

ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАНОВКА ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ДИСТИЛЬОВАНОЇ ВОДИ ЗА ЦИКЛОМ МАЙСОЦЕНКА

Отримано 19 лют. 2026 р.; рекомендовано до публікації 26 чер. 2026 р.
Доступно онлайн 30 чер. 2026 р.

Сорока П.¹, Халатов А.², Борисов І.³, Ступак О.⁴

Автор для кореспонденції: Сорока Павло,
e-mail: sorokua@gmail.com

Анотація. Розглянуто глобальну проблему дефіциту питної води та проаналізовано основні властивості існуючих технологій опріснення та дистиляції води на базі апаратів «зволоження – осушення». Розроблено та випробувано інноваційну експериментальну установку для отримання дистильованої води, що базується на циклі Майсоценка (М-цикл), з перехреснотоквою схемою. Описано конструкцію однокаскадного прототипу, представлено результати його випробувань та енергетичні показники. Експериментально підтверджено можливість отримання конденсату води з енерговитратами 11,9 кВт·год/м³. Розглянуто перспективи удосконалення апарату при використанні багатокаскадних схем дистиляції.

Ключові слова: дистиляція води; цикл Майсоценка; однокаскадна установка; ефективність; продуктивність.

¹ аспірант

<https://orcid.org/0009-0007-6387-6906>

² академік НАН України, д-р. техн. наук

<https://orcid.org/0000-0002-7659-4234>

³ провідний науковий співроб.

<https://orcid.org/0000-0001-7696-3901>

⁴ д-р. філос.

<https://orcid.org/0000-0002-8283-3115>

^{1, 2, 3, 4} Інститут технічної теплофізики

Національної академії наук України, Київ, Україна

Вступ

Глобальна водна криза є однією з ключових проблем сучасності, подолання якої оцінюється у трильйони доларів. Згідно зі звітом Світового банку «High and Dry», дефіцит води може призвести до зниження ВВП окремих регіонів на 6 % до 2050 року [1], що матиме катастрофічні економічні наслідки. Щорічні економічні втрати через відсутність доступу до чистої води (санітарія, здоров'я, продуктивність) становлять близько 260 млрд дол. США [2]. Тому на цей час значні зусилля науковців, інженерів і технологів спрямовані на дослідження й розробку нових технологій дистиляції та опріснення води, причому ця активність з кожним роком зростає. Ринок промислової очистки води досягає 140 млрд дол. [3], а сегмент технологій опріснення, за прогнозами, сягне 50 млрд дол. до 2032 року [4], що свідчить про значний потенціал для інновацій у цій сфері.

Зараз для виробництва дистильованої води застосовуються два основних методи – мембранні та термічні технології. Серед мембранних технологій найпоширенішими є зворотний осмос [5, 6] та електродіаліз [7], а серед термічних можна виділити багатоступеневу і пароконденсійну дистиляцію, а також багатоступеневу флеш-дистиляцію [8]. Мембранні технології характеризуються дещо меншими капітальними витратами й на порядок меншим енергоспоживанням порівняно з термічними технологіями, але вони забезпечують значно гіршу якість води. Недоліками термічних

технологій є громіздкість та утворення накипу. Використовується також технологія механічного стиснення пари, вона забезпечує високу якість води, але вимагає складного компресорного устаткування та має вище споживання електроенергії [8]. Порівняння основних методів опріснення та дистиляції води наведено в табл. 1.

Показники в табл. 1 відображають лише зовнішні (екзогенні) витрати енергії, необхідні для функціонування кожної конкретної системи. Для традиційних термічних методів вказано витрати теплової енергії для кипіння від зовнішнього джерела, тоді як у технологіях типу MVC або «зволоження – осушення» енергія для випаровування генерується всередині циклу за рахунок механічної роботи або рекуперації. Таке порівняння дає змогу оцінити чисте споживання ресурсів, які постачаються до установки ззовні.

Слід відзначити, що мембранні технології мають технічні обмеження, пов'язані з підвищенням концентрації солей – стрімке підвищення осмотичного тиску та ризик незворотного забруднення високовартісних мембран. Ці обмеження перешкоджають глибокому концентруванню розчинів без втрати енергоефективності та ресурсу обладнання. Тому утилізація розсолу розглядається як критичний недолік технології RO. Щодо низького відсотку відновлення в системах MSF (10–25 %): причиною цього є велика кількість відпрацьованої води, що скидається для охолодження системи та видалення солей, тоді як інші системи дають змогу глибше

концентрувати вихідний розчин без ризику миттєвого виходу обладнання з ладу. Так, для зворотного осмосу

цей показник становить 35–50 %, а для електродіалізу він взагалі сягає 80–90 %.

Таблиця 1. Порівняння методів дистиляції води

Технологія	Питоме енерго-споживання, кВт·год/м ³		Експл. витрати, дол./м ³	Якість води (TDS), ppm	Переваги	Недоліки
	Електроенергія	Теплова енергія				
Зворотний осмос (RO)	4–8	–	0,5–1,0	< 500	Зріла технологія; компактність; широке поширення	Високий тиск; дорогі мембрани; чутливість до хлору; проблема утилізації розсолу
Електродіаліз (ED)	2,8–5,5	–	0,4–0,7	< 500	Високий вихід води; довговічні мембрани; низький тиск	Неефективний для морської води (TDS > 3000 ppm); не видаляє органіку та бактерії
Механічна компресія пари (MVC)	7–12	–	0,6–1,0	< 10	Компактність; автономність (тільки електрика); висока чистота води	Складні компресори; шум; вібрація; високі експлуатаційні витрати
Термічна компресія пари (TVC)	1,6–1,8	14,5	0,7–1,0	< 10	Ефективна рекуперація пари; немає рухомих частин (ежектор)	Потребує джерела пари високого тиску; низький ступінь відновлення води
Багатоступенева дистиляція (MED)	2–2,5	12–19	0,8–1,2	< 10	Високий коефіцієнт теплопередачі; менше накипу (нижча робоча температура)	Високі капітальні витрати; складність масштабування одного блоку
Багатоступенева флеш-дистиляція (MSF)	2,5–5	16–24	1,0–1,5	< 500	Надійність; велика одинична потужність; використання скидного тепла	Корозія; громіздкість; дуже низький відсоток відновлення води

Отже, існує нагальна потреба в розробці конкурентного, дешевого та енергоефективного методу виробництва дистильованої води. Основним напрямом досліджень є пошук компромісу між питомим енергоспоживанням, технологічністю конструкції та якістю отриманого продукту. Серед таких методів можна відзначити інноваційні розробки, що базуються на принципі «зволоження – осушення». Їх можна віднести до термічних методів, але вони відрізняються тим, що вода не нагрівається до кипіння і завдяки цьому значно спрощуються вимоги до технологічного устаткування. Застосовується пряме випарне «зволоження – осушення», непряме випарне «зволоження – осушення», та випарне «зволоження – осушення» за циклом Майсоценка. Порівняльне дослідження цих методів наведено в роботі [8].

Цикл Майсоценка і його застосування для дистиляції води

Серед методів «зволоження – осушення» особливо варто відзначити дистиляцію за циклом Майсоценка. Цей процес використовує потенціал оточуючого середовища, він поєднує відносно низьке енергоспоживання та низькі капітальні й експлуатаційні витрати. На відміну

від традиційних методів, обмежених температурою мокрого термометра (t_{MT}), М-цикл дає змогу охолоджувати робоче тіло до температури точки роси ($t_{\text{ТР}}$), що значно розширює потенціал процесу зволоження та конденсації вологи [8].

Перші апарати, які працюють за циклом Майсоценка, були призначені для охолодження повітря [9], і лише згодом були запропоновані технічні рішення для дистиляції води [10]. Принципова схема та діаграма процесу охолодження за М-циклом показані на рис. 1. Повітря в сухому каналі внаслідок теплообміну з сусіднім вологим каналом охолоджується до температури, близької до температури точки роси (процес 1–2), а охоложене повітря спрямовується у вологий канал, де рухається протитечією або перехресно до потоку в сухому каналі. Випаровуючись з поверхні вологого каналу, це повітря асимілює теплоту (явну та приховану), що відводиться від сухого каналу (процес 3–4). Принципова схема та діаграма однокаскадного процесу дистиляції показані на рис. 2. Апарат складається з трьох каналів: сухого каналу, каналу зволоження (випаровування) і каналу осушення (конденсації). Повітря надходить у точку 1, проходить через сухий канал, надходить у канал зволоження в точку 2, вступає в контакт з водою на

стіни вологого каналу та зволожує повітря в точці 3 теоретично до 100%. Далі вологе повітря надходить в канал осушення, де водяна пара конденсується за рахунок

охолодження, а дистильована вода збирається на дні каналу. Відпрацьоване повітря виходить у точці 4, а відпрацьована вода зливається вниз вологого каналу.

