

DOI: 10.20535/kpissn.2022.1-2.264595

УДК 536.246, 536.248.2

Є.С. Алексеїк*, О.С. Алексеїк

КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

*Відповідальний автор: alexeik_kpi@ukr.net

КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НА ДВОФАЗНИХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТАХ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПОВІТРЯ У ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМАХ: ОГЛЯД

Проблематика. Теплообмінники-утилізатори теплоти викидного вентиляційного повітря широко використовують для підвищення енергоефективності будівель. Для підвищення ефективності передачі теплоти від гарячого повітря до холодного в таких теплообмінниках в якості основних теплопередавальних елементів використовують двофазні пристрої, зокрема: термосифони, теплові труби та пульсаційні теплові труби. Проте такі теплообмінники повинні мати високу температурну, ентальпійну та енергетичну ефективність за низького аеродинамічного опору. Крім того, специфіка роботи у вентиляційних системах, зокрема, відносно низькі робочі температури та малі перепади температур гарячого та холодного повітря, створює певні складнощі під час вибору теплоносіїв для двофазних елементів. Таким чином, для створення ефективних теплообмінників-утилізаторів на двофазних елементах необхідно вирішити низку складних задач.

Мега дослідження. Виявити невирішені та малодосліджені питання в конструюванні теплообмінників-утилізаторів на двофазних теплопередавальних елементах для вентиляційних систем.

Методика реалізації. Аналіз описаних у літературі конструкцій, їх характеристик та результатів досліджень.

Результати дослідження. В результаті аналізу літературних джерел було виявлено як загальні риси конструкцій теплообмінників-утилізаторів на двофазних теплопередавальних пристроях, так і низку питань, що потребують досліджень.

Висновки. Теплообмінні апарати на двофазних теплопередавальних елементах мають широкі перспективи використання та забезпечують повну теплову ефективність до 85 %, при цьому є низка невирішених питань, що стосуються оптимізації конструкції двофазних пристроїв та теплообмінників загалом, оптимізації об'єкту, дослідження коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі, втрат тиску, відведення конденсату.

Ключові слова: утилізація теплоти, вентиляційні системи, теплообмінник, термосифон, теплова труба, пульсаційна теплова труба.

Вступ

У сучасному світі спостерігається тенденція до зменшення споживання енергоносіїв у формі викопного палива. Основними причинами її виникнення є погіршення екологічної ситуації, пов'язане із викидом в атмосферу газоподібних продуктів спалювання викопного палива, та обмеженість його запасів.

Одним із способів зменшення споживання енергоносіїв є підвищення енергоефективності будівель завдяки зменшенню тепловтрат. Зокрема, тепловтрати через вентиляційну систему можуть сягати 45 % загальних теплових втрат

будівлі [1]. Тому для запобігання цьому явищу і підвищення енергоефективності будівель необхідно утилізувати теплоту викидного повітря, наприклад, для попереднього підігріву припливного повітря. Застосування систем теплоутилізації у вентиляції дозволяє знизити втрати теплоти з вентиляційним повітрям у загальному тепловому балансі будівлі до 15 % [1] та підвищити енергоефективність з 10 % до 50 % [2]. Таким чином, створення нових систем утилізації теплоти вентиляційного повітря є актуальною задачею.

Зазвичай, в якості таких систем застосовують теплообмінні апарати (ТОА), які забезпе-

Пропозиція для цитування цієї статті: Є.С. Алексеїк, О.С. Алексеїк, “Конструкції теплообмінних апаратів на двофазних теплопередавальних елементах для утилізації теплоти повітря у вентиляційних системах: огляд”, *Наукові вісті КПІ*, № 1–2, с. 11–25, 2022. doi: 10.20535/kpissn.2022.1-2.268688

Offer a citation for this article: Ye. Alekseiik, O. Alekseiik, “Designs of heat exchangers for heat waste utilization in ventilation systems based on two phase heat transfer elements: a review”, *KPI Science News*, no. 1–2, pp. 11–25, 2022. doi: 10.20535/kpissn.2022.1-2.268688

чують обмін теплотою між викидним повітрям (гарячий теплоносіє) та свіжим (припливним) повітрям (холодний теплоносіє). Переважно використовують ТОА рекуперативного та регенеративного типу. В обох згаданих типах ТОА теплопередача між теплоносіями відбувається через певну поверхню теплообміну. Останнім часом дослідники приділяють увагу зниженню термічного опору теплопередачі завдяки використанню новітніх матеріалів для виготовлення поверхонь теплообміну, наприклад, полімерних плівок у рекуперативних ТОА [1, 3–7] або пакетів листів, сіток [8] чи пористих матеріалів [9, 10] в якості теплоакumuлюючих насадок у регенеративних ТОА. Одним із перспективних способів зменшення опору теплопередачі є також застосування в якості теплопередавальних елементів ТОА двофазних пристроїв, таких як термосифони (ТС) та теплові труби (ТТ) [9–31], оскільки вони мають низький термічний опір, що складає 0,03–0,5 К/Вт [32, 33–36]. З іншого боку, робота за відносно низьких температур (від -10 до $+25$ °С) та малих різниць вхідних температур гарячого та холодного теплоносіїв (4 – 8 °С) ускладнює задачу підбору теплоносія для самих двофазних пристроїв. Крім того, для інтенсифікації тепловіддачі між поверхнею двофазного пристрою та повітряними потоками необхідно використовувати оребрення поверхонь, що може збільшувати аеродинамічний опір ТОА. Також необхідно забезпечити високий коефіцієнт ефективності ТОА (відношення фактичної теплової потужності апарату до теоретично можливої максимальної теплової потужності в ідеальному ТОА з протитечією та безкінечно великою поверхнею теплообміну), причому високим має бути як температурний коефіцієнт (розраховується лише за явною теплотою), так і ентальпійний (розраховується за повною теплотою, тобто враховується явна теплота повітря та прихована теплота водяної пари) [1]. До того ж ТОА-утилізатор повинен мати високу енергетичну ефективність, що визначається як відношення теплоти, переданої холодному теплоносію, до енергії, витраченої на подолання аеродинамічного опору ТОА [7]. Таким чином, створення ефективного ТОА-утилізатора на двофазних теплопередавальних елементах вимагає вирішення значної кількості питань.

Постановка задачі

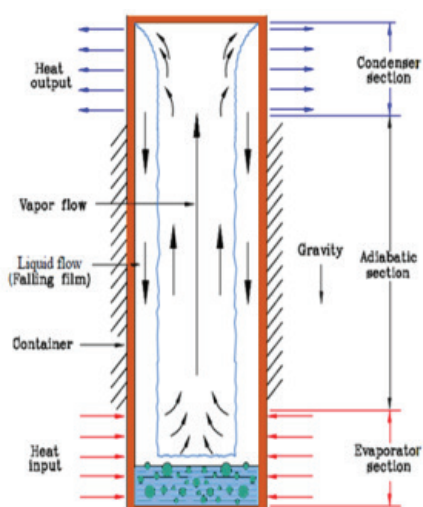
Метою цієї роботи є виявлення невирішених та малодосліджених питань у конструюванні ТОА-утилізаторів на двофазних теплопередавальних елементах для вентиляційних систем за допомогою аналізу описаних у літературі конструкцій та результатів їх досліджень.

1. Загальні відомості про двофазні теплопередавальні пристрої

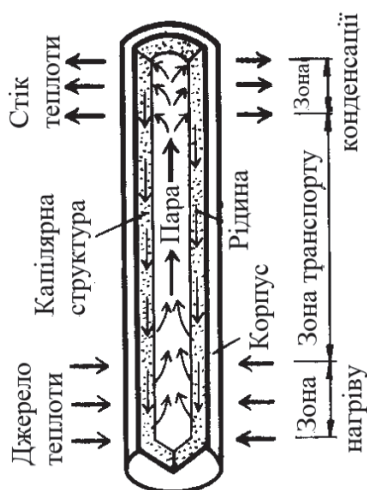
У ТОА для утилізації теплоти вентиляційного повітря використовуються такі типи двофазних теплопередавальних пристроїв: термосифони (ТС), теплові труби з капілярною структурою (ТТ з КС), пульсаційні теплові труби (ПТТ) (рис. 1) [14].

