

УДК 697.933.2

DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2026.2.2/11>**Притула Н.О.**<https://orcid.org/0000-0002-3500-5165>

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Ляшенко А.М.**<https://orcid.org/0009-0002-6178-4833>

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Середа В.В.**<https://orcid.org/0000-0002-4645-3123>

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Соломаха А.С.**<https://orcid.org/0000-0002-1061-6277>

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В РЕБРИСТО-ТРУБНОМУ ОХОЛОДЖУВАЧІ

*Вибір ефективного методу осушення повітря є критично важливим для оптимізації енергоспоживання в HVAC системах. Найбільш поширеною технологією є конденсаційне осушення, в якій повітря охолоджується нижче точки роси, що забезпечує видалення надлишкової вологи. Такий підхід має низку переваг, зокрема просту конструкцію, а також можливість одночасного охолодження й осушення повітря, що робить його ефективним рішенням для застосування в житлово-комунальному і промисловому секторі.*

*В статті розглянуто характерні робочі процеси, які відбуваються з повітрям під час його охолодження і осушення в ребристо-трубному охолоджувачі. Описано два найпоширеніших методи розрахунку теплопередачі – ентальпійний і температурний, а також проаналізовано наявні математичні моделі для визначення загальних коефіцієнтів теплопередачі. Відзначено складність існуючих залежностей для інженерного застосування.*

*Представлено результати експериментального дослідження тепломасообміну під час осушення повітря в охолоджувачі з хвилястим ребренням (серії Aerostar SDC), що використовує озонобезпечний холодоагент R32. Експерименти проводилися в діапазоні швидкостей повітря 1-3 м/с, холодої потужності 2,4-6,8 кВт та кількості рядів труб 2-10. Описано конструкцію експериментальної установки, наведено методик проведення досліджень та обробки отриманих результатів. Визначено похибки всіх вимірювальних та розрахованих величин.*

*Побудовано графіки залежності загальних коефіцієнтів теплопередачі від швидкості повітря та кількості рядів труб. Виявлено найбільш суттєвий вплив витрати (швидкості) повітря на інтенсивність тепломасообміну. Водночас показано, що зміна холодої потужності та кількості рядів труб не чинить суттєвого впливу на значення загальних коефіцієнтів теплопередачі в дослідженому діапазоні.*

**Ключові слова:** теплопередача, холодоагент, осушення повітря, режимні параметри, хвилясте ребрення.

**Постановка проблеми.** Вологість відіграє ключову роль як у забезпеченні комфортних умов у приміщеннях, так і в промислових процесах. Вона суттєво впливає на тепловий комфорт, стан здоров'я людей та ефективність виробництва.

Найбільш поширеним способом видалення вологи з повітря є система конденсаційного осушення, в якій повітря осушується в результаті його охолодження нижче точки роси. Перевагою системи є відносна простота конструкції та можливість одночасно в одному пристрої реалізувати процеси осушення та охолодження. Потреба в електроенергії для конденсаційного осушення найчастіше нижча, ніж для адсорбційного, а ексергетична ефективність конденсаційного осушення в 3–4 рази перевищує ефективність осушення адсорбційного обертового ротора [1].

В той же час, просте конденсаційне осушення має недолік, пов'язаний із необхідністю додаткового підігріву повітря після осушення. Часто затрати на підігрів можуть бути доволі суттєвими, що значно підвищує експлуатаційні витрати на роботу системи. Для підвищення ефективності застосовуються різні схемні рішення, направлені на утилізацію скидної теплоти, використання різних варіантів байпасування повітря, ускладнення принципової схеми системи осушування та її комбінування з іншими системами [1-4].

Для порівняння та моделювання процесів в розглянутих системах та пошуку нових схемних рішень для підвищення ефективності процесу конденсаційного осушення необхідно чітко розуміти процес в поверхневому осушувачі – ключовому елементі системи осушення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

На рис. 1 ліворуч схематично показано процес «явного» охолодження повітря у вентиляційному каналі та h-d діаграма, що відповідає цьому процесу. На цьому ж рисунку показано процес з конденсацією вологи та відповідні h-d діаграми.

В HVAC системах охолодження повітря може відбуватися без конденсації водяної пари або з нею. У випадку охолодження без конденсації, температура повітря знижується, але вона не досягає точки роси. Водяна пара, яка міститься у повітрі, не конденсується, а залишається в газоподібному стані. Такий процес називається «простим» або «явним» охолодженням і може мати місце у системах кондиціонування на водяній основі (chilled water system).