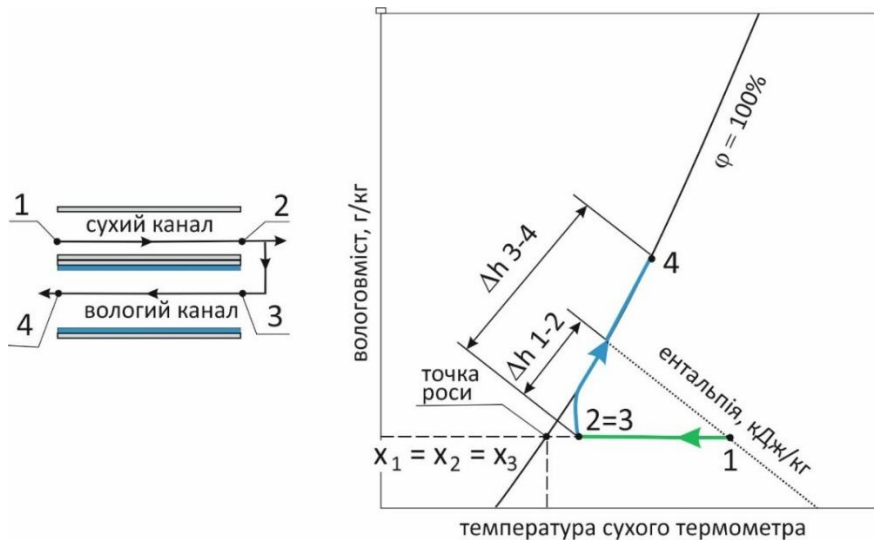


Рис. 1. Принципова схема одного з варіантів тепломасообмінного апарата за циклом Майсоценка для охолодження повітря та психрометрична діаграма процесу

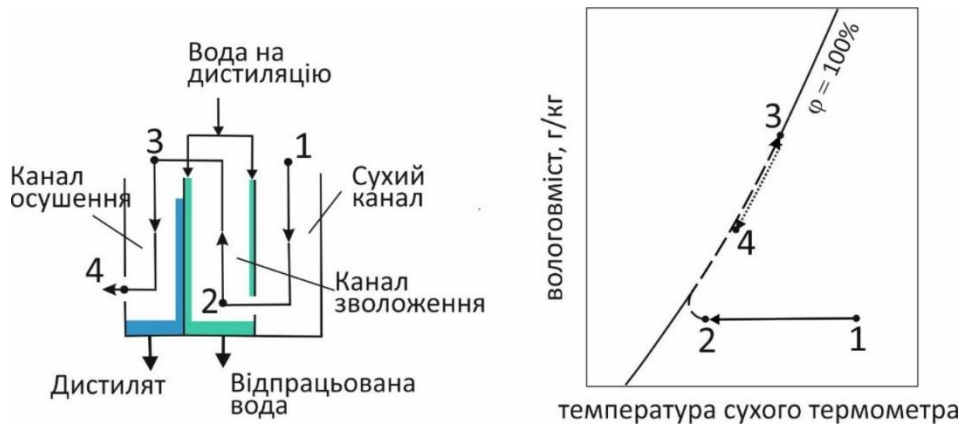


Рис. 2. Принципова схема однокаскадного тепломасообмінного апарата за циклом Майсоценка для дистиляції води та психрометрична діаграма процесу

На цей час розроблені різні варіанти апаратів дистиляції та опріснення води за циклом Майсоценка. Виконане в роботі [11] термодинамічне моделювання трьох методів «зволоження – осушення» показало, що на відміну від циклів прямого й непрямого зволоження – осушення цикл Майсоценка має потенціал для досягнення температури точки роси повітря, що подається, однак наближення до точки роси на практиці є проблематичним і потребує значної довжини каналів. Згідно з результатами дослідження опріснювальна установка за циклом Майсоценка є найменш енергоємною з трьох розглянутих схем. У роботі [12] виконано термодинамічний аналіз схеми опріснення на основі «зволоження – осушення» з використанням М-циклу та сонячного водонагрівача. Сформульовані основні фактори, які впливають на продуктивність системи

опріснення та споживання енергії. Показано, що посилення вихідної потужності та питоме споживання енергії показують протилежну тенденцію для всіх розглянутих випадків. У роботі [13] виконано математичне моделювання гібридної установки охолодження житлового будинку та опріснення на основі циклу Майсоценка з фотоелектричними / термальними сонячними колекторами.

У роботі [14] запропонована та математично змодельована опріснювальна установка «зволоження – осушення», що працює від сонячної енергії та використовує зволожувач повітря за циклом Майсоценка. Порівняльне дослідження показало, що запропонована схема забезпечує на 30% вищу продуктивність прісної води, на 46% більший коефіцієнт відновлення та на 11% більший коефіцієнт посилення вихідної потужності

порівняно з системою опріснення на основі зволожувача прямої схеми. У роботі [15] розглянута схема непрямого випаровування для відновлення та повторного використання стічних вод на основі М-циклу. Розроблена та протестована установка дистиляції води, в якій блок дистиляції води складається з трьох суміжних каналів: сухого, випарного та конденсаційного. Попередні експерименти на дистиляційній установці дали змогу оцінити нову концепцію непрямого випаровування для відновлення стічних вод. Експерименти показали необхідність попереднього нагрівання стічної води до 60 °C для збільшення потоку водяного конденсату. У роботі [16] представлена пілотна установка для одночасного вироблення холоду за допомогою М-циклу та опріснення морської води.

Згідно з дослідженнями Pandelidis et al. [8], ключовою перевагою процесу дистиляції за циклом Майсоценка є те, що прихована теплота конденсації, яка виділяється у сухому каналі, не втрачається, а використовується як джерело енергії для випаровування води у вологому каналі. Це забезпечує високу термічну ефективність (COP) процесу. Зроблено висновок, що, термодинамічна ефективність процесу дистиляції в таких системах базується на унікальній рекуперації теплоти. Процес відбувається в рекуперативному тепломасообміннику зі складною геометрією потоків.

Мета роботи

Аналіз наявних джерел літератури показав перспективність застосування М-циклу для дистиляції та опріснення води. Цей метод має просту конструкцію, достатньо високу продуктивність з відносно малими енергозатратами, і його можна застосовувати з відновлюваними джерелами енергії. Також він задовольняє

вимогам до якості очистки води від домішок – більше 99 % – це рівень найпоширеніших сучасних методів очищення, як-от зворотний осмос та адсорбційне очищення. При цьому застосування відновлюваних джерел енергії у зв'язці з цим методом дає змогу задовольнити сучасні вимоги до екологічної безпеки і суттєво знизити енергетичні витрати. Попри перспективність цього методу дистиляції води, наявні результати носять загалом теоретичний характер, недостатньо експериментальних досліджень, щоби створювати ефективніше устаткування. Метою цієї роботи є створення та тестування апарату однокаскадної схеми для дистиляції води, що працює за М-циклом з перехресним током теплоносіїв та капілярно-пористою структурою у вологих каналах.

Експериментальна установка та вимірювальна апаратура

Для апробації запропонованої однокаскадної схеми було створено та випробувано прототип установки, який планується використовувати в подальших дослідженнях. Ключовою проблемою класичних випарних охолоджувачів є нерівномірне змочування пластин, що знижує інтенсивність масообміну у вологих каналах. Для вирішення цієї проблеми у запропонованій конструкції застосована капілярно-пориста структура для капілярного підйому води з нижнього резервуара відповідно до схеми, запропонованої в роботі [17]. Цей матеріал забезпечує швидкий підйом води та її випаровування, рівномірніший розподіл вологи по площі теплообміну, та зниження аеродинамічного опору вологого каналу порівняно з традиційними форсунковими системами. Схему та загальний вигляд установки показано на рис. 3 та 4.