Термосифон (рис. 1, *а*) є герметизованою, вакуумованою трубою, частково заповненою рідким теплоносієм. Конструкція ПТТ (рис. 1, *в*) схожа на конструкцію термосифона, але в якості корпусу замість труби використовують капіляр. Через це на рідкий теплоносіє всередині ПТТ діють капілярні сили, в результаті чого з нього формуються рідинні снаряди. Конструкція ТТ (рис. 1, *б*) повністю аналогічна конструкції термосифона, але внутрішня поверхня труби вкрита капілярною структурою, в якій міститься теплоносіє. На відміну від термосифона, капілярні сили, що діють у КС, забезпечують рух рідкого теплоносія всередині ТТ незалежно від дії сил гравітації.

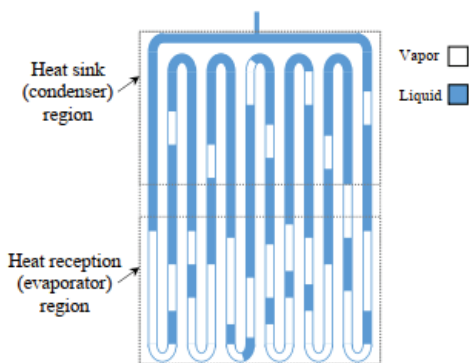
Зазвичай теплоту підводять до одного кінця цих пристроїв, що зветься зоною нагріву (ЗН), а відводять від протилежного – зони конденсації (ЗК). Таким чином двофазний пристрій забезпечує передачу теплоти від ЗН до ЗК. Між цими зонами може також існувати зона транспорту (ЗТ) або адіабатна зона, в якій немає теплообміну між зовнішньою поверхнею пристрою та навколишнім середовищем. Усі описані вище двофазні теплопередавальні пристрої забезпечують високоефективну передачу теплової енергії завдяки роботі по замкненому випарно-конденсаційному циклу, до якого, у випадку ПТТ, ще додається перенесення теплоти рідинними та паровими снарядами без зміни фазового стану. Більш детальну інформацію щодо конструктивних особливостей та принципу роботи цих пристроїв можна знайти в [32–37].



a



b



c

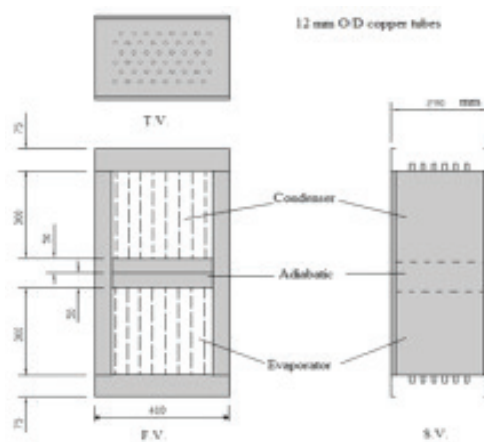
2. Теплообмінні апарати на термосифонах

В [14] описано теплообмінник на ТС для утилізації теплоти в пекарнях. Він являє собою вертикальний корпус розділений на верхню та нижню секції трубною дошкою. В трубну дошку встановлено термосифони так, щоб у нижній секції розміщувались ЗН термосифонів, а у верхній – ЗК. Відповідно через нижню секцію пропускається гаряче повітря. Воно віддає своє тепло ТС, а вони передають його до верхньої секції, через яку пропускається холодне повітря, що нагрівається внаслідок теплообміну з ТС. Такий принцип роботи характерний для всіх теплообмінників на ТС, ТТ або ПТТ.

Цей ТОА досліджували з трьома варіантами ТС: два були виконані зі сталі й один з міді. Характеристики ТС та параметри ТОА наведено в табл. 1.

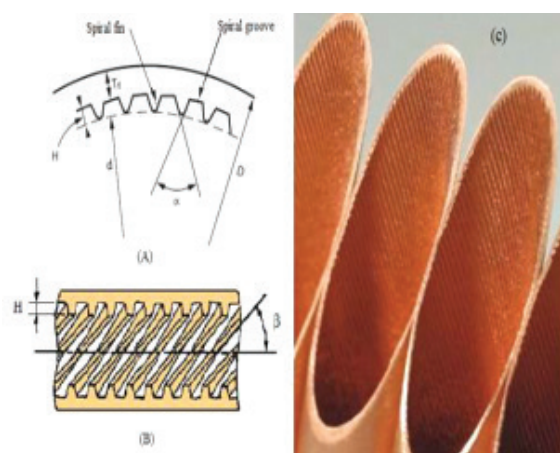
У результаті досліджень цей ТОА показав ефективність до 63 % [14].

В [15] описано та досліджено ТОА конструктивно схожий на описаний вище (рис. 2, a).



a

Рис. 1. Типи теплових труб, які застосовуються в теплообмінниках-утилізаторах: a – термосифон [15]; б – тепла труба [32]; в – пульсаційна тепла труба [16]



б

Рис. 2. Теплообмінник на термосифонах [15]: *a* – конструкція та зовнішній вигляд; *б* – внутрішня структура канавчатого термосифона

Особливістю цього теплообмінника є використання ТС зі спіральними канавками на внутрішній поверхні корпуса (рис. 2, б). Ці канавки не виконують транспортну роль, а призначені лише для інтенсифікації процесів теплообміну всередині ТС. У [15] було досліджено та порівняно два ТОА: в одному було використано ТС з гладкою внутрішньою поверхнею, а в іншому – з канавчатою. Характеристики ТС та параметри ТОА наведено в табл. 1.

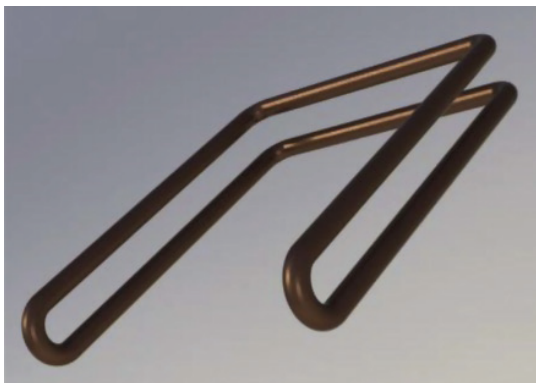
За результатами досліджень [15] максимальна як температурна, так і ентальпійна ефективність ТОА на канавчатих ТС становила приблизно 55 %, а для ТОА на ТС з гладкою поверхнею максимальна температурна ефективність була отримана на рівні 50 %, а ентальпійна – 48 %. Загалом ж за твердженням авторів [15] використання канавчатих ТС дає змогу збільшити ефективність ТОА на 10–35 % порівняно з ТОА на гладких ТС.