Більшість діючих систем кондиціонування повітря на підприємствах з низькою вологістю є традиційними системами конденсаційного осушення [3-8]. Для реалізації теплопередачі між повітрям та охолоджуючою рідиною найчастіше використовуються ребристо-трубні теплообмінники (РТТ).

Якщо температура поверхні трубки або ребра зі сторони повітря нижча за температуру точки роси, то РТТ працюють у вологих умовах, з утворенням крапель конденсату або плівки на ребрах та трубках (рис. 2). У цьому випадку розрахунок теплопередачі РТТ ускладнюється через одночасний тепло- та масообмін, коли зі сторони повітря відбувається передача теплоти як в явному, так і в прихованому вигляді. Для розрахунку загального коефіцієнту теплопередачі РТТ під час осушення повітря найчастіше використовуються два методи: ентальпійний і температурний [9].

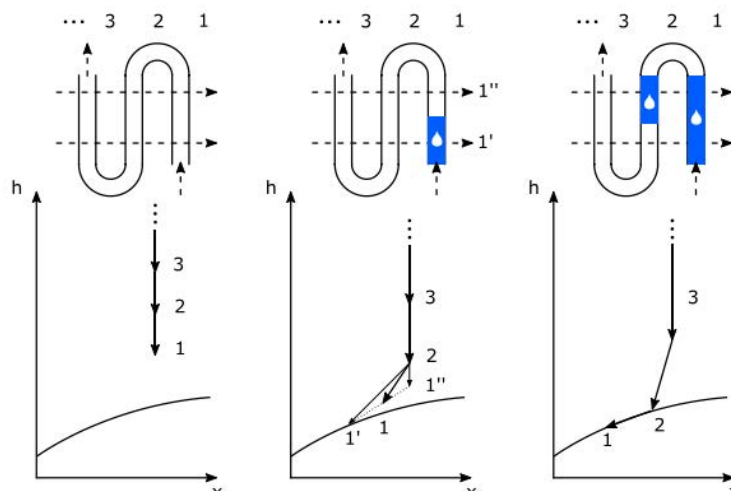


Рис. 1. Схематичне зображення характерних робочих процесів в поверхневому теплообміннику [2]

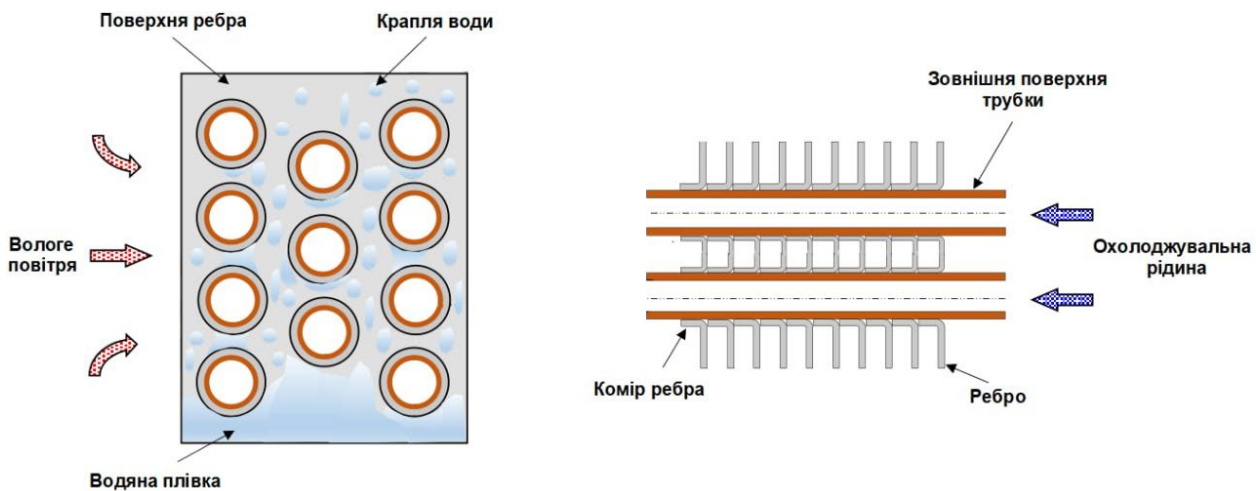


Рис. 2. Схема поперечного перерізу РТТ

Для ентальпійного методу різниця ентальпій є рушійним потенціалом процесів тепло- та масообміну. Гудман першим розробив ентальпійний підхід для розв’язання задачі одночасного тепло- та масообміну [10]. У 1970 році Трелкелд модифікував математичну модель на основі ентальпійного методу для розрахунку теплопередачі РТТ за умов осушення [11]. Загальна кількість теплоти, яка передається в РТТ визначається за формулою:

$$Q_{\text{зар}} = UA\Delta h_{\text{лог}}, \quad (1)$$

де  $A$  – площа поверхні теплообміну РТТ,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta h_{\text{лог}}$  – логарифмічна середня різниця ентальпій,  $\text{kJ/kg}$ ;  $U$  – загальний коефіцієнт теплопередачі,  $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ .

Для РТТ із протитечійним рухом теплоносіїв:

$$\Delta h_{\text{лог}} = \frac{(h_{\text{пов}}^{\text{вх}} - h_{\text{ха,нас}}^{\text{вих}}) - (h_{\text{пов}}^{\text{вих}} - h_{\text{ха,нас}}^{\text{вх}})}{\ln \left[ \frac{(h_{\text{пов}}^{\text{вх}} - h_{\text{ха,нас}}^{\text{вих}})}{(h_{\text{пов}}^{\text{вих}} - h_{\text{ха,нас}}^{\text{вх}})} \right]}, \quad (2)$$

де  $h_{\text{ха,нас}}^{\text{вх}}$  та  $h_{\text{ха,нас}}^{\text{вих}}$  є ентальпіями насиченого вологого повітря за температури холодоагенту на вході та виході з РТТ відповідно.

Температурний метод базується на реальній різниці температур між холодною поверхнею теплообмінника та вологим повітрям і подається у вигляді рівняння

$$Q_{\text{зар}} = kA\Delta t_{\text{лог}}. \quad (3)$$

де  $k$  – загальний коефіцієнт теплопередачі,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ;  $\Delta t_{\text{лог}}$  – середньологарифмічна різниця температур,  $^{\circ}\text{C}$ .

Для протитечійної схеми середньологарифмічна різниця температур визначається на основі рівняння (4), яке також застосовується для розрахунку РТТ в умовах сухого режиму роботи.

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{(t_{\text{пов}}^{\text{вх}} - t_{\text{ха}}^{\text{вих}}) - (t_{\text{пов}}^{\text{вих}} - t_{\text{ха}}^{\text{вх}})}{\ln \left[ \frac{(t_{\text{пов}}^{\text{вх}} - t_{\text{ха}}^{\text{вих}})}{(t_{\text{пов}}^{\text{вих}} - t_{\text{ха}}^{\text{вх}})} \right]}. \quad (4)$$

Формули для визначення загальних коефіцієнтів теплопередачі  $U$  та  $k$  наведені в працях [9, 12]. Наявні залежності є складними, що створює труднощі для інженерів під час проєктування HVAC систем.

Протягом останніх кількох десятиліть багато зусиль було спрямовано на розробку математичних моделей для «вологого режиму» роботи ребристо-трубного теплообмінника. У 2001 році Wang узагальнив результати досліджень, присвячених емпіричним залежностям для повітряної сторони ребристо-трубних теплообмінників із різними типами ребер у «сухих» та «вологих» режимах роботи [13]. Пізніше Piromprugd et al. [14] представили огляд математичних підходів, зокрема методу різниці ентальпій та методу еквівалентної температури сухого термометра. Qi [15] здійснив огляд експериментальних робіт, що стосуються дренажних характеристик теплообмінників у вологих умовах. Окрім цього, були проаналізовані математичні та CFD-моделі, які дозволяють оцінювати кути змочування, конфігурацію крапель на поверхні ребер та кількість води, що утримується на теплообмінниках [15]. Ganesan et al. [16] дослідив основні способи підвищення ефективності теплопередачі та поведінку перепаду тиску для різних типів ребер. Додатково розглянуто різні експериментальні та числові дослідження для різних типів теплообмінників, що охоплюють різні конструкції теплообмінних апаратів, їх теплові та аеродинамічні характеристики, а також впливу геометричних параметрів за різних діапазонів потоку [17].

Аналіз наукових праць показав, що існуючі дослідження недостатньо зосереджувалися на загальній теплопередачі РТТ у умовах конденсації вологи (режим осушення). Температурний метод є зручнішим і характеризується меншою обчислювальною складністю порівняно з ентальпійним. Однак такий підхід не враховує вплив масопередачі на ефективність ребер, що може призвести до значної розбіжності з експериментальними результатами, особливо для режимів із великою кількістю конденсату (осушення).

