heated by a cylindrical Fresnel lens solar concentrator. *Solar Energy*, 220, 873–881. doi: 10.1016/j.solener.2021.04.006.
84. Tiwari, A., & Kumar, A. (2023). A comprehensive review on solar thermal desalination systems based on humidification–dehumidification approach. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 25(7), 1–23. doi: 10.1007/s10098-023-02517-z.
85. Minfin.com.ua. (n.d.). Electricity tariff in Ukraine. Retrieved January 11, 2026, from <https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/electric/>.
86. Abdelaziz, G. B., Dahab, M., Omara, M., & El-Said, E. M. S. (2021). Humidification–dehumidification saline water desalination system utilizing high-frequency ultrasonic humidifier and solar-heated air stream. *Thermal Science and Engineering Progress*, 27, 101144. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101144.

## ДОДАТОК А. Перелік публікацій

1. Боженко М., Іжевська Т. (2021). Центральні системи кондиціонування повітря з частковим непрямим випарним охолодженням і утилізацією холоду і теплоти вентиляційних викидів. *Вісник НТУ "ХПІ": Серія "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування"*, № 4. doi: 10.20998/2078-774X.2021.04.05. (фахова, категорія Б).

2. Подстєвая Т., Серєда В. (2023). Термодинамічний аналіз відкритої системи термічного знесолення води з підігріванням повітря. *Енергетика і автоматика*, (6), 28-39. doi: 10.31548/energiya6(70).2023.028. (фахова, категорія Б).

3. Серєда В., Лю Я., Подстєвая Т. (2023). Високоєфективний контактний зволожувач для термічної опріснювальної установки. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 3, 131–138. doi: 10.20535/1813-5420.3.2023.289729. (фахова, категорія Б).

4. Серєда, В., Лю, Я., Подстєвая, Т. (2025). Експериментальне дослідження оптимальної продуктивності плівкового зволожувача для термічної системи опріснення. *Refrigeration Engineering and Technology*, 61(1), 25-36. doi: 10.15673/ret.v61i1.3135. (фахова, категорія Б).

5. Лю, Я., Подстєвая, Т., Серєда, В. (2023). Високоєфективний контактний зволожувач для термічної опріснювальної установки. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів у 2-х т. (с. 226-227), м. Київ, 25–28 квітня 2023 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, видавництво «Політехніка», 2023. – ISBN 978-966-990-072-2 (Т. 1). – 256 с.

6. Серєда, В., Подстєвая, Т. (2024). Дослідження ефективності підігріву води та повітря в термічній опріснювальній установці. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали XXI Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів у 2-х т. (с. 164–165)*, м. Київ, 23–26 квітня 2024 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, видавництво «Політехніка», 2024. – ISBN 978-966-990-112-5 (Т. 1). – 223 с.

7. Лю, Я., Подстєвая, Т., Серєда, В. (2025) Експериментальне дослідження оптимальної продуктивності плівкового зволожувача для термічної системи опріснення. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали ХХІІ Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів у 2-х т. (с. 164-166), м. Київ, 22–25 квітня 2025 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, видавництво «Політехніка», 2025. – ISBN 978-966-990-153-8 (Т. 1). – 215 с.