Таблиця 1. Характеристики термосифонів та параметри теплообмінних апаратів

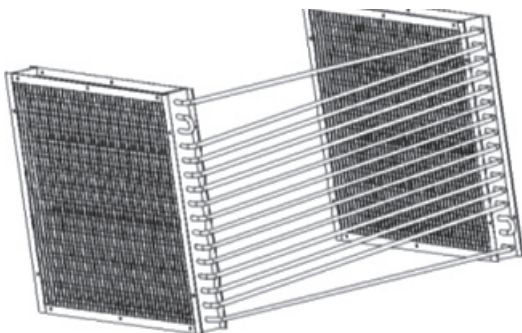
Джерело	Srimuang W. et al. [14]	Muhsen M. et al. [15]	Ramos J. et al. [17]	Jouhara H. et al. [18]	Jouhara H. et al. [21]
Характеристики термосифонів					
Матеріал корпуса	сталь, мідь	мідь	сталь	мідь	мідь
Діаметр корпуса, мм	15,88; 20; 26,27	12	28	12	12,7
Загальна довжина, мм	–	–	2000	–	281
Довжина ЗН, мм	300	300	600	–	180
Довжина ЗТ, мм	150	100	1200	–	22
Довжина ЗК, мм	300	300	200–	–	79
Теплоносії	вода	R134a	вода	вода, R134a	вода
КЗ, %	60	60	100	–	–
Тип оребрення	1. Поперечне; 2. Спіральне	–	відсутнє	поперечне	відсутнє
Матеріал ребер	1. Мідь (ЗН), алюміній (ЗК); 2. Сталь	алюміній	–	алюміній	–
Товщина ребер, мм	1. 0,162; 2. 0,8	0,15	–	0,15	–
Крок ребер, мм	1. 2,1; 2. 3,2	2,1	–	2,1	–
Параметри теплообмінного апарату					
Кількість ТС, шт	24 (сталеві), 10 (мідні)	48	6	–	51
Компоновка	–	шахова	шахова	–	шахова
Кількість рядів	–	6	2	1, 2	6
Кількість ходів	1	1	2	–	1, 2, 3, 4, 5
Гарячий теплоносії	повітря	повітря	повітря	повітря	повітря
Вхідна температура, °С	100–300	30–60	50–330	46,2–47,4	101,1–102,7
Швидкість/Витрата	0,5–5,5 м/с	1–2,5 м/с	0,05–0,17 кг/с	2,3; 2,5 м/с	6,7–9,7 г/с
Холодний теплоносії	повітря	повітря	вода	повітря	вода
Вхідна температура, °С	20	22–23	7–10	–	14,1–17
Швидкість/Витрата	0,5–5,5 м/с	1,5 м/с	0,08 кг/с	2,56; 2,6 м/с	10–20 г/с

В [17] описано та досліджено ТОА на ТС, що утилізує теплоту високотемпературного викидного повітря на підігрів води. Характеристики ТС та параметри ТОА наведено в табл. 1. Найвища передана теплова потужність ТОА становила 5400 Вт і була досягнута за вхідної температури гарячого повітря 300 °С та його витраті 0,14–0,17 кг/с. Найнижчий термічний опір ТОА становив 0,05–0,1 К/Вт і був досягнутий за вхідної температури гарячого повітря 300 °С. Найвища ефективність ТОА становила 16 %. Вона відповідала вхідній температурі гарячого повітря 300 °С та його витраті 0,05 кг/с. Таку низьку ефективність можна пояснити відсутністю оребрення на зовнішній поверхні ТС, що не дало змоги організувати ефективний теплообмін між ТС та зовнішніми теплоносіями [17].

На відміну від всіх описаних вище конструкцій ТОА на ТС, у більшості з яких було застосовано ТС класичної конструкції, в теплообміннику, описаному та дослідженому авторами [18], використано контурні ТС (рис. 3, а).



а



б

Рис. 3. Теплообмінник на контурних термосифонах [18]: а – контурний термосифон; б – конструкція теплообмінника

На відміну від класичного ТС, контурний виконано у вигляді замкненого контуру. Зони нагріву та конденсації контурного ТС розміщені горизонтально, причому ЗК розміщується вище за ЗН. ЗН та ЗК з'єднані трубами-перемичками, які фактично є зоною транспорту, оскільки однією з них рухається пара із ЗН до ЗК, а іншою конденсат повертається до ЗН під дією сил гравітації.

ТОА на контурних ТС показано на рис. 3, б. На їх внутрішній поверхні були наявні канавки, призначені для інтенсифікації теплообміну всередині ТС. Характеристики ТС та параметри ТОА наведено в табл. 1.

Метою авторів [18] була перевірка можливості використання води в якості теплоносія в ТС для систем вентиляції і кондиціонування та порівняння ефективності ТОА на ТС з водою та фреоном. Через високе значення теплоти пароутворення, температури насичення та можливості замерзання за низьких температур вода використовується в утилізаторах викидів, які мають температуру 100 °С і вище. Водночас для утилізації теплоти в вентиляційних системах застосовують ТС, заправлені фреонами, завдяки їх низькій температурі насичення. Однак вода є доступнішим, дешевшим та екологічно безпечнішим теплоносієм, ніж фреони, і, до того ж, має кращі теплотранспортні властивості.

Було досліджено два варіанти ТОА: з одним та з двома рядами ТС, при цьому ТОА на контурних ТС був допоміжним елементом, призначеним для попереднього підігріву та охолодження повітря з метою підвищення ефективності та зниження споживання енергії системи. Тому дослідження цього ТОА проводилось у двох режимах: підігріву та охолодження повітря. В режимі підігріву між ЗН та ЗК термосифонів встановлювався нагрівач, а повітря спочатку пропускатись через ЗК, потім нагрівач, потім ЗН. У режимі охолодження між зонами ТС встановлювався холодильник, а повітря пропускатись у зворотному напрямку, тобто ЗН – холодильник – ЗК. У режимі нагрівання ефективність ТОА на ТС з водою становила 19,61–20,14 %, при цьому ефективність ТОА на фреоні – 13,25–13,76 %. За твердженням авторів [18] ефективність ТОА на ТС з водою була на 46–48 % вища, ніж на фреоні. В режимі охолодження ефективність ТОА з ТС на воді становила 16,9 %, а на фреоні – 14,3 %, при чому в обох режимах зі збільшенням швидкості повітря ефективність ТОА зменшувалась незалежно від того, який теплоносієм було застосовано в ТС.

Також вагомим результатом, отриманим у [18], є те, що автори показали можливість використання води в якості теплоносія в ТС для систем вентиляції та кондиціонування, а також те, що ТОА на ТС з водою можуть бути ефективніші в таких системах, ніж ТОА на ТС з фреоном. Проте враховуючи вузький діапазон швидкостей повітря в дослідженні [18] та специфіку дослідженої системи загалом, ці результати не можна екстраполювати на інші системи, і тому питання використання води потребує додаткових досліджень.

У [21] досліджено ТОА на ТС, призначений для підігрівання води гарячими промисловими повітряними викидами (рис. 4, *a*).

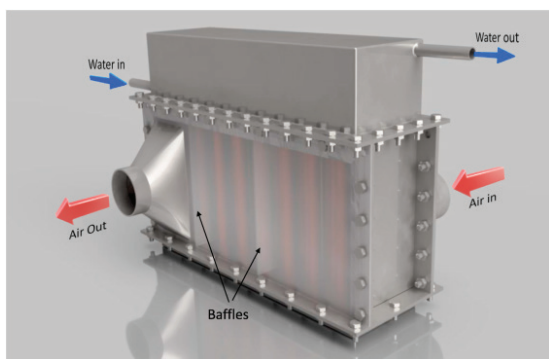
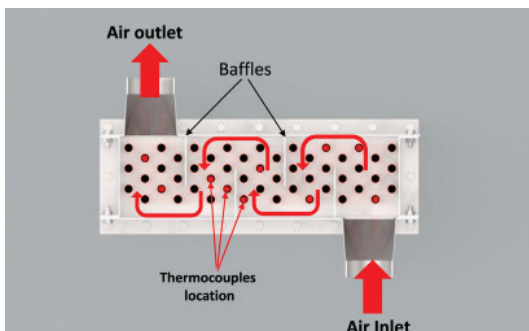
*a**б*

Рис. 4. Багатоходовий теплообмінник повітря-вода на термосифонах [21]: *a* – загальний вигляд; *б* – схема розміщення ходів та руху повітря

У нижній частині теплообмінника (рис. 4, *a*) розміщено ЗН термосифонів, і через неї пропускають гаряче повітря. У верхній частині розміщено ЗК термосифонів, і через неї пропускають холодну воду. Особливістю конструкції цього ТОА є те, що він багатоходовий (рис. 4, *б*). Метою авторів [21] було дослідити вплив кількості ходів на характеристики ТОА. Тому було

досліджено ТОА з 1, 2, 3, 4 та 5 ходами. Характеристики ТС та ТОА наведено в табл. 1.

Згідно з отриманими в [21] результатами найкращі характеристики мав ТОА з 5 ходами. Він дозволив утилізувати 459 Вт теплової енергії та мав ефективність 67 %. Крім того, збільшення ходів від 1 до 5 дозволило знизити на 70 % термічний опір теплопередачі конвекцією між гарячим повітрям та ЗН термосифонів. Приблизно на стільки ж знизився і термічний опір ТОА загалом. Також автори [21] з'ясували, що значно більший вплив на теплопередавальні характеристики цього ТОА здійснюють параметри гарячого теплоносія, ніж холодного.