**Постановка завдання.** Метою дослідження є отримання емпіричних залежностей для визначення загальних коефіцієнтів теплопередачі за ентальпійним та температурним методами. Для цього було проведено експериментальне дослідження тепломасообміну під час осушення повітря в РТТ. Також вивчено вплив робочих умов (витрати повітря та холодильної потужності) на ефективність охолоджувача з хвилястим ребренням, що працює на холодоагенті R32.

**Виклад основного матеріалу**  
**Експериментальна установка та методика проведення досліджень**

Конструкцію та принцип дії припливно-рециркуляційної установки, яка змонтована компанією «Profinstall» в КПІ ім. Ігоря Сікорського (рис. 3) детально розглянуто у статті [18]. Для дослідження процесу осушення потоку повітря використовувалась секція охолодження з фреоновим охолоджувачем Aerostar серії SDC 40-20 і повітряним тепловим насосом. Теплообмінна поверхня РТТ SDC 40-20 складається з алюмінієвих пластин товщиною 0,1 мм, натягнутих на мідні трубки і має площу 8 м<sup>2</sup> [19]. Перелік і точність вимірювальних приладів, які використовувались в експерименті наведено в табл. 1.

Для визначення експериментальних значень коефіцієнтів  $U$  та  $k$  було проведено серію досліджень за змінної витрати повітря. Після запуску установки, витрата повітря встановлювалася в діапазоні 25...100% від потужності вентилятора. Плавне управління каналним вентилятором

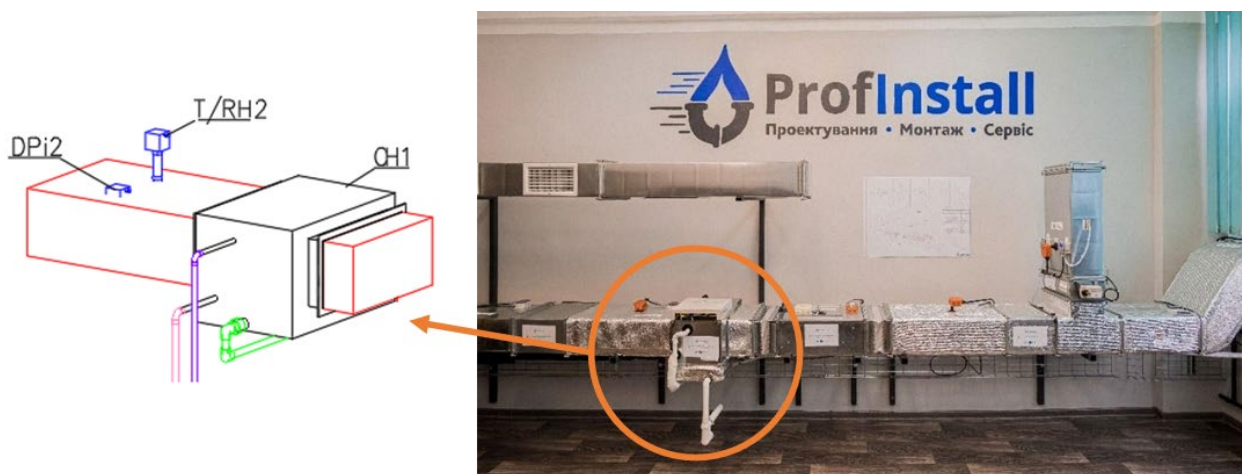


Рис. 3. Загальний вигляд установки: T/RH – датчик температури та вологи повітря на виході з охолоджувача; DPi – датчик перепаду тиску; CH1 – фреоновий охолоджувач Aerostar SDC 40-20 [19]

Таблиця 1

**Специфікація вимірювальних приладів**

Прилад	Параметр, позначення	Діапазон	Точність
Канальний зонд FloXact-L400	Об’ємна витрата повітря, $V_{пов}^{вх}$	від 100 м <sup>3</sup> /год	2%
Зовнішній датчик BELIMO 220UTH-11	Температура, $t_{пов}^{вх}$	-20–80 °С	±0.3°С
	Відносна вологість, $\phi_{пов}^{вх}$	0–100%	±2%
Датчик BELIMO 220DTH-11M	Температура, $t_{пов}^{вих}$	0–50 °С	±0.3°С
	Відносна вологість, $\phi_{пов}^{вих}$	0–100%	±2%
Термопара Pt1000	Температура холодоагенту, $t_{ха}^{вх}, t_{ха}^{вих}$	-40...270 °С	±0.3°С
Барометр	Атмосферний тиск, $P_{атм}$	80...106 кПа	±0.2 кПа
Мірна ємність	Кількість конденсату, $V_{кон}$	0-500 мл	±5 мл
Секундомір	Час накопичення конденсату, $t_{кон}$	–	–