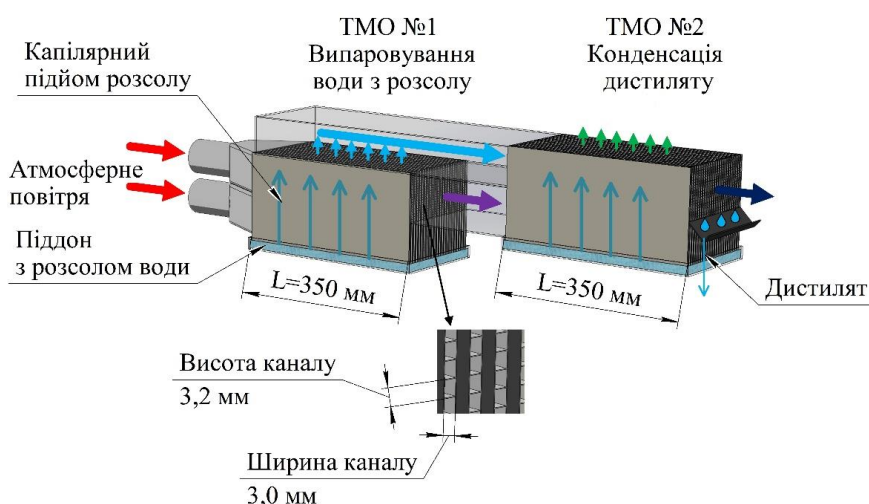


Рис. 3. Схема однокаскадної установки для отримання дистильованої води за циклом Майсоценка

Конструкція прототипу виконана за однокаскадною схемою з перехресною течією, що дало змогу спростити технологію виробництва компонентів установки методом 3D-друку та знизити її вартість. Вона умовно складається з двох теплообмінних апаратів: випаровування (ТМО № 1), та конденсації (ТМО № 2). Довжина каналів

L обох блоків дорівнювала 350 мм, еквівалентний діаметр каналів d_e та відносна довжина L/d_e становили, відповідно, 3,1 та 113 мм.

Під час випробувань установки вимірювали витрату повітря, температуру та відносну вологість в основних вузлах робочого тракту, а також кількість конденсату, що

утворювався на виході з каналів. Схема вимірювань та параметри потоку наведені на рис. 5. Температура та вологість повітря вимірювалась термогігрометром

TESTO 605i, витрата повітря – анемометром TESTO 417-2. Витрата і число Рейнольдса в каналах установки представлені в табл. 2.

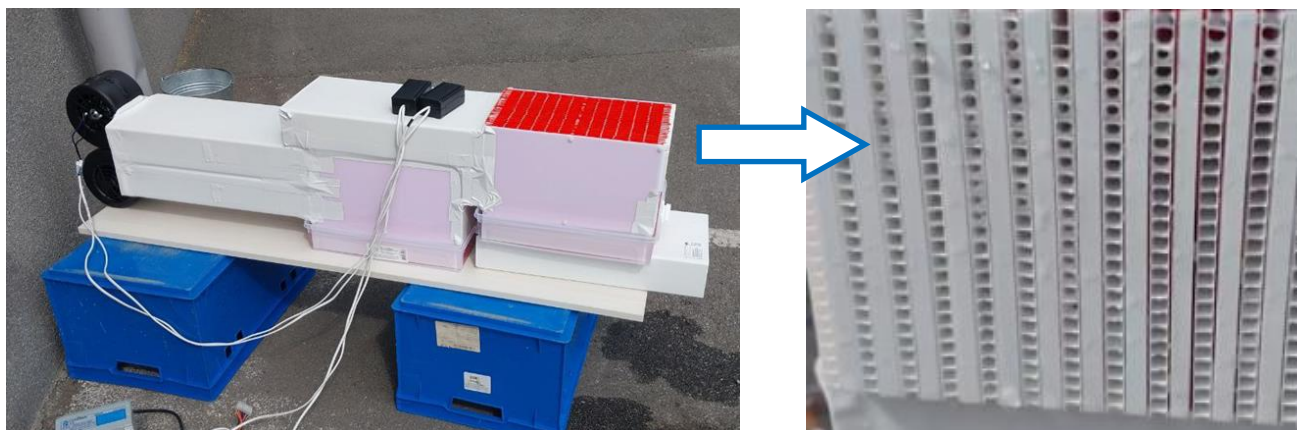


Рис. 4. Загальний вигляд однокаскадної установки

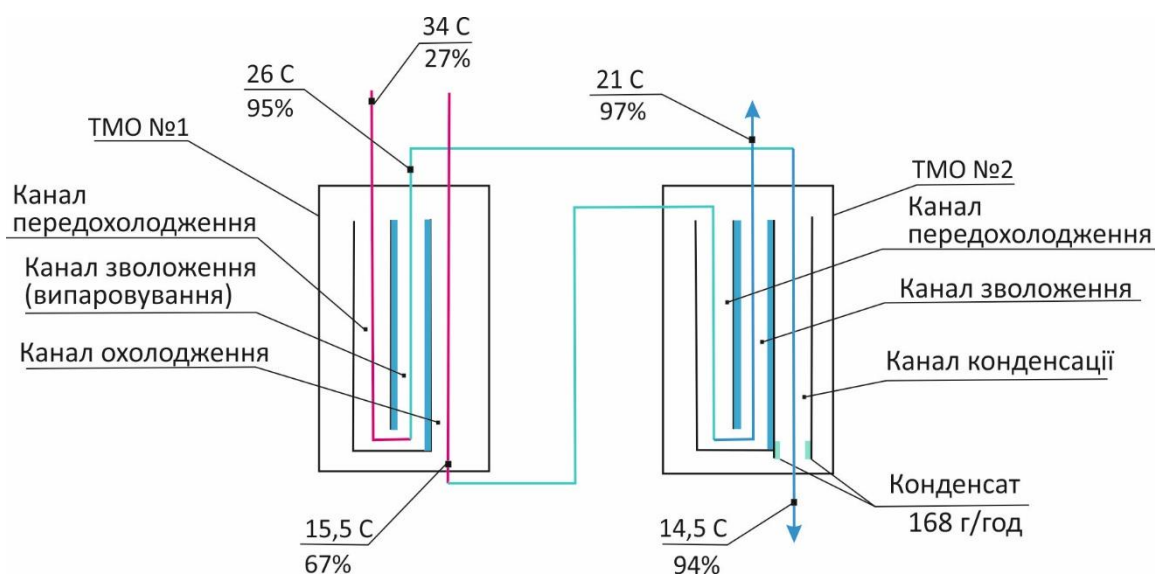


Рис. 5. Схема вимірювань робочих параметрів

Результати випробувань

Результати концептуального тестування установки наведено в табл. 2. Вимірювання виконані при ламінарному режимі течії в каналах, витрата повітря становила $14 \text{ м}^3/\text{год}$, а число Рейнольдса – 133,4. У подальших експериментах буде вивчено вплив числа Рейнольдса, а також інших факторів на характеристики установки. Питомі енерговитрати на вироблення конденсату та якість води виявились приблизно на рівні парокompресійної установки, але представлений прототип не потребує джерел високого тиску, його конструкція значно простіша, без рухомих елементів.

Напряцювання конденсату визначали двома різними способами: безпосередньо (вимірюванням кількості конденсату) та розрахунково, за діаграмою вологого повітря, з використанням даних щодо температури та

вологості на вході та виході в каналах установки. Розбіжність цих даних становила 2,4 %, що свідчить про хорошу точність проведення експериментів. Продуктивність вироблення конденсату становила близько 170 г/год . Також було розраховано коефіцієнт вилучення вологи, який показує частку вологи, що була випарувана в повітря (у ТМО № 1), вдалося повернути у вигляді дистильованої води (у ТМО № 2):

$$\mu_{\text{вим}} = \frac{d_{\text{макс}} - d_{\text{вих}}}{d_{\text{макс}} - d_{\text{вх}}};$$

де d_{max} – вологовміст насиченого повітря за вхідної температури (г вологи/кг сухого повітря), $d_{\text{вх}}$ і $d_{\text{вих}}$ – вологовміст потоку повітря на вході в апарат та на виході з нього. Розрахунки показали, що цей коефіцієнт становить 93,8 %, що демонструє достатньо високу ефективність конденсації вологи в каналах охолодження.