3. Теплообмінні апарати на теплових трубах

У [9, 10, 13, 14] описано ТОА на ТТ, призначений для утилізації теплоти в системах кондиціонування (рис. 5).

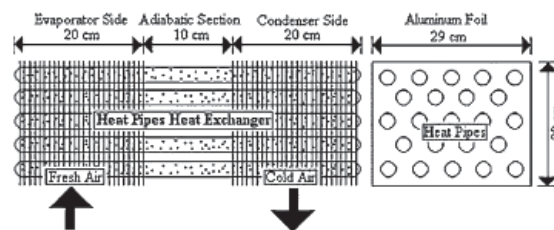


Рис. 5. Теплообмінник на теплових трубах для системи кондиціонування [9]

Як видно з рис. 5, ТОА є пакетом ТТ, розміщених у шаховому порядку. Основні параметри ТТ та ТОА подано в табл. 2. Під час випробувань цього теплообмінника температура холодного повітря на виході з ТОА становила 25 °С, а ефективність сягнула 85 % [13].

Авторами [19] запропоновано конструкцію та проведено CFD-моделювання ТОА на ТТ, призначеного для використання теплових викидів будівлі для підігріву води чи припливного вентиляційного повітря (рис. 6). Цей ТОА сконструйовано за принципом кожухо-трубного теплообмінника, але із застосуванням ТТ. Основні параметри ТТ та ТОА подано в табл. 2. У результаті моделювання було отримано значення температури холодного теплоносія на виході з ТОА від 38,2 до 59,6 °С, причому зі збільшенням витрати холодного теплоносія, його температура на виході зменшувалась. На думку авторів [19] такі результати свідчать про ефективну роботу цього ТОА

Таблиця 2. Характеристики теплових труб та параметри теплообмінних апаратів

Джерело	Srimuang W. et al. [14]	Burlacu A. et al. [19]	Imansyah Ibnu Hakim et al. [20]	Diao Y.H. et al. [24]	Remeli M.F. et al. [25]
Характеристики теплових труб					
Матеріал корпусу	мідь	мідь	мідь	–	мідь
Діаметр корпусу, мм	12,7	10	10	плоско-овал 80x3	–
Загальна довжина, мм	500	1000	710	–	–
Довжина ЗН, мм	200	–	160	138	–
Довжина ЗТ, мм	100	–	360	0	–
Довжина ЗК, мм	200	–	190	138	–
Матеріал КС	латунь	–	мідь	–	–
Тип КС	сітка	–	порошкова	мікроканали	–
Теплоносій	R11, R123	вода	вода	–	–
Тип оребрення	поперечне	відсутнє	хвилясте	гофроване	поперечне
Матеріал ребер	алюміній	–	алюміній	–	алюміній
Товщина ребер, мм	0,5	–	0,105	–	–
Крок ребер, мм	–	–	2	3	–
Параметри теплообмінного апарату					
Кількість ТТ, шт	25	14	12	14, 21, 28	4
Компоновка	шахова	кругова	шахова	коридорна	коридорна
Кількість рядів	5	–	3	2, 3, 4	8
Кількість ходів	1	1	1	1	1
Гарячий теплоносій	повітря	вода	повітря	повітря	повітря
Вхідна температура, °С	26–45	60, 70	28–45	18, 25	82
Швидкість/Витрата	50–160 м ³ /год	10 л/хв	1,5–2,5 м/с	60–150 м ³ /год	1,1–1,6 м/с
Холодний теплоносій	повітря	вода	повітря	повітря	повітря
Вхідна температура, °С	26	10	–	8–16, 11–23	28
Швидкість/Витрата	50–160 м ³ /год	6–30 л/хв	–	60–150 м ³ /год	1,1–1,6 м/с

Авторами [20] було досліджено ТОА на ТТ, призначений для попереднього підігріву чи охолодження вентиляційного повітря перед основним контуром системи кондиціонування. Основною метою його використання є підвищення ефективності всієї системи загалом та зменшення споживання енергії.

ТОА складався з трьох однакових модулів. Взагалі, автори [20] досліджували конфігурації з 1, 2 та 3 модулів, щоб виявити, яка з них виявиться ефективнішою. Кожен модуль складався з 12 мідних ТТ, розміщених у шаховому порядку. Основні параметри ТТ та одного модуля ТОА подано в табл. 2.

Авторами [20] було отримано такі результати: максимальна ефективність 40,25 % була отримана за вхідної температури гарячого повітря 45 °С, його швидкості 1,5 м/с та використання 3 модулів. Найбільша кількість утилізованої теплової енергії становила 400,54 Вт і була досягнута за вхідної температури гарячого повітря 40 °С, його швидкості 2,5 м/с та використан-

ня 3 модулів. Зі збільшенням кількості модулів та вхідної температури гарячого повітря ефективність зростала, а зі збільшенням швидкості повітря – зменшувалась. Кількість утилізованої енергії збільшувалась зі збільшенням кількості модулів, температури та швидкості гарячого повітря. Авторами [20] також було проведено техніко-економічний аналіз використання такого ТОА: найбільшої економії коштів на електроенергії буде досягнуто у разі використання 3 модулів за вхідної температури гарячого повітря 40 °С та його швидкості 2,5 м/с. Термін окупності в цьому випадку становитиме 3 роки, при цьому термін окупності ТОА з 1 або 2 модулями менший, проте і їх ефективність нижча.

У [22] було продовжено дослідження цього ТОА. Метою дослідження було з'ясувати вплив кількості рядів ТТ на теплопередавальні характеристики ТОА. Тому досліджувались ТОА з 3, 6 та 9 рядами. На відміну від [20], у [22] вказано точні параметри компоновки ТТ (рис. 7).

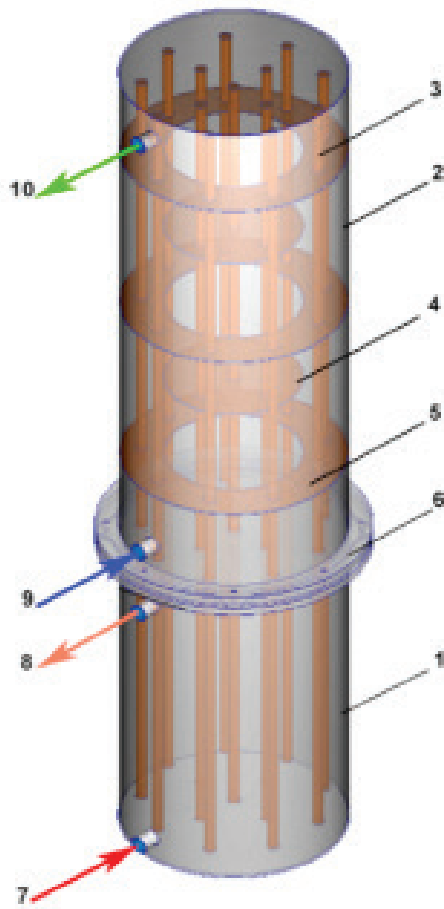


Рис. 6. Теплообмінник на теплових трубах для утилізації еплових викидів будівлі [19]: 1 – зона нагріву; 2 – зона конденсації; 3 – теплові труби; 4, 5 – кільця; 6 – фланець; 7, 8 – вхід та вихід гарячого теплоносія відповідно; 9, 10 – вхід та вихід холодного теплоносія відповідно

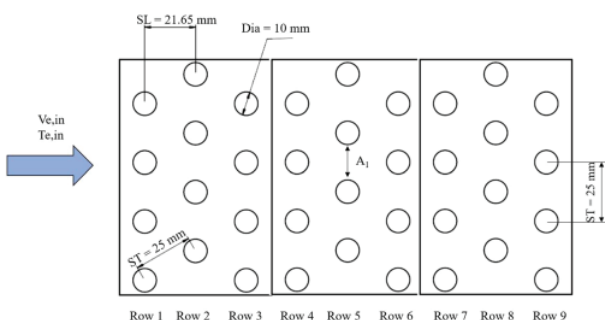


Рис. 7. Компонівка теплових труб у теплообміннику [22]

Умови дослідження ТОА в [22] були повністю аналогічні [20]. Згідно з отриманими результатами [22], найвищу ефективність, переданий тепловий потік та найнижчий термічний опір ТОА

було отримано з 9 рядами ТТ. Найвища ефективність становила 62,6 %, і була отримана за вхідної температури гарячого повітря 45 °С та його швидкості 1,5 м/с. Найвища передана потужність становила 931,6 Вт, а найнижчий термічний опір за цієї потужності 0,0007 К/Вт. Обидва параметри отримані за такої самої температури повітря, але за його швидкості 2,5 м/с. Цими ж авторами, але в роботі [23] було проаналізовано зменшення навантаження основного кондиціонера системи кондиціювання повітря в результаті встановлення перед ним цього ТОА в якості попереднього охолоджувача. Було з’ясовано, що навантаження може бути зменшене на 10–57 % залежно від кількості рядів ТТ у ТОА та параметрів гарячого повітря на вході.