здійснювалося за допомогою частотного перетворювача, встановленого в шафі керування. Система моніторингу для збору та виводу на екран комп'ютера параметрів повітря та установки детально описана в [20]. Після появи конденсату з дренажу розпочинали відлік часу за допомогою секундоміру для визначення тривалості відведення конденсату. Фіксацію параметрів повітря та холодоагенту на вході та виході з РТТ здійснювали після стабілізації температури повітря на виході з установки. Водночас вимірювали об'єм конденсату ємності та фіксували час його накопичення.

Обробку отриманих результатів вимірювань здійснювали за наведеною нижче методикою. Термодинамічні властивості холодоагенту R32 та вологого повітря визначали з використанням програмної бібліотеки CoolProp [21].

Масова витрата конденсату, якій накопичувався у мірному циліндрі:

$$G_{\text{кон}} = V_{\text{кон}} / t_{\text{кон}} \quad (5)$$

Теплота, яка відводиться з охолодника конденсатом:

$$Q_{\text{кон}} = G_{\text{кон}} r, \quad (6)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення водяної пари,  $r \approx 2450$  кДж/кг.

Масова витрата сухого повітря, яке подається до експериментальної установки:

$$G_{\text{пов}} = V_{\text{пов}}^{\text{вх}} \rho_{\text{пов}}^{\text{вх}} \quad (7)$$

Швидкість повітря на вході в РТТ:

$$w_{\text{пов}}^{\text{вх}} = V_{\text{пов}}^{\text{вх}} / F, \quad (8)$$

де  $F = 0,08$  м<sup>2</sup> – площа поперечного перерізу охолоджувача Aerostar SDC 40-20 [19].

Теплота, яка відводиться від повітря в охолоднику під час явного теплообміну:

$$Q_{\text{яв}} = G_{\text{пов}} c_{p,\text{пов}} (t_{\text{пов}}^{\text{вх}} - t_{\text{пов}}^{\text{вих}}). \quad (9)$$

Теплота, яка відводиться від повітря в охолоднику за рахунок зміни вмісту вологи у повітрі:

$$Q_{\text{пр}} = G_{\text{пов}} r (d_{\text{пов}}^{\text{вх}} - d_{\text{пов}}^{\text{вих}}). \quad (10)$$

Повна теплота, яка відводиться від повітря під час його охолодження з осушуванням:

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{яв}} + Q_{\text{пр}}. \quad (11)$$

Тепловий баланс охолодника визначався за наступною формулою:

$$Q_{\text{кон}} = Q_{\text{пр}}. \quad (12)$$

Співвідношення теплового балансу між конденсатом та повітрям для всіх експериментів

наведено на рис. 4. Як видно, максимальна розбіжність між  $Q_{\text{пр}}$  та  $Q_{\text{кон}}$  не перевищує 5%.

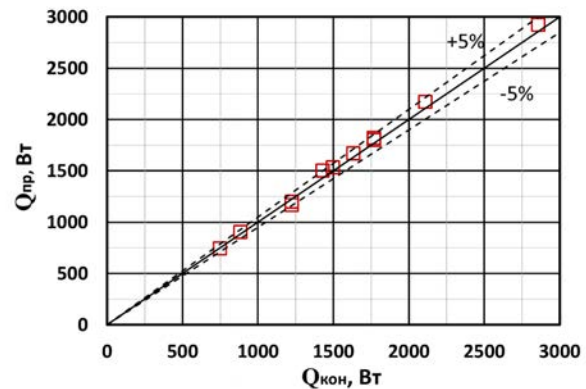


Рис. 4. Співвідношення між  $Q_{\text{кон}}$  та  $Q_{\text{пр}}$  під час проведення експериментів

Знаючи відповідні експериментальні значення для загального теплового потоку та ентальпій можна за рівняннями (1) та (3) знайти відповідно загальні коефіцієнти теплопередачі  $U$  та  $k$ :

$$U_{\text{екс}} = \frac{Q_{\text{заг}}}{A \Delta h_{\text{лог}}}; \quad (13)$$

$$k_{\text{екс}} = \frac{Q_{\text{заг}}}{A \Delta t_{\text{лог}}}. \quad (14)$$

Для оцінки впливу кількості рядів труб на інтенсивність тепломасообміну було проаналізовано експлуатаційні дані поверхневих теплообмінників компанії Aerostar для різних повітроохолоджувачів SDC. Порівняння проводилося за постійної масової витрати та ідентичних вхідних температурних параметрів повітря.