Таблиця 2. Результати тестування установки

Параметр	Значення параметра				
	На вході в установку	ТМО № 1		ТМО № 2	
		На виході з вологого каналу	На виході з охолоджувального каналу	На виході з вологого каналу	На виході з охолоджувального каналу
Витрата повітря, м ³ /год		14	14	14	14
Швидкість повітря в каналі, м/с		0,21	0,65	0,21	0,65
Еквівалентне число Рейнольдса, Re_{eq}			133,3		133,3
Температура повітря, °С	34	26	15,5	21	14,5
Відносна вологість повітря, %	27	95	67	97	94
Вологовміст, г/кг	9	20,3	7,3	15,2	9,7
Продуктивність за конденсатом, м ³ /год				0,000168	
Енергоспоживання вентиляторів, Вт		2			
Енергозатрати на виробництво конденсату, кВт*год/м ³		11,9			

Термодинамічну ефективність елементарної комірки за М-циклом визначали окремо для блоку випаровування (ТМО № 1) та апарата в цілому (випаровування + конденсація) за такими співвідношеннями [17]:

за температурою мокрого термометра

$$\varepsilon_{MT} = \frac{t_1 - t_{вих}}{t_1 - t_{MT}};$$

за температурою точки роси

$$\varepsilon_{TP} = \frac{t_1 - t_{вих}}{t_1 - t_{TP}}.$$

де t_1 – температура повітря на вході в апарат у точці 1 (див. діаграму на рис. 2); t_{MT} та t_{TP} – температури мокрого термометра й точки роси для вхідного повітря; $t_{вих}$ – вихідна температура повітря (для ТМО № 1 вона дорівнює температурі в точці 2, а для апарата в цілому в точці 4, див. діаграму на рис. 2).

Експериментальні дані щодо термодинамічної ефективності представлені в табл. 3.

Таблиця 3. Термодинамічна ефективність

Параметр	ТМО № 1 випаровування	Апарат в цілому
ε_{MT}	1,33	1,4
ε_{TP}	0,86	0,9

Експериментальні дані щодо термодинамічної ефективності комірки за М-циклом представлені в табл. 3. Як видно в таблиці, термодинамічна ефективність комірки, розрахована за температурою мокрого термометра,

перевищує одиницю, що є дуже важливим науковим і прикладним результатом. При цьому підвищення термодинамічної ефективності апарата в цілому (ТМО № 1 + ТМО № 2) порівняно з ТМО № 1 становить 4 %. Термодинамічна ефективність комірки за температурою точки роси близька до одиниці, і також слабо зростає за рахунок установки другої комірки. Як і в роботі [17], такі високі характеристики термодинамічного циклу досягнуто при ламінарному режимі течії ($Re_{eq} = 133$). У роботі [17] при $Re_{eq} = 133$ термодинамічна ефективність ε_{MT} становила $\approx 1,10$, а $\varepsilon_{TP} \approx 0,85$. Принципово можливе подальше збільшення цих параметрів, однак це потребує значного підвищення відносної довжини установки, що пов'язано з додатковими енергетичними затратами.

Слід зазначити, що в експериментах було виявлено утримання деякої частини конденсату в каналах конденсації за рахунок сил поверхневого натягу та капілярного ефекту, що блокувало вільний вихід конденсату. Це вимагало періодичного механічного видалення рідини. Для запобігання цьому ефекту під час проектування установки канали конденсації мають бути достатньо великих розмірів.

Задачі подальших досліджень

У подальшій роботі для удосконалення процесу дистиляції планується застосування кількох ступенів тепломагнітних апаратів з перехресною течією, що використовуються для випаровування та подальшої конденсації водяних парів. Це забезпечить вищу ефективність процесу дистиляції, підвищить продуктивність, та знизить енергозатрати. Замість одного протитечійного тепломагнітного апарата може бути встановлена багатоступенева система послідовних

тепломасообмінних апаратів з перехресною течією, випарні канали якої розташовані перпендикулярно до каналів охолодження та конденсації. Регулювання продуктивності апарата здійснюватиметься збільшенням кількості ступенів передохолодження та безпосередньо тепломасообмінних апаратів. Канали тепломасообмінного апарата організовані в такий спосіб, що кожен передохолоджений канал додатково охолоджує наступний, і так далі, що дає змогу наблизитись до температури точки роси з мінімальними втратами тиску. Дослідження показали, що тепломасообмінні апарати з перехресною течією характеризуються конструктивною простотою та можливістю їх масштабування для досягнення бажаної потужності. Завдяки цьому можна досягати умов, близьких до точки роси, що неможливо для однокаскадних схем. Можливість модульного масштабування тепломасообмінних апаратів дає змогу регулювати ефективність і продуктивність апарата, що забезпечує його ефективне застосування в різних кліматичних зонах. Конфігурація тепломасообмінних апаратів з перехресною течією з багатоступеневим передохолодженням випарних каналів дає змогу досягти високої ефективності з мінімальними втратами тиску, а також забезпечити вищу надійність за рахунок відносно простої конструкції і меншої кількості елементів. Буде також вивчена можливість використання гідрофільних / гідрофобних матеріалів, які забезпечать вільне гравітаційне стікання плівки конденсату. Новизна технічних рішень установок захищена заявками на інтелектуальну власність [18, 19].

Висновки

- У роботі представлено результати концептуального дослідження дистиляції води в однокаскадному тепломасообмінному апараті за циклом Майсоценка з перехресним током теплоносіїв та капілярно-пористою структурою у вологих каналах. Отримані результати підтвердили високу термодинамічну ефективність концепції, при ламінарному режимі в каналах. Досягнутий коефіцієнт ефективності за мокрим термометром становив 1,4, а за температурою точки роси – 0,9.
- Коефіцієнт вилучення вологи становив 93,8 %, що свідчить про мінімальні втрати вологи в апараті. Загальна продуктивність установки становила 0,168 л/год за енерговитрат 11,9 кВт·год/м³, що є технічно прийнятним показником.
- Виявлено суттєвий вплив сил поверхневого натягу та капілярного ефекту на умови видалення сконденсованої вологи, що обмежує мінімальний розмір каналів конденсації апарата. З огляду на це в конструкції апарата слід використати гідрофільні / гідрофобні матеріали, які забезпечать умови для вільного гравітаційного стікання плівки конденсату.
- Конструкція апарата є технологічною, вона дає змогу використовувати доступні матеріали та адитивну технологію (3D-друк) виробництва, що суттєво знижує капітальні витрати порівняно з традиційними технологіями дистиляції.
- Подальші дослідження буде спрямовано на вивчення різних факторів, які визначають термодинамічну ефективність і продуктивність однокаскадного тепломасообмінного апарата за циклом Майсоценка (число Рейнольдса в каналах, температура на вході, концентрація розчину, інтенсифікація тепло- і масообміну тощо). У перспективі значний інтерес становитиме застосування дво- та трикаскадної схеми тепломасообмінного апарата з метою підвищення термодинамічної ефективності циклу.

Дослідження проводилось у межах науково-дослідної роботи «Теплофізичні засади підвищення енергоекологічної ефективності в теплоенергетиці і енергомашинобудуванні при використанні традиційних енергоресурсів, відновлюваних газів та твердих відходів», що фінансується Національною Академією наук України з державного бюджету, номер проєкту 1.7.1.909, та в межах проєкту Відділення цільової підготовки НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського» при Національній Академії наук України «Тепломасообмін в апараті Майсоценка з капілярно-пористими стінками та нові застосування в енергетиці, теплопостачанні та вентиляції будівель», Договір № 2026/ТФ/01.

ПОСИЛАННЯ

1. World Bank, High and Dry: Climate Change, Water, and the Economy, Washington, DC: World Bank, 2016.
2. World Bank, WB Confronts US\$260 Billion a Year in Global Economic Losses from Lack of Sanitation, Washington, DC: World Bank, 2013.
3. Grand View Research, Industrial Water Treatment Market Size, Share & Trends Analysis Report, 2025-2033, San Francisco: Grand View Research, 2025.
4. Fortune Business Insights, Desalination Technologies Market Size, Share & Global Growth Analysis, 2024-2032, Pune: Fortune Business Insights, 2024.
5. Al-Karaghoul A., Kazmerski L. L. Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 24, 343-356.
6. Elimelech M., Phillip W. A. The future of seawater desalination: energy, technology, and the environment. Science, 2011, 333(6043), 712-717.
7. Curto D., Franzitta V., Guercio A. A review of the water desalination technologies. Applied Sciences, 2021, 11(2), 670.
8. Pandelidis D., Cicho A., Pacak A., Drąg P., Drąg M., Worek W., Cetin S. Water desalination through the