Серед різних типів ТТ виділяють мікро-ТТ (МТТ) – це ТТ настільки малого розміру, що транспортування рідини в них відбувається завдяки капілярним силам, що діють на неї всередині корпусу ТТ, а КС, зазвичай, відсутня. В [9, 12, 24] описано оригінальну конструкцію ТОА на основі плоских МТТ (рис. 8).

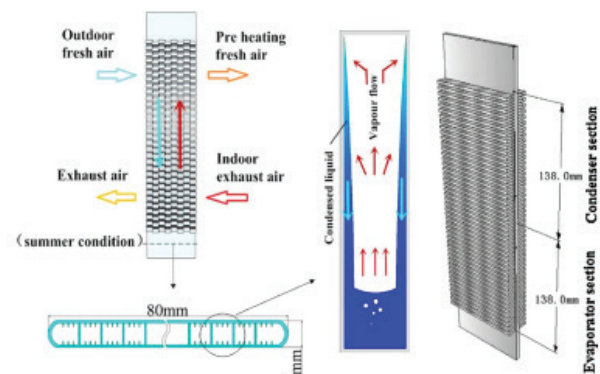


Рис. 8. Плоска мікротеплова труба для теплообмінника-утилізатора [9]

Основним елементом ТОА є плоска МТТ (рис. 8) завширшки 80 мм та завтовшки 3 мм. На внутрішній поверхні корпусу ТТ виконано мікроканали, які покращують транспортування конденсату із ЗК до ЗН. На зовнішній поверхні труби встановлено оребрення, виконане із металевих гофрованих стрічок, приварених до поверхні МТТ. Гофри утворювали прямокутні канали завширшки 3 мм та заввишки 12 мм, причому оребрення організовано таким чином, що канали розміщувались у шаховому порядку. Основні параметри ТТ та ТОА подано в табл. 2.

У результаті проведених досліджень авторами [24] було отримано такі результати. Збільшення

кількості рядів МТТ та різниці вхідних температур гарячого та холодного теплоносіїв призводить до збільшення температурної ефективності ТОА. Водночас збільшення витрати повітря призводить до зниження ефективності. Максимальну ефективність ТОА було отримано для 4 рядів, і вона становила 77–78 %. Збільшення кількості рядів та витрати повітря призводить до збільшення втрат тиску в ТОА. Максимальні втрати тиску становили 31 Па. Водночас збільшення кількості рядів призводить до зменшення коефіцієнта корисної дії (ККД) ТОА, який визначають як відношення кількості теплової енергії, утилізованої ТОА, до кількості електроенергії, витраченої на прокачування теплоносіїв через нього. ККД досліджуваного ТОА становив від 3,3 до 91,9 %. Тому з погляду балансу між ККД та ефективністю автори [24] рекомендують використовувати ТОА з 3 рядами МТТ. Кількість утилізованої теплової енергії збільшується зі збільшенням кількості рядів, витрати повітря та різниці вхідних температур гарячого та холодного повітря. Максимальна кількість утилізованої теплоти для досліджуваного ТОА становила приблизно 420 Вт. Крім того, використання цього ТОА з 3 рядами МТТ у кліматичних умовах Пекіну дозволяє заощадити 46,17 кВт·год електроенергії в літній період та 44,4 м³ газу в зимовий період у приміщенні, де мешкає родина з трьох осіб.

Деякі дослідники намагаються використовувати теплоту витяжного повітря не лише для підігріву припливного, але і для вироблення електричної енергії. Наприклад, у [25] було досліджено пристрій, в якому сумісне використання ТТ та термоелектричних генераторів (ТЕГ) дозволяло використовувати теплоту промислових викидів для реалізації цих двох задач. Один модуль пристрою складається з восьми ТТ та встановленого між ними ТЕГ. ЗН чотирьох з ТТ розміщені в каналі з гарячим повітрям, а до їх ЗК приєднано ТЕГ. Вони відбирають теплоту від гарячого повітря і передають його на ТЕГ. У інших чотирьох теплових труб ЗН приєднані до ТЕГ, а ЗК розміщені в каналі з холодним повітрям, тобто ці ТТ відводять теплоту від ТЕГ до холодного повітря. Таким чином, за рахунок роботи ТТ на ТЕГ створюється різниця температур, яка завдяки ефекту Зеебека спричиняє генерацію електричного струму. Крім того, здійснюється теплообмін між гарячим та холодним повітрям. Всього досліджувана система налічувала 8 таких модулів. Основні

параметри одного модуля, пристрою загалом та умови дослідження подано в табл. 2.

Авторами [25] було отримано такі результати: ефективність ТОА, вироблена електрична потужність та утилізована кількість теплоти зменшуються зі збільшенням швидкості повітря (останній результат суперечить більшості описаних вище результатів, де щодо утилізованої кількості теплоти спостерігались обернені результати). Найвищу ефективність 41 %, найвищу утилізовану теплову потужність 1079 Вт та найвищу вироблену електричну потужність 7 Вт було отримано за швидкості повітря 1,1 м/с.

4. Теплообмінні апарати на пульсаційних теплових трубах

У [14] описано дві конструкції ТОА на ПТТ різних типів: незамкненій та замкненій з регулюючими клапанами. Основні параметри ПТТ та ТОА наведено в табл. 3. Слід зазначити, що зазвичай у ПТТ під КЗ мають на увазі відношення об'єму заправленої рідини до загального об'єму ПТТ, однак для конструкцій, розглянутих у [14], заправка вказана відносно об'єму ЗН.

Ефективність ТОА на незамкненій ПТТ досягла 54 %, а ТОА на замкненій ПТТ – 76 % [14].

Авторами [26] було запропоновано ТОА, конструкцію якого показано на рис. 9, а, а компоновку ПТТ у ТОА – на рис. 9, б. Основні параметри ПТТ та ТОА наведено в табл. 3.

ПТТ у ТОА було розміщено в шаховому порядку із поперечним кроком (S_y на рис. 9, б) 2,18 см, та поздовжнім (S_z) 1 см.

Авторами [26] було проведено розрахунковий аналіз роботи цього ТОА та отримано такі результати: передана теплова енергія 10,76 кВт, при цьому ефективність ТОА становить приблизно 48 %, а втрати тиску 36,4–39,8 Па. Крім того було з'ясовано, що використання цього ТОА в комерційних будівлях регіонів США, що належать до різних кліматичних зон (від континентального клімату до пустельного) дозволяє зменшити їх енергоспоживання на 16–20 % на рік.

Тими самими авторами в роботі [16] було експериментально досліджено ПТТ, призначену для утилізації теплоти у вентиляційних системах. Її основні характеристики та умови дослідження наведено в табл. 3. Як теплоносіїв використовувався n-пентан, який було обрано не лише через його теплофізичні характеристики, але і через те, що він є нетоксичним та безпечним для озонного шару [16].