Оцінка похибок всіх розрахованих параметрів проводилась за методом, описаним в [22]. Підсумкові результати наведено в табл. 2. Встановлено, що максимальна сумарна невизначеність експериментальних результатів становить 11,8%.

Таблиця 2  
Стандартні похибки розрахованих параметрів

Параметр	Діапазон	Похибка
$G_{\text{кон}}$	1,1-4,2 кг/год	0,45%
$G_{\text{пов}}$	348-954 кг/год	5,9%
$Q_{\text{кон}}$	0,75-2,9 кВт	0,5%
$Q_{\text{пр}}$	0,7-2,9 кВт	10,4%
$Q_{\text{яв}}$	1,6-5,0 кВт	6,4%
$Q_{\text{заг}}$	2,38-6,8 кВт	8,3%
$U$	0,0239-0,044 кг/(м <sup>2</sup> ·с)	11,8%
$K$	35,5-75,4 Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	8,6%

**Результати дослідження.** Проведені дослідження показали, що серед усіх розглянутих початкових параметрів найбільш суттєвий вплив має

витрата (швидкість) повітря, що рухається через РТТ. На рис. 6 та 7 наведено залежність коефіцієнтів теплопередачі від швидкості повітря на входів в РТТ. Як видно, вплив витрати повітря є співставним для обох випадків. Різна потужність холодильного обладнання впливала на абсолютне значення кількості теплоти, що відводилася від повітря, але набагато менше впливала на отримані коефіцієнти теплопередачі в дослідженому діапазоні.

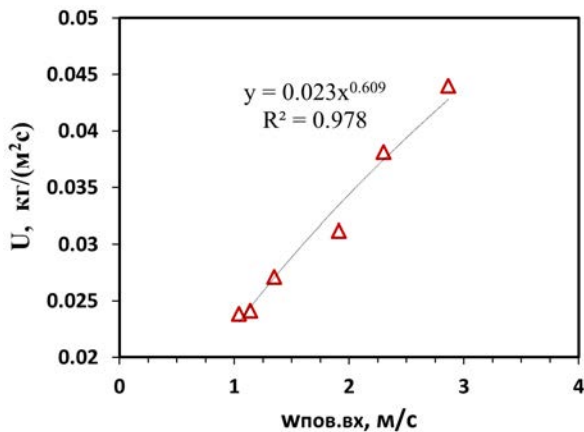


Рис. 5. Вплив витрати повітря на коефіцієнт теплопередачі, порахований ентальпійним методом

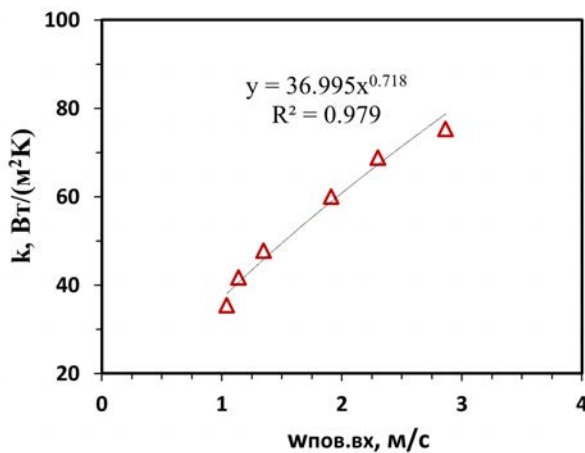


Рис. 6. Вплив витрати повітря на коефіцієнт теплопередачі, порахований через середній температурний напір

Аналіз експлуатаційних даних для РТТ з різною кількістю рядів також не виявив додаткового впливу на тепло і масообмін (рис.8).