- dewpoint evaporative system. *Energy Conversion and Management*, 2021, 229, 113757.
9. aisotsenko V. et al. Method and apparatus of indirect-evaporation cooling. US Patent 6497107, 2002.
 10. Maisotsenko V., Gilan L., Gilan A., Gilan R. Water desalination method and apparatus. US Patent 8613839, 2013.
 11. Mohammed M., Alqahtani N. K., Asfahan H. M., Sultan M. Evaporation-Assisted Humidification–Dehumidification Cycles for Desalination Application in Tropical and Subtropical Regions, *Water*, 2023, 15, 1125.
 12. Aziz M. A., Lin J., Mikšić F., Miyazaki T., Thu K., The second law analysis of a humidification-dehumidification desalination system using M-cycle, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, 52, 102141.
 13. Wang N., Wang D., Dong J., Wang H., Wang R., Shao L., Zhu Y., Performance assessment of PCM-based solar energy assisted desiccant air conditioning system combined with a humidification-dehumidification desalination unit. *Desalination*, 2020, 496, 114705.
 14. Tariq R., Nadeem A., Xamán A. S., Bassam X. An innovative air saturator for humidification-dehumidification desalination application. *Applied Energy*, 2018, 228, 789-807.
 15. Chudnovsky Y., Kozlov A. Integrated Wastewater Recovery and Reuse via Waste Heat Utilization. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), 2013, V. 8.
 16. Chen Q., Burhan M., Shahzad M. W., Ybraiyimkul D., Akhtar F. H., Ng K. C. Simultaneous production of cooling and freshwater by an integrated indirect evaporative cooling and humidification-dehumidification desalination cycle. *Energy Conversion and Management*, 2020, 221, 113169.
 17. Ступак О. С., Халатов А. А. Тепло- та масообмін в новому енергоефективному тепломасообмінному апараті за М-циклом. К.: Наук. думка, 2021. 106 с.
 18. Сорока П. та ін. (Інститут технічної теплофізики НАН України). Апарат для отримання дистильованої води. Заявка на винахід України № а202406214, 2024.
 19. Сорока П. та ін. (Інститут технічної теплофізики НАН України). Апарат для отримання дистильованої води. Заявка на корисну модель України № u202406215, 2024.

TECHNOLOGY AND INSTALLATION FOR THE PRODUCTION OF DISTILLED WATER BY THE MAISOTSENKO CYCLE

Received on Feb. 19. 2026; accepted 22 Mar. 2026
Available online 25 Mar. 2026

Soroka P.¹, Khalatov A.², Borysov I.³, Stupak O.⁴

Author for correspondence: Soroka Pavlo,
e-mail: sorokua@gmail.com

Abstract. *The global problem of the drinking water shortage is considered, and the main properties of existing water desalination and distillation technologies, based on "humidification-dehumidification" devices, are analyzed. An innovative experimental rig for the distilled water production, based on the Maisotsenko cycle (M-cycle) with a cross-flow scheme, has been developed and tested. The design of a single-stage prototype is described, the test results and energy performance are presented. The possibility of the water condensate production with an energy consumption of 11.9 kWh/m³ is experimentally confirmed. The prospects for the equipment improvement when using the multi-stage distillation scheme are considered.*

Keywords: *water distillation; Maisotsenko cycle; single-stage installation; efficiency; productivity.*

¹ Graduate student

<https://orcid.org/0009-0007-6387-6906>

² Academician of NAS of Ukraine, Doctor of technical sciences

<https://orcid.org/0000-0002-7659-4234>

³ PhD

<https://orcid.org/0000-0001-7696-3901>

⁴ PhD

<https://orcid.org/0000-0002-8283-3115>

^{1, 2, 3, 4} Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine

Abbreviations

HMX – heat/mass transfer exchanger

Introduction

The global water crisis is one of the key problems of our time, and overcoming it is estimated to cost trillions of dollars. According to the World Bank report "High and Dry," water scarcity could lead to a decline in the GDP of certain regions by up to 6% by 2050 [1], with catastrophic economic consequences. Annual economic losses due to the lack of access to clean water (sanitation, health, productivity) amount to approximately \$260 billion [2]. Therefore, significant efforts by scientists, engineers, and technologists are currently directed towards researching and developing new water distillation and desalination technologies, with this activity increasing every year. The industrial water treatment market is valued at \$140 billion [3], and the desalination technologies segment is projected to reach \$50 billion by 2032 [4], indicating significant potential for innovation in this field.

Currently, two main technologies are used for the distilled water production: membrane and thermal technologies. Among membrane technologies, reverse osmosis [5, 6] and electrodialysis [7] are the most common ones, while thermal methods include multi-stage and vapor compression distillation, as well as multi-stage flash distillation [8]. Compared to the thermal methods, the membrane technologies require somewhat lower capital costs and an order of magnitude less energy consumption, but they yield significantly lower water quality. The disadvantages of thermal

technologies include their bulkiness and scaling issues. Mechanical vapor compression technology is also utilized; it ensures high water quality but requires complex compressor equipment and has higher electricity consumption [8]. A comparison of the primary water desalination and distillation methods is presented in Table 1.

The indicators in Table 1 reflect only the external (exogenous) energy consumption required for the operation of each specific system. For traditional thermal methods, the thermal energy consumption for boiling from an external source is specified, whereas in technologies such as MVC or "humidification-dehumidification," the energy for evaporation is generated within the cycle through mechanical work or recuperation. This comparison allows for an assessment of the net consumption of resources supplied to the installation from external sources.

It should be noted that membrane technologies have technical limitations associated with increasing salt concentration—specifically, a rapid rise in osmotic pressure and the risk of irreversible fouling of expensive membranes. These limitations prevent deep concentration of solutions without compromising energy efficiency and equipment service life. Therefore, brine disposal is regarded as a critical disadvantage of RO technology. Regarding the low recovery rate in MSF systems (10-25%), this is due to the large volume of wastewater discharged for system cooling and salt

removal, whereas other systems allow for a higher concentration of the feed solution without the risk of instantaneous equipment failure. For instance, this indicator ranges

from 35-50% for reverse osmosis and reaches as much as 80-90% for electro dialysis.

Table 1. Comparison of water desalination and distillation methods

Technology	Specific energy consumption, kWh/m ³		Operating costs, USD/m ³	Water quality (TDS), ppm	Advantages	Disadvantages
	Electrical energy	Thermal energy				
Reverse Osmosis (RO)	4–8	–	0.5 – 1.0	< 500	Mature technology; compactness; widespread adoption	High pressure; expensive membranes; chlorine sensitivity; brine disposal issues
Electrodialysis (ED)	2.8–5.5	–	0.4 – 0.7	< 500	High water recovery; durable membranes; low pressure	Ineffective for seawater (TDS > 3000 ppm); does not remove organic matter and bacteria
Mechanical Vapor Compression (MVC)	7–12	–	0.6 – 1.0	< 10	Compactness; standalone operation (electricity only); high water purity	Complex compressors; noise; vibration; high operating costs
Thermal Vapor Compression (TVC)	1.6 – 1.8	14.5	0.7 – 1.0	< 10	Efficient vapor recovery; no moving parts (ejector)	Requires a high-pressure steam source; low water recovery
Multi-Effect Distillation (MED)	2 – 2.5	12-19	0.8 – 1.2	< 10	High heat transfer coefficient; less scaling (lower operating temperature)	High capital costs; difficulty in scaling a single unit
Multi-Stage Flash (MSF)	2.5 – 5	16-24	1.0 – 1.5	< 500	Reliability; large unit capacity; waste heat utilization	Corrosion; bulkiness; very low water recovery rate

Consequently, there is an urgent need to develop a competitive, low-cost, and energy-efficient method for distilled water production. The primary research focus is on finding a compromise among specific energy consumption, design manufacturability, and product quality. Among such methods, innovative developments, based on the "humidification-dehumidification" (HDH) principle, stand out. These can be classified as thermal methods; however, they differ in that the water is not heated to its boiling point, which significantly simplifies the requirements for technological equipment. Current applications include direct evaporative HDH, indirect evaporative HDH, and evaporative HDH based on the Maisotsenko cycle. A comparative study of these methods is presented in [8].

The Maisotsenko Cycle and its Application for Water Distillation

Among the "humidification-dehumidification" (HDH) methods, distillation based on the Maisotsenko cycle is particularly noteworthy. This process utilizes the environmental potential, combining relatively low energy consumption with low capital and operating costs. Unlike traditional methods, limited by the wet-bulb temperature (t_{wb}), the M-cycle allows for cooling the working medium down to the dew point temperature (t_{dp}). This significantly expands the potential of both the humidification and moisture condensation processes [8].