Таблиця 3. Характеристики пульсаційних теплових труб та параметри теплообмінних апаратів

Джерело	Srimuang W. et al. [14]	Mahajan G. et al. [26]	Mahajan G. et al. [16]	Mahajan G. et al. [27]	Yang H. et al. [28]
Характеристики пульсаційних теплових труб					
Тип ПТТ	незамкнена, замкнена з регулюючими клапанами	замкнена	замкнена	замкнена	незамкнена
Матеріал корпусу	мідь	мідь	мідь	мідь	мідь
Зовнішній/внутрішній діаметр корпусу, мм	–/2	3,18/1,65	3,18/1,65	3,18/1,65	3/2
Загальна довжина, мм	600, 388	–	620	1346	540
Довжина ЗН, мм	190	610	300	635	240
Довжина ЗТ, мм	–, 8	–	20	76	60
Довжина ЗК, мм	190	610	300	635	240
Кількість витків	8, 20	20	9	9	40
Теплоносій	вода, R143a	ацетон	n-пентан	n-пентан	R143a
КЗ, %	50	–	60, 70	70	50
Тип оребрення	відсутнє	лопаткове	відсутнє	спіральне	відсутнє
Матеріал ребер	–	алюміній	–	мідь	–
Товщина ребер, мм	–	0,397	–	0,381	–
Крок ребер, мм	–	8	–	2,1	–
Параметри теплообмінного апарату					
Кількість ПТТ, шт	32, 2, 5	15	1	1	40
Кількість ходів	1	1	1	1	1
Гарячий теплоносій	гази, повітря	повітря	повітря	повітря	повітря
Вхідна температура, °C	60–80, 50–70	37,78	45		30–45
Швидкість/Витрата	3,3; 0,5–1 м/с	1,18 м ³ /с	0,19 м ³ /с	0,19 м ³ /с	1–3,5 м/с
Холодний теплоносій	повітря	повітря	повітря	повітря	повітря
Вхідна температура, °C	30	21,11	–6	10	26
Швидкість/Витрата	–	1,18 м ³ /с	0,19 м ³ /с	0,19 м ³ /с	1–3,5 м/с

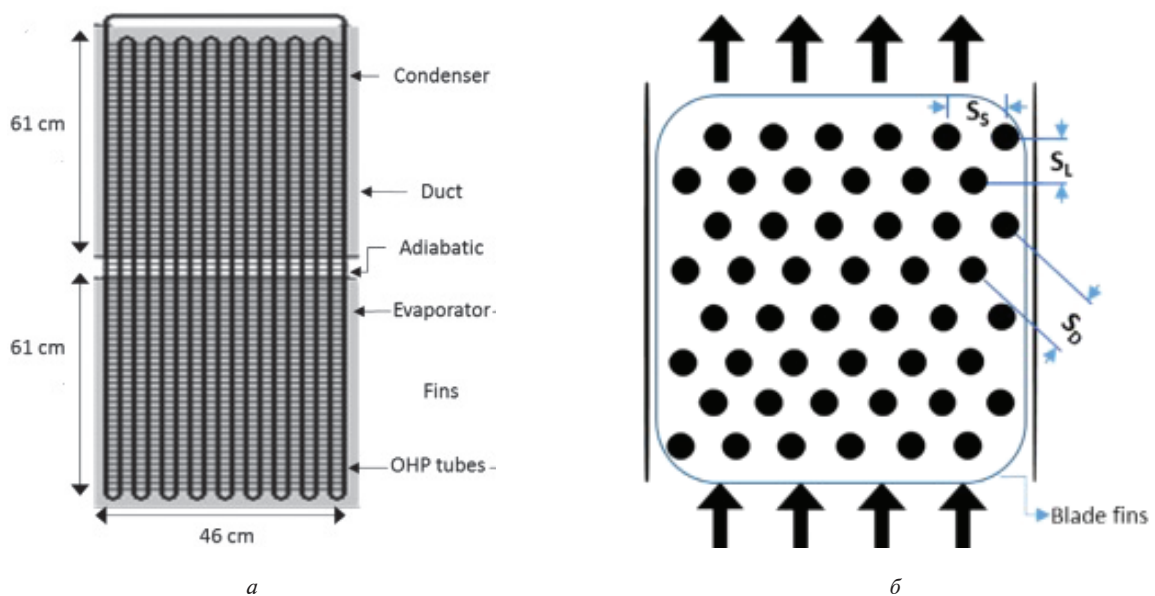


Рис. 9. Конструкція пульсаційної теплової труби (а) та їх компоновка в теплообміннику (б) [26]

За результатами досліджень [16] втрати тиску на ПТТ становили 62 Па, однак слід враховувати, що це сумарні втрати ПТТ, конфузора і дифузора, що використовувались для підведення до неї повітряного потоку. Кращі теплопередавальні характеристики ПТТ мала з КЗ 70 %, а саме: переданий тепловий потік 225 Вт, термічний опір 0,11 К/Вт, ефективність 5 %. Таку низьку ефективність можна пояснити тим, що використовувалась одинична ПТТ та ще й з неоребреною зовнішньою поверхнею. Проте значна передана тепла потужність та низький термічний опір демонструють потенціал використання ПТТ для утилізації теплоти у вентиляційних системах.

Тими самими авторами в [27] було досліджено ПТТ зі спіральним оребренням (рис. 10). Основні характеристики та умови дослідження наведено в табл. 3. Щоб оцінити ефект від оребрення, автори [27] дослідили в однакових умовах дві однакові ПТТ, але одна з них була з оребренням, а інша – без.

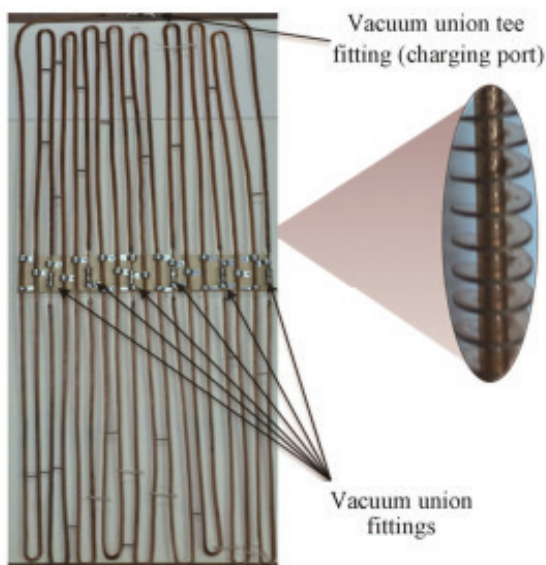


Рис. 10. Пульсаційна тепла труба зі спіральним оребренням [27]

Було отримано такі результати [27]: для неоребреної ПТТ – максимальна потужність, що передається, 210 Вт, мінімальний термічний опір 0,06 К/Вт, втрати тиску повітря 3,7 Па; для оребреної ПТТ – максимальна потужність, що передається, 400 Вт, мінімальний термічний опір 0,04 К/Вт, втрати тиску повітря 10,5 Па. Таким чином, оребрення дозволяє збільшити максимальну потужність, що передає ПТТ, на 80 %.

Водночас втрати тиску в повітряному каналі зростають на 6,8 Па, але це призводить до збільшення потужності вентилятора, що прокачує повітря, лише на 1–2 Вт, тобто позитивний вплив оребрення на теплопередавальні характеристики ПТТ переважає над збільшенням аеродинамічного опору.

В [28] було досліджено ТОА, який складався з сорока 40-виткових ПТТ незамкненого типу. ПТТ були встановлені паралельно одна одній, тобто компоновка була коридорною. Основні параметри ПТТ та ТОА наведено в табл. 3. Особливістю цього дослідження було вивчення впливу кута нахилу на теплопередавальні характеристики ТОА: він змінювався від 0° (горизонтальне положення) до 90° (вертикальне положення з нагрівом знизу).