Отримані експериментальні дані вдалося узагальнити рівняннями:

$$U = 0,023w_{пов}^{0,61}, \quad (15)$$

$$k = 37w_{пов}^{0,718}. \quad (16)$$

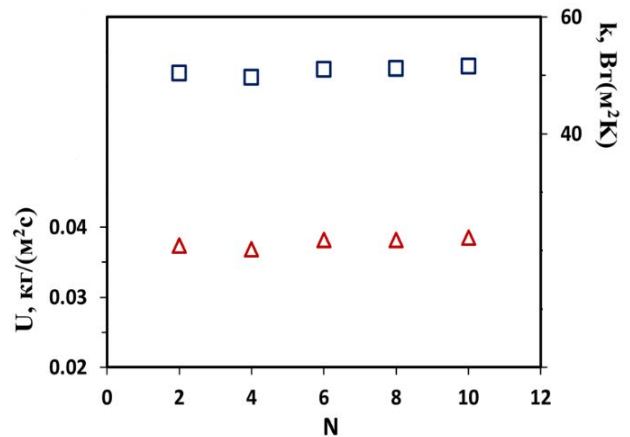


Рис. 7. Вплив кількості рядів в охолоджувачі на коефіцієнти теплопередачі

Вірогідність апроксимації для обох рівнянь становить  $R^2=0,98$ .

**Висновки.** У статті експериментально досліджено процес теплопередачі під час осушення повітря в поверхневому ребристо-трубному охолоджувачі прямого випаровування (холодоагент R32).

Існуючі ентальпійний і температурний методи розрахунку теплопередачі в РТТ під час охолодження і осушення повітря мають певні недоліки. Ентальпійний метод є надто складним для інженерної практики та потребує значних обчислювальних ресурсів. Використання температурного методу в умовах повного або частково змочування поверхні призводить до значних розбіжностей з експериментальними результатами.

Встановлено, що серед робочих параметрів найбільший вплив на ефективність осушення має витрата повітря. Показано, що кількість рядів та холодильна потужність суттєво не впливають на коефіцієнти теплопередачі під час осушення.

Отримано нові прості емпіричні рівняння загальних коефіцієнтів теплопередачі (15) та (16) для ентальпійного та температурного методу розрахунку. Запропоновані залежності описують експериментальні дані з похибкою  $\pm 2\%$  і рекомендовані до використання для ребристо-трубних охолоджувачів з геометрією, характерною для серії Aerostar SDC, у діапазоні зміни швидкостей повітря від 1 до 3 м/с.

Результати роботи будуть використані для математичного моделювання різних перспективних схем осушення повітря, зокрема систем з утилізацією скиданої теплоти, схем з різним байпасуванням, а також комбінованих систем.