The first units operating on the Maisotsenko cycle were designed for air cooling [9], and only later were technical solutions for water distillation proposed [10]. The schematic and the diagram of the M-cycle cooling process are shown in Fig. 1. Due to heat exchange with the adjacent wet channel, air in the dry channel is cooled to a temperature approaching the dew point (process 1–2); this cooled air is then directed into the wet channel, where it moves in a counterflow or cross-flow pattern relative to the flow in the dry channel. As it evaporates from the surface of the wet channel, this air absorbs heat (both sensible and latent) removed from the dry channel (process 3–4). The schematic and diagram of a single-stage distillation process are shown in Fig. 2. The apparatus consists of three channels, namely: a dry channel, a humidification (evaporation) channel, and a dehumidification (condensation) channel. Air enters at point 1, passes through the dry channel, and enters the humidification channel at point 2. There, it comes into contact with water on the wet channel wall, humidifying the air at point 3 theoretically up to 100%. Subsequently, the moist air enters the dehumidification channel, where water vapor condenses due to cooling, and the distilled water is collected at the bottom of the channel. The exhaust air exits at point 4, and the wastewater is drained at the bottom of the wet channel.

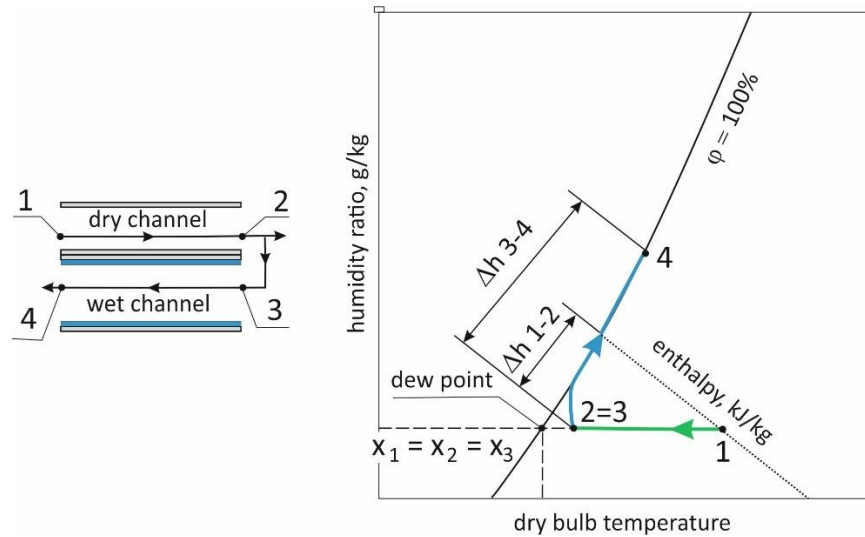


Fig. 1. Schematic of one variant of a heat and mass exchanger using the Maisotsenko cycle for air cooling and a psychrometric diagram of the thermodynamic process

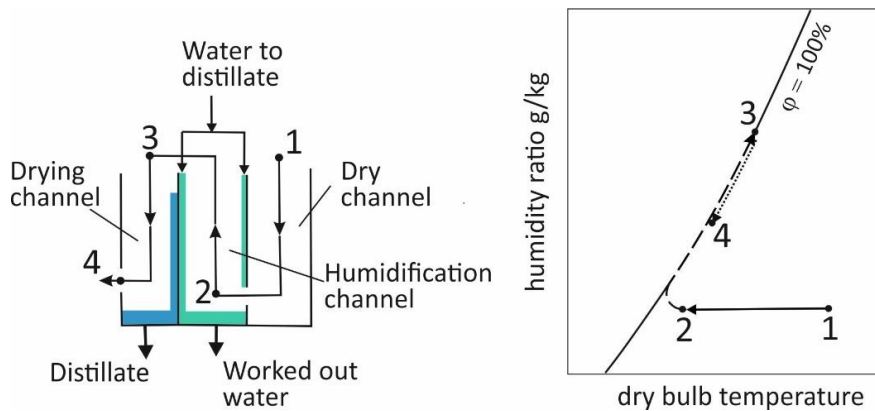


Fig. 2. Schematic of a single-stage heat and mass exchanger using the Maisotsenko cycle for water distillation and psychrometric diagram of the process

Currently, various designs for distillation and water desalination units based on the Maisotsenko cycle have been developed. Thermodynamic modeling of three "humidification-dehumidification" (HDH) methods conducted in [11] demonstrated that, compared to direct and indirect HDH cycles, the Maisotsenko cycle has the potential to reach the dew point temperature of the inlet air; however, approaching the dew point in practice is problematic and requires significant channel lengths. According to the research results, the M-cycle desalination unit is the least energy-intensive among the three considered configurations. In [12], a thermodynamic analysis of an HDH-based desalination scheme using the M-cycle and a solar water heater was performed. The primary factors influencing the performance of the desalination system and its energy consumption were identified. It was shown that the increase in output power and the specific energy consumption exhibit opposing trends in all considered cases. Finally, [13] presents the mathematical modeling of a hybrid residential cooling and desalination system based on the Maisotsenko cycle integrated with photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors.

In [14], a solar-powered humidification-dehumidification (HDH) desalination unit utilizing an M-cycle air humidifier is proposed and mathematically modeled. A comparative study demonstrated that the proposed scheme provides a 30% higher fresh water yield, a 46% higher recovery ratio (RR), and an 11% higher Gained Output Ratio (GOR) compared to a desalination system based on a direct-contact humidifier. In [15], an indirect evaporation scheme for wastewater recovery and reuse based on the M-cycle is considered. A water distillation unit was developed and tested, featuring a distillation block consisting of three adjacent channels: dry, evaporative, and condensation. Preliminary experiments on this unit enabled assessment of the new indirect evaporation concept for wastewater recovery. The results indicated the necessity of preheating the feed wastewater to 60°C to increase the water condensate flux. Finally, [16] presents a pilot plant designed for the simultaneous production of cooling via the M-cycle and seawater desalination.

According to the research of Pandelidis et al. [8], the key advantage of the Maisotsenko cycle distillation process is that the latent heat of condensation released in the dry channel is not lost; instead, it is utilized as an energy source for water evaporation in the wet channel. This ensures high thermal efficiency (COP) of the process. It is concluded that the thermodynamic efficiency of the distillation process in such a system is rooted in this unique heat recovery. The process takes place in a recuperative heat and mass exchanger (HMX) featuring complex flow geometry.

Objective of the work

An analysis of available literature has demonstrated the promising prospects of utilizing the M-cycle for water distillation and desalination. This method is characterized by a simple design, high productivity, and relatively low energy consumption, which facilitates its integration with renewable energy sources. Furthermore, it meets stringent water purification requirements, removing more than 99% of impurities—a performance level comparable to common modern purification methods such as reverse osmosis and adsorption. The application of renewable energy sources in conjunction with this method meets contemporary environmental safety standards and significantly reduces energy expenditures. However, despite the potential of this

distillation technique, current findings remain largely theoretical; there is a lack of experimental research necessary for the development of more efficient equipment. The objective of this work is to develop and test a single-stage water distillation apparatus operating according to the M-cycle, featuring a cross-flow configuration and a capillary-porous structure in the wet channels.

Experimental installation and measuring equipment

To validate the proposed single-stage configuration, a prototype unit was developed and tested, which is intended for use in further research. A critical challenge in traditional evaporative coolers is the non-uniform wetting of the plates, which impairs mass transfer intensity within the wet channels. To overcome this issue, the proposed design incorporates a capillary-porous structure to facilitate the capillary rise of water from a bottom reservoir, following the scheme suggested in [17]. This material ensures rapid water transport and evaporation, a more uniform moisture distribution across the heat-exchange surface, and lower aerodynamic resistance in the wet channel compared to conventional nozzle-based (spray) systems. The schematic and general view of the setup are presented in Figs. 3 and 4.

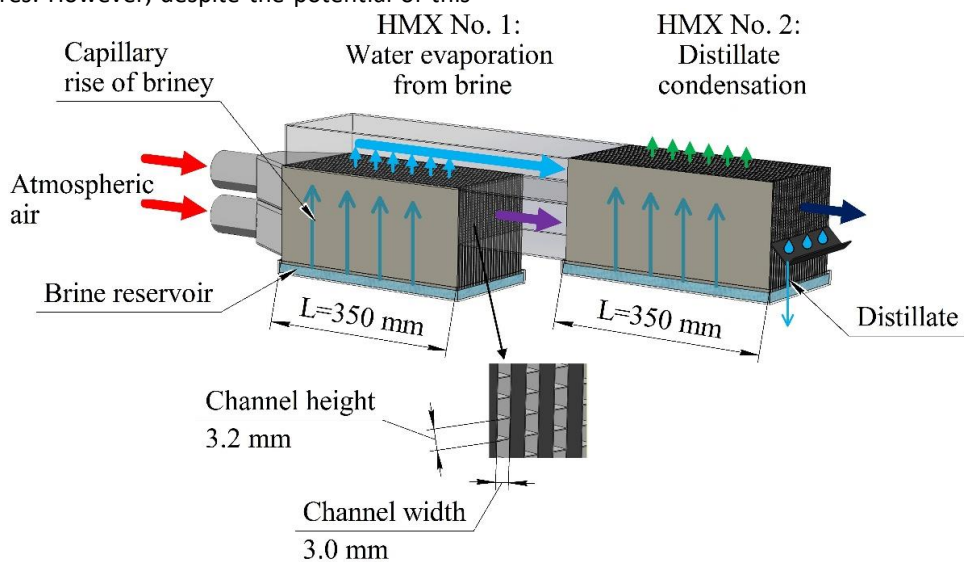


Fig. 3. Schematic view of a single-stage installation for producing distilled water using the Maisotsenko cycle

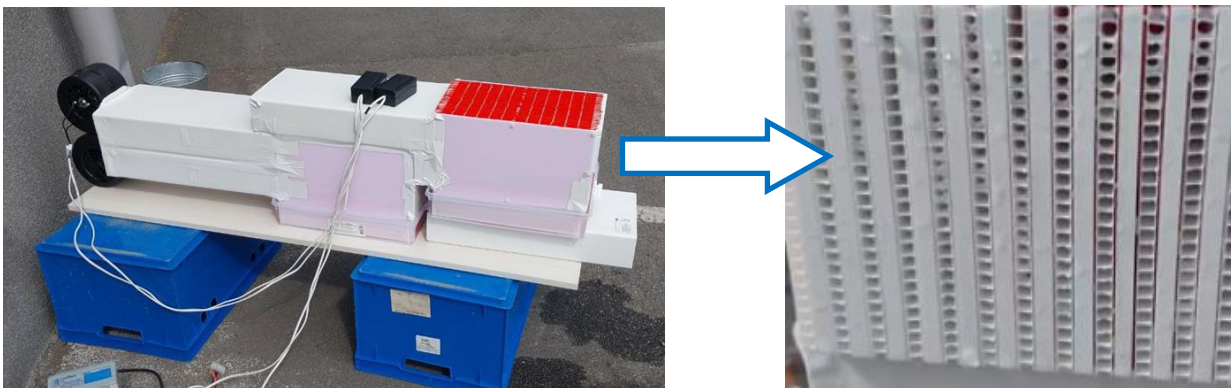


Fig. 4. General view of a single-stage installation

The prototype design follows a single-stage cross-flow configuration, which simplified the manufacturing of components via 3D printing and reduced the total cost of the unit. It nominally consists of two heat and mass exchangers: an evaporator (HMX No. 1) and a condenser (HMX No. 2). The channel length (L) for both units is 350 mm, while the equivalent channel diameter d_e and relative length L/d_e were 3.1 mm and 113, respectively.

During testing of this unit, the air flow rate, temperature, and relative humidity are measured at key points along the working circuit, as well as the amount of condensate formed at the channel outlets. The measurement scheme and flow parameters are presented in Fig. 5. Air temperature and humidity are measured using the TESTO 605i thermohygrometer, while the air flow rate is measured with the TESTO 417-2 anemometer. The flow rates and Reynolds numbers within the unit's channels are presented in Table 2.

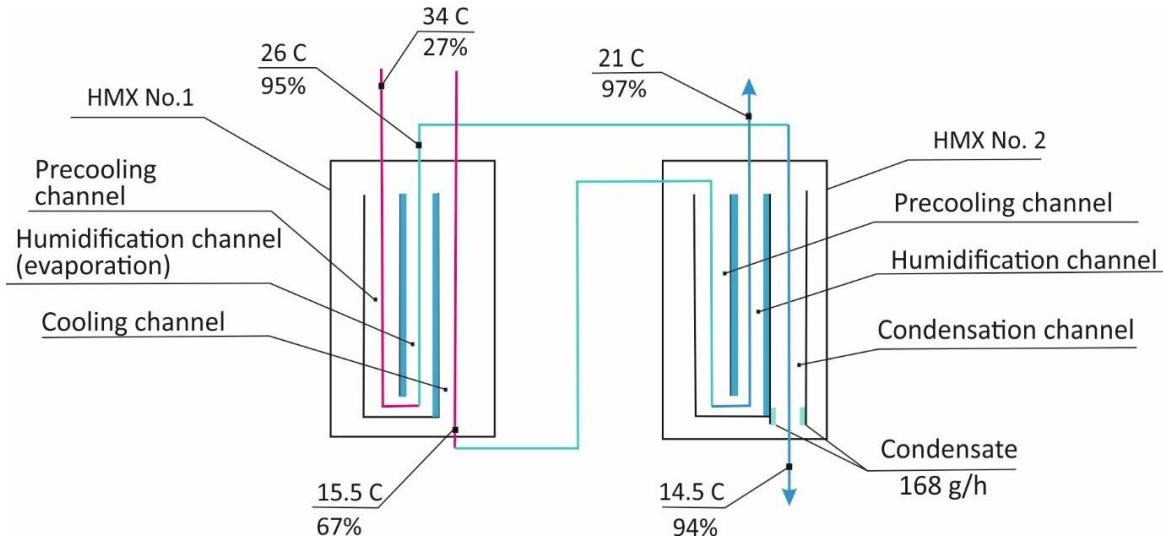


Fig. 5. Scheme of measurements of operating parameters

Test results

The results of the conceptual testing of the unit are presented in Table 2. Measurements are carried out under a laminar flow regime within channels, with an air flow rate of 14 m³/h and a Reynolds number of 133.4. Future experiments will investigate the influence of Reynolds number,

jointly with the other factors, on the system's performance characteristics. It was observed that the specific energy consumption for condensate generation and the resulting water quality were comparable to those of a vapor-compression system; however, the presented prototype does not require high-pressure sources and features a significantly simpler design with no moving parts.

Table 2. Installation test results

Parameter	Parameter values				
	At the unit inlet	HMX No. 1		HMX No. 2	
		At the wet channel outlet	At the dry channel outlet	At the wet channel outlet	At the dry channel outlet
Air flow rate, m ³ /h		14	14	14	14
Air velocity in the channel, m/s		0.21	0.65	0.21	0.65
Equivalent Reynolds number, Re_{eq}			133.3		133.3
Air temperature, °C	34	26	15.5	21	14.5
Relative humidity, %	27	95	67	97	94
Humidity ratio, g/kg	9	20.3	7.3	15.2	9.7
Condensate production rate, m ³ /h				0.000168	
Fan power, W		2			
Specific energy consumption, kWh/m ³		11.9			

The condensate production was determined using two different methods: directly (by measuring the quantity of collected condensate), and by calculation, using a psychrometric chart based on the temperature and humidity data at the inlets and outlets of the unit's channels. The discrepancy between these two methods was 2.4%, indicating high experimental accuracy. The condensate production rate was approximately 170 g/h. Additionally, the moisture extraction coefficient was calculated, which represents the fraction of moisture evaporated into the air (within HMX No. 1) that was successfully recovered as distilled water (within HMX No. 2):

$$\mu_{sat} = \frac{d_{max} - d_{out}}{d_{max} - d_{in}};$$

where d_{sat} is the humidity ratio of saturated air at the inlet temperature (g moisture/kg dry air), d_{in} and d_{out} are the humidity ratios of the air stream at the inlet and outlet of the apparatus, respectively. Calculations showed that this coefficient is 93.8%, which demonstrates a high efficiency of moisture condensation within the cooling channels.

The thermodynamic efficiency of the M-cycle unit cell was evaluated separately for the evaporation block (HMX No. 1) and the system as a whole (evaporation and condensation) based on the following relations [17]:

Wet-bulb efficiency

$$\varepsilon_{wb} = \frac{t_1 - t_{out}}{t_1 - t_{wb}};$$

Dew-point efficiency

$$\varepsilon_{dp} = \frac{t_1 - t_{out}}{t_1 - t_{dp}}.$$

where t_1 is the inlet air temperature at point 1 (see diagram in Fig. 2); t_{wb} and t_{dp} are the wet-bulb and dew-point temperatures of the inlet air, respectively; and t_{out} is the outlet air temperature (for HMX No. 1, this corresponds to the temperature at point 2, and for the system as a whole, it corresponds to the temperature at point 4; see diagram in Fig. 2).

The experimental data on thermodynamic efficiency are presented in Table 3.

Table 3. Thermodynamic efficiency

Parameter	Evaporating HMX No. 1	Overall system
ε_{wb}	1.33	1.4
ε_{dp}	0.86	0.9

The experimental data regarding the thermodynamic efficiency of the M-cycle unit cell are presented in Table 3. As shown, the thermodynamic efficiency of the unit cell, calculated with respect to the wet-bulb temperature, exceeds unity, which represents a highly significant result for the fundamental theory and practical applications. Furthermore, the increase in the thermodynamic efficiency of the overall system (HMX No. 1 + HMX No. 2) compared to HMX

No. 1 alone is 4%. The thermodynamic efficiency of the unit cell relative to the dew-point temperature is close to unity and also shows a slight increase due to the installation of the second stage. Consistent with study [17], these high thermodynamic performance characteristics were achieved under a laminar flow regime ($Re_{eq} = 133$). In [17], at $Re_{eq} = 133$, the wet-bulb efficiency ε_{wb} was ≈ 1.10 , while the dew-point efficiency ε_{dp} was about 0.85. While a further increase in these parameters is theoretically possible, it would require a substantial increase in the relative length of the apparatus, leading to additional energy expenditures.

It should be noted that during experiments, a small portion of the condensate was found to be retained within the condensation channels due to surface tension forces and the capillary effect, which obstructed the free discharge of the liquid. This necessitated periodic mechanical removal of the condensate. To prevent this phenomenon in future designs, the condensation channels should be designed with sufficiently large cross-sectional dimensions.

Tasks for further research

In future research, multi-stage cross-flow heat and mass exchangers (HMXs) will be employed to enhance the distillation process through staged evaporation and subsequent condensation. This approach is expected to significantly improve distillation efficiency, boost yield, and reduce specific energy consumption. A multi-stage system comprising sequential cross-flow HMXs can replace a single counter-flow unit, with evaporation channels oriented perpendicularly to the cooling and condensation channels. System performance can be modulated by adjusting the number of pre-cooling stages and the number of individual HMX modules. The channel architecture is designed so that each pre-cooled stage further reduces the temperature of the subsequent one, facilitating an approach to the dew-point temperature with minimal pressure drop. Research indicates that cross-flow HMXs offer structural simplicity and inherent scalability, allowing the system to reach conditions near the dew point—a feat unattainable by single-stage configurations. Modular scalability enables fine-tuning of efficiency and output for operation across diverse climatic zones. Furthermore, this multi-stage cross-flow configuration ensures high reliability due to its simplified design and reduced component count. Future studies will also investigate the integration of hydrophilic and hydrophobic materials to facilitate gravity-driven drainage of the condensate film. The novelty of these technical solutions is protected by pending intellectual property applications [18, 19].

Conclusions

- This paper presents results of a conceptual study of water distillation in a single-stage M-cycle heat and mass exchanger (HMX) featuring a cross-flow configuration and a capillary-porous structure in the wet channels. The findings confirm the high thermodynamic efficiency of the proposed concept under a laminar flow regime

within channels. The achieved wet-bulb efficiency is 1.4, while the dew-point efficiency is 0.9.

- The moisture extraction coefficient obtained is 93.8%, indicating minimal moisture losses within the apparatus. The overall system productivity is 0.168 L/h with a specific energy consumption of 11.9 kWh/m³, which represents a technically viable performance metric.
- A significant influence of surface tension forces and capillary effects on the removal of condensed moisture was revealed, imposing a lower limit on the dimensions of the condensation channels. Consequently, future designs should incorporate hydrophilic and hydrophobic materials to facilitate the free gravitational drainage of the condensate film.
- The design of the apparatus is highly manufacturable, enabling the use of readily available materials and additive manufacturing (3D printing), which significantly reduces capital expenditures (CAPEX) compared to traditional distillation technologies.
- Future research will focus on the investigation of various factors that determine the thermodynamic efficiency and productivity of the single-stage M-cycle heat and mass exchanger (HMX), such as the channel Reynolds number, inlet temperature, feed solution concentration, and heat and mass transfer enhancement. Looking ahead, the application of two- and three-stage HMX configurations is of significant interest, as these multi-stage schemes will allow a further increase in the thermodynamic efficiency of the cycle.

This research was conducted as part of the research and development (R&D) project "Thermophysical Foundations for Increasing Energy and Environmental Efficiency in Heat Power Engineering and Power Machine Building Using Traditional Energy Resources, Renewable Gases, and Solid Waste," funded by the National Academy of Sciences of Ukraine from the state budget (Project No. 1.7.1.909), and within the project of the Department of Targeted Training of Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute at the National Academy of Sciences of Ukraine "Heat and Mass Transfer in the Maisotsenko Apparatus with Capillary-Porous Walls and New Applications in Power Engineering, Heat Supply, and Building Ventilation" (Contract No. 2026/TF/01).

REFERENCES

1. World Bank, High and Dry: Climate Change, Water, and the Economy, Washington, DC: World Bank, 2016.
2. World Bank, WB Confronts US\$260 Billion a Year in Global Economic Losses from Lack of Sanitation, Washington, DC: World Bank, 2013.
3. Grand View Research, Industrial Water Treatment Market Size, Share & Trends Analysis Report, 2025-2033, San Francisco: Grand View Research, 2025.
4. Fortune Business Insights, Desalination Technologies Market Size, Share & Global Growth Analysis, 2024-2032, Pune: Fortune Business Insights, 2024.
5. Al-Karaghoul A., Kazmerski L. L., Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 24, 343-356.
6. Elimelech M., Phillip W. A., The future of seawater desalination: energy, technology, and the environment, *Science*, 2011, 333(6043), 712-717.
7. Curto D., Franzitta V., Guercio A., A review of the water desalination technologies, *Applied Sciences*, 2021, 11(2), 670.
8. Pandelidis D., Cicho A., Pacak A., Drag P., Drag M., Worek W., Cetin S., Water desalination through the dewpoint evaporative system, *Energy Conversion and Management*, 2021, 229, 113757.
9. Maisotsenko V. et al., Method and apparatus of indirect-evaporation cooling, US Patent 6497107, 2002.
10. Maisotsenko V., Gilan L., Gilan A., Gilan R., Water desalination method and apparatus, US Patent 8613839, 2013.
11. Mohammed M., Alqahtani N. K., Asfahan H. M., Sultan M., Evaporation-Assisted Humidification–Dehumidification Cycles for Desalination Application in Tropical and Subtropical Regions, *Water*, 2023, 15, 1125.
12. Aziz M. A., Lin J., Mikšik F., Miyazaki T., Thu K., The second law analysis of a humidification-dehumidification desalination system using M-cycle, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, 52, 102141.
13. Wang N., Wang D., Dong J., Wang H., Wang R., Shao L., Zhu Y., Performance assessment of PCM-based solar energy assisted desiccant air conditioning system combined with a humidification-dehumidification desalination unit, *Desalination*, 2020, 496, 114705.
14. Tariq R., Nadeem A., Xamán A. S., Bassam X., An innovative air saturator for humidification-dehumidification desalination application, *Applied Energy*, 2018, 228, 789-807.
15. Chudnovsky Y., Kozlov A., Integrated Wastewater Recovery and Reuse via Waste Heat Utilization, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), 2013, V.8.
16. Chen Q., Burhan M., Shahzad M. W., Ybyraiymkul D., Akhtar F. H., Ng K. C., Simultaneous production of cooling and freshwater by an integrated indirect evaporative cooling and humidification-dehumidification desalination cycle, *Energy Conversion and Management*, 2020, 221, 113169.
17. Stupak O., Khalatov A., Heat and mass transfer in a novel energy efficient apparatus of M-cycle, *Kyiv: Naukova dumka*, 2021, 106 p.
18. Soroka P. et al. (Institute of Engineering Thermophysics), Apparatus for producing distilled water, Patent application № a202406214, 2024.
19. Soroka P. et al. (Institute of Engineering Thermophysics), Apparatus for producing distilled water, Patent application № u202406215, 2024