Автори [28] отримали такі результати. У разі кута нахилу 0° ПТТ запускались за різниці температур гарячого і холодного повітря на вході 4 °С, а загальна температурна ефективність ТОА становила 30 %. У разі збільшення кута нахилу теплопередавальні характеристики ТОА покращувались, а найкращі результати були отримані за кутів нахилу 60° та 90°, коли ефективність ТОА сягла 50 %. За постійної швидкості повітря 1,5 м/с та кута нахилу 90° збільшення вхідної температури гарячого повітря від 30 до 42 °С призводила до зростання ефективності ТОА з 37 до 48 %. За того самого кута нахилу та фіксованої вхідної температури гарячого повітря 38 °С збільшення швидкості з 1,3 до 3,3 м/с призводило до збільшення потужності, що передавав ТОА, з 440 до 821 Вт, проте ефективність зменшувалась з 49 до 36 %, а втрати тиску в каналі гарячого повітря зростали з 15 до 47 Па. На думку авторів [28] такі результати свідчать про значний потенціал використання ТОА на ПТТ для утилізації теплоти у вентиляційних системах у літній період.

5. Теплообмінники на двофазних пристроях для регулювання вологості повітря

В усіх описаних вище ТОА під ефективністю малася на увазі температурна ефективність. Крім того, в багатьох джерелах [1, 9, 11, 12, 38] стверджується, що ТОА на ПТТ не можуть утилізувати теплоту випаровування вологи з повітря, а отже і не можуть бути застосовані в системах, де окрім утилізації теплоти необхідне також і регулювання вологості повітря, наприклад, в умовах субтропічного та тропічного клімату. Не ди-

влячись на це, в [10, 29] розглянуто конструкцію призначену як для утилізації теплоти, так і для зменшення вологості повітря.

Досліджений у [29] ТОА складався з 8 рядів по 8 ТС у кожному. ТС було виготовлено із мідної труби із зовнішнім діаметром 15,9 мм і товщиною стінки 0,48 мм. На зовнішній поверхні ТС було встановлено оребрення. Крок між ТС у ТОА становив 40 мм.

ТОА використовувався як допоміжний у системі кондиціювання повітря. Зони нагріву ТС було розміщено в каналі припливного повітря для забезпечення попереднього охолодження повітря перед основним кондиціонером. Зони конденсації було розміщено за основним кондиціонером у каналі, по якому повітря подавалось у приміщення. Вони забезпечували підігрівання повітря перед його подачею в приміщення [29].

Цей ТОА було досліджено в таких умовах: температура гарячого повітря на вході 20–32 °С, вологість повітря 50–80 %, швидкість повітря 1–2 м/с. Основним результатом, отриманим автором [29], є зменшення відношення явної теплоти (тобто переданої за рахунок різниці температур) до повної теплоти (сума явної та теплоти пароутворення, що вивільняється під час конденсації вологи з повітря) для всієї системи з 0,688 до 0,188. Це означає, що встановлення ТОА на ТС значно покращило здатність системи до зменшення вологості повітря.

В оглядовій роботі [30] наведено результати дослідження ТОА, що складався з ТТ, який також був лише допоміжним елементом, призначеним для підвищення ефективності роботи основного кондиціонера, що розміщувався між ЗН та ЗК теплових труб. Згідно з наведеними у [30] результатами без використання ТОА на ТТ кондиціонер видаляв 3,68 г/с вологи з повітря, тоді як разом із описаним вище ТОА цей показник зріс до 5,25 г/с. Крім того, так само в [30], описано ще два випадки використання ТОА на ТТ в якості допоміжних елементів у системах кондиціювання. В одному з них застосування ТОА на ТТ дозволило збільшити здатність системи до зменшення вологості повітря на 22–42 %, в іншому – на 24–54 %. Такий ефект можна пояснити попереднім охолодженням повітря, яке відбувається в ТОА. Як наслідок, повітря потрапляє в кондиціонер з нижчою температурою, що дає йому змогу видалити більше вологи.

Також важливим результатом, наведеним у [30], є те, що накопичення конденсату на оребрених поверхнях ЗН теплових труб май-

же не впливає на аеродинамічний опір та теплову ефективність ТОА. Однак це твердження справедливе лише для ТОА з горизонтально орієнтованими ТТ. За такої орієнтації та попередньому оребренню конденсат стікає з поверхні ребер під дією сил гравітації і не накопичується в міжреберному просторі, спричинюючи погіршення характеристик ТОА.

В оглядовій роботі [31] також описано численні випадки теоретичних та експериментальних досліджень роботи ТОА на різних видах ТТ в якості допоміжних елементів систем кондиціювання. Серед результатів, наведених у [31], в якості найбільш важливих можна виділити такі: використання ТОА на ТТ та ТС дозволяє підвищити ККД всієї системи в 2 рази та збільшити видалення вологи з повітря на 62 %; ТОА на ТС мають мінімальну ефективність, якщо швидкості гарячого та холодного повітря будуть однаковими; визначаючи ефективність роботи ТС в умовах вологого повітря, необхідно враховувати теплоту, що виділяється під час конденсації вологи з повітря. Так, якщо скласти відношення повної теплоти, переданої ТС, до теплоти, переданої лише за рахунок різниці температур (без врахування конденсації), то для умов вологого повітря воно буде більше 1, тоді як для сухого повітря дорівнює 1. Теплота, що виділяється під час конденсації, може становити до 20 % загальної кількості теплоти, переданої ТС.

Таким чином можна зробити висновок, що використання ТОА на ТС та ТТ у системах кондиціювання повітря навіть в якості допоміжних елементів призводить до значного покращення спроможності таких систем до видалення вологи з повітря. Це демонструє принципову можливість використання таких ТОА в системах регулювання вологості повітря. Крім того, аналізуючи ефективність ТОА на ТС та ТТ, необхідно обов'язково враховувати теплоту, що виділяється під час конденсації вологи з повітря, оскільки такі ТОА здатні її утилізувати.

6. Теплообмінні апарати на інших видах двофазних теплопередавальних пристроїв

У літературі описано випадки застосування двофазних теплопередавальних пристроїв, відрізняючись від класичних ТС та ТТ, для утилізації теплоти в вентиляційних системах. Наприклад, автори [39] розробили та дослідили регенеративний теплообмінник компактних розмірів (200×200×200 мм).

Він складався з 46 мідних труб зовнішнім діаметром 15 мм. Їх було розміщено в шаховому порядку з однаковими поперечним та діагональним кроками рівними 30 мм. Кожну трубу було вакуумовано, заповнено рідким теплоносієм на 50 % від повного об'єму та герметизовано. В якості теплоносія використовувались фреони R11, R123, R245fa, а також n-пентан та ізопентан. Було встановлено пластини-направляючі, за допомогою яких організовувався прохід повітря через ТОА в 3 ходи.

Метою авторів [39] було дослідити вплив теплоносіїв на ефективність ТОА.

Основні теплопередавальні елементи цього ТОА за своєю конструкцією повністю повторюють ТС, і в основі їх роботи також лежить замкнений випарно-конденсаційний цикл. Проте в ТС процеси випаровування та конденсації теплоносія відбуваються одночасно, а в цих пристроях – по черзі. Спочатку труби омиваються гарячим повітрям, вони прогріваються по всій довжині, повітря охолоджується, а частина теплоносія всередині труб випаровується. Потім труби омиваються холодним повітрям, воно нагрівається, труби охолоджуються по всій довжині, а теплоносій всередині труб конденсується. Далі цикл повторюється. Таким чином реалізується принцип роботи регенеративного ТОА з акумуляцією теплоти у вигляді теплоти пароутворення рідкого теплоносія.

Автори [39] дослідили цей ТОА математично за таких умов: температура припливного повітря 0–40 °С, температура витяжного повітря 24 °С, швидкість повітря 1, 2, 3 м/с. Згідно з отриманими результатами найкращим теплоносієм виявився n-пентан, оскільки під час його застосування ТОА забезпечив утилізацію найбільшої кількості енергії в розмірі 426,22 кДж/год. Крім того, згідно з [39], цей теплоносій є найбільш екологічно безпечним, оскільки не руйнує озоновий шар та має найнижчий показник потенціалу глобального потепління серед усіх досліджених теплоносіїв. Єдиним його недоліком є висока горючість. Проте цей недолік можна подолати, обладнавши вентиляцію системою попередження займання. Також у [39] зазначено, що збільшення швидкості повітря призводить до збільшення кількості утилізованої теплоти.

References

- [1] V.I. Deshko, I.O. Sukhodub, *Efficiency of heat utilization in ventilation systems*, Kyiv, Ukraine: IESEM NTUU “KPI” (in Ukrainian), 2016.

Висновки

1. Теплообмінні апарати на двофазних теплопередавальних елементах мають широкі перспективи використання для утилізації теплоти в системах вентиляції, оскільки мають повну теплову ефективність до 85 % та можуть бути використані в системах з контролем вологості повітря.

2. Можна виділити такі загальні риси конструкцій теплообмінників-утилізаторів на двофазних теплопередавальних пристроях:

- використання термосифонів, теплових труб з капілярною структурою та пульсаційних теплових труб замкнутого типу як основних теплопередавальних елементів теплообмінника;

- використання шахової компоновки труб;

- виготовлення корпусів теплопередавальних пристроїв, а також капілярної структури, якщо вона наявна, з міді;

- застосування як теплоносіїв у двофазних пристроїв води для утилізації теплоти викидів з температурою 100 °С і вище та фреонів, n-пентану та ізопентану для утилізації теплоти вентиляційного повітря будівель;

- використання алюмінієвого оребрення на зовнішній поверхні зон теплообміну теплопередавальних пристроїв.

3. Існує низка невирішених питань, які потребують розв'язання для створення нових теплообмінників-утилізаторів на двофазних теплопередавальних пристроях:

- оптимізація конструкції ТС та ТТ, зокрема:

- а) вибір діаметра та форми корпусу;

- б) вибір теплоносія, який ефективно працював би за температур, характерних для вентиляційних систем, і був екологічно безпечним;

- в) вибір оптимального коефіцієнта заправки для термосифонів та пульсаційних теплових труб;

- г) вибір оптимальних параметрів капілярної структури для теплових труб;

- вибір кількості рядів теплових труб чи термосифонів у теплообміннику та кроків їх розміщення;

- оптимізація параметрів оребрення;

- дослідження коефіцієнтів тепловіддачі від/до повітря, коефіцієнта теплопередачі теплообмінника, втрат тиску повітря на теплообмінному апараті;

- питання відводу конденсату у випадку конденсації вологи з повітря.

- [2] S.K. Kusakov, “Low potential heat sources and requirements for heat exchange equipment for energy efficient utilization of such heat”, (in Ukrainian), *Intehrovani tekhnologii ta enerhozberezhennia*, no. 4, pp. 79–90, 2019, doi: 10.20998/2078-5364.2019.4.10.
- [3] L.V. Didyk and M.V. Stepanov, “Calculation method of heat exchanger with elastic heat transfer surface for utilization of exhaust air heat”, (in Ukrainian), *Ventylatsiia, osvillennia ta teplohozopostachannia*, iss. 16, pp. 94–100, 2012.
- [4] M. Kordyukov, V. Deshko, I. Sukhodub, “Heat and mass transfer processes in air-to-air membrane recuperative heat exchanger in summer”, (in Ukrainian), *Kholodylna tekhnika ta tekhnolohiia*, vol. 50, no. 1, pp. 24–31, Mar. 2014, doi: 10.15673/0453-8307.1/2014.32643.
- [5] V.I. Deshko, I.O. Sukhodub, A.V. Popkov, “Energy balance of ventilation systems with utilization”, (in Ukrainian), *Budivelni konstruksii*, iss. 80, pp. 73–77, 2014.
- [6] M.V. Stepanov, V.H. Dziubenko, M.V. Shynkarenko, “Heat exchanger”, (in Ukrainian), UA Patent 65348 A, Mar. 15, 2004.
- [7] M.V. Stepanov, L.V. Didyk, P.H. Berehova, “Investigation of heat transfer between air and elastic surface”, (in Ukrainian), *Ventylatsiia, osvillennia ta teplohozopostachannia*, iss. 11, pp. 67–71, 2007.
- [8] S.Z. Polishhuk, E.G. Kushnir, I.Ju Lesnikova, V.O. Petrenko, Ju.D. Vasil’eva, E.A. Homenko, “Utilization of industrial exhaust heat and quality of air environment”, (in Russian), *Stroitel’stvo. Materialovedenie. Mashinostroenie. Serija: Jenergetika, jekologija, komp’juternye tekhnologii v stroitel’stve*, iss. 76, pp. 212–220, 2014.
- [9] Qi Xu, Saffa Riffat, Shihao Zhang, “Review of Heat Recovery Technologies for Building Applications”, *Energies*, vol. 12, iss. 7, Apr. 2019, Art. no. 1285, doi: 10.3390/en12071285.
- [10] A. Mardiana-Idayu, S.B. Riffat, “Review on heat recovery technologies for building applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, iss. 2, pp. 1241–1255, Feb. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2011.09.026.
- [11] D. O’Connor, J.K. Calautit, B.R. Hughes, “A Review of Heat Recovery Technology for Passive Ventilation Applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, pp. 1481–1493, Feb. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.10.039.
- [12] E.A. Zender-Swiercz, “Review of Heat Recovery in Ventilation”, *Energies*, vol. 14, iss. 6, Mar. 2021, Art. no. 1759, doi: 10.3390/en14061759.
- [13] P.M. Cuce, S. Riffat, “A comprehensive review of heat recovery systems for building applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 47, pp. 665–682, Jul. 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.03.087.
- [14] W. Srimuang, P. Amatachaya, “A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, iss. 6, pp. 4303–4315, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.03.030.
- [15] M. Muhsen, Yunting Ge, A. Karamallah, W. Mohammad, “Experimental Performance of R134a Filled Thermosyphon Heat Pipe Heat Exchanger using Plain and Rifled Tubes”, *Elixir Thermal Engineering*, vol. 93, pp. 39348–39359, Apr. 2016.
- [16] Govinda Mahajan, Scott M. Thompson, Heejin Cho, “Experimental characterization of an n-pentane oscillating heat pipe for waste heat recovery in ventilation systems”, *Heliyon*, vol. 4, iss. 11, Nov. 2018, Art. no. e00922, doi: 10.1016/j.heliyon.2018.e00922.
- [17] J. Ramos, A. Chong, H. Jouhara, “Experimental and Numerical investigation of a cross flow air-to-water heat pipe-based heat exchanger used in waste heat recovery”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 102, pp. 1267–1281, Nov. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.100.
- [18] H. Jouhara, R. Meskimmon, “An investigation into the use of water as working fluid in wraparound loop heat pipe heat exchanger for applications in energy efficient HVAC systems”, *Energy*, vol. 156, pp. 597–605, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.05.134.
- [19] A. Burlacu *et al.*, “Energy efficient heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in buildings”, *Procedia Manufacturing*, vol. 22, pp. 714–721, 2018, doi: 10.1016/j.promfg.2018.03.103.
- [20] Imansyah Ibnu Hakim, Nandy Putra, Ragil Sukarno, Muhammad Rifqi Audi, Fadhil Fuad Rachman, “Experimental Study on Utilization of Heat Pipe Heat Exchanger for Energy Conservation of Air Conditioning System in a Hospitals and its Techno-Economic Feasibility”, in *AIP Conf. Proc.* 2255, 2020, Paper no. 030067, doi: 10.1063/5.0014138.
- [21] H. Jouhara *et al.*, “Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger”, *Energy*, vol. 219, Mar. 2021, Art. no. 119624, doi: 10.1016/j.energy.2020.119624.
- [22] Ragil Sukarno, Nandy Putra, Imansyah Ibnu Hakim, Fadhil Fuad Rachman, Teuku Meurah Indra Mahlia, “Multi-stage heat pipe heat exchanger for improving energy efficiency of the HVAC system in a hospital operating room”, *Int. J. Low-Carbon Technologies*, vol. 16, iss 2, pp. 259–267, May 2021, doi: 10.1093/ijlct/ctaa048.
- [23] Ragil Sukarno, Nandy Putra, Imansyah Ibnu Hakim, Fadhil Fuad Rachman, Teuku Meurah Indra Mahlia, “Utilizing heat pipe heat exchanger to reduce the energy consumption of airborne infection isolation room HVAC system”, *J. Building Engineering*, vol. 35, Mar. 2021, Art. no. 102116