## Список літератури:

1. Fenghua Ge., Cong W., “Exergy analysis of dehumidification systems: A comparison between the condensing dehumidification and the desiccant wheel dehumidification,” *Energy Conversion and Management*, Volume 224, 15 November 2020, 113343. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113343>.
2. Das Vorhaben, “Optimale Regelungsstrategie zum effizienten Betrieb von Klima anlagen und deren Kälteversorgung,” Förderkennzeichen 1050-B5-0.
3. Ding Y., Tian Z., Zhu N., “The retrofit of industrial air-conditioning system on energy efficiency and emission reduction,” *Energy Build*, 42(6), 955-8, 2010.
4. Shan K., Wang S., “Energy efficient design and control of cleanroom environment control systems in subtropical regions - a comparative analysis and on-site validation,” *Applied Energy*, Volume 204, 15 October 2017, Pages 582-595. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.050>.
5. Ambat R., Piotrowska K., “Humidity and electronics: corrosion perspectives,” *Humidity and Electronics*, p. 1-18, 2022. <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-90853-5.00004-9>.
6. Carvalho M.O., Fradinho P., Martins M.J., Magro A., Raymundo A., Sousa I., “Paddy rice stored under hermetic conditions: the effect of relative humidity, temperature and storage time in suppressing *Sitophilus zeamais* and impact on rice quality,” *Journal of Stored Products Research*, Volume 80, January 2019, Pages 21-27. <https://doi.org/10.1016/j.jspr.2018.11.002>.
7. H. An, P. Cui, L. Fang, W. Wang, D. Zhao, W. Yuan, “Study on the performance of heat and mass transfer of cross flow dehumidifier in an industrial plant,” *Procedia Engineering*, Volume 205, 2017, Pages 1515-1522. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.381>.
8. A. Giampieri, J. Ling-Chin, Z. Ma, A. Smallbone, AP. Roskilly, “A review of the current automotive manufacturing practice from an energy perspective,” *Applied Energy*, Volume 261, 1 March 2020, 114074. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114074>.
9. G. Zhang, B.Wang, X. Li, W. Shi, Y.Cao, “Review of experimentation and modeling of heat and mass transfer performance of fin-and-tube heat exchangers with dehumidification,” *Applied Thermal Engineering*, Volume 146, Pages 701-717, 5 January. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.032>.
10. W. Goodman, “Performance of coils for dehumidifying air,” *Heating, Piping and Air Conditioning*, 10 (1938) 697-707.
11. J. L. Threlkeld, “*Thermal Environment Engineering*,” Prentice-Hall, 2nd ed, 1970.
12. Naef A.A. Qasem, Syed M. Zubair, “Compact and microchannel heat exchangers: A comprehensive review of air-side friction factor and heat transfer correlations,” *Energy Conversion and Management*, Volume 173, 1 October 2018, Pages 555-601. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.104>.
13. C.C. Wang, W.S. Lee, W.J. Sheu, J.S. Liaw, “Empirical airside correlations of fin-and-tube heat exchangers wider dehumidifying conditions,” *International Journal of Heat Exchangers*, 151-178, 2001.
14. W. Pirompugd, C.C. Wang, S. Wongwises, “A review on reduction method for heat and mass transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 9–10, April 2009, Pages 2370-2378. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.019>.
15. Z. Qi, “Water retention and drainage on air side of heat exchangers. A review,” *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Volume 28, December 2013, Pages 1-10. DOI:10.1016/j.rser.2013.07.014.
16. P. Ganesan, Sh.M. Vanaki, K.K. Thoo, W.M. Chin, “Air-side heat transfer characteristics of hydrophobic and super-hydrophobic fin surfaces in heat exchangers: A review,” *International Communications in Heat & Mass Transfer*, Volume 74, May 2016, Pages 27-35. DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.02.017.
17. A.A. Bhuiyan, A. K. M. Sadrul Islam, “Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers wider different flow ranges: A review on modeling and experiment,” *International Journal of Heat & Mass Transfer*, Volume 101, October 2016, Pages 38-59. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.022>.
18. Притула Н. О., Ляшенко А. М., “Валідація лабораторного стенду для дослідження процесу конденсаційного осушення повітря,” *Енергетика і автоматика*, №1, с.53-68, 2025. [https://doi.org/10.31548/energiya1\(77\).2025.053](https://doi.org/10.31548/energiya1(77).2025.053).
19. <https://aerostar.ua/ua>
20. Соломаха А. С., Притула Н. О., Серета В. В., Ляшенко А. М., “Технічна термодинаміка. Лабораторний практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій» спец. 144 Теплоенергетика,” КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електрон. текст. дані (1 файл: 5 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, назва з екрана, с. 119, 2025. <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/74704>.
21. CoolProp. <http://www.coolprop.org/>
22. Jack Philip Holman, “*Experimental methods for engineers*,” J. P. Holman, 8th ed. p. см., (McGraw-Hill series in mechanical engineering), ISBN-13: 978-0-07-352930-1.

**Prytula N.O., Lyashenko A.M., Sereda V.V., Solomakha A.S. EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE AIR DEHUMIDIFICATION PROCESS IN A FINNED-TUBE HEAT EXCHANGER**

*The selection of an efficient air dehumidification method is critically important for optimizing energy consumption in HVAC systems. The most widely used technology is condensation-based dehumidification, in which air is cooled below its dew point, ensuring the removal of excess moisture. This approach offers several advantages, including a simple design and the possibility of simultaneous air cooling and dehumidification, which makes it an effective solution for applications in both the residential–commercial and industrial sectors.*

*The article examines the characteristic operating processes that occur during air cooling and dehumidification in a finned-tube cooler. Two of the most commonly used methods for heat transfer calculation: the enthalpy-based and temperature-based methods are described, and existing mathematical models for determining overall heat transfer coefficients are analyzed. The complexity of the available correlations for practical engineering applications is noted.*

*The results of an experimental investigation of heat and mass transfer during air dehumidification in a cooler with wavy fins (Aerostar SDC series) using the ozone-friendly refrigerant R32 are presented. The experiments were conducted over an air velocity range of 1–3 m/s, a cooling capacity range of 2.4–6.8 kW, and with 2–10 tube rows. The design of the experimental setup is described, along with the research methodology and the procedures used for processing the experimental data. The uncertainties of all measured and calculated quantities are determined.*

*Graphs showing the dependence of the overall heat transfer coefficients on air velocity and the number of tube rows are constructed. The air flow rate (velocity) is identified as the most significant factor affecting the intensity of heat and mass transfer. At the same time, it is shown that variations in cooling capacity and the number of tube rows do not have a significant effect on the values of the overall heat transfer coefficients within the investigated range.*

**Keywords:** *heat transfer, refrigerant, air dehumidification, operating parameters, wavy fins.*

Дата першого надходження статті до видання: 23.02.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 18.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті 11.05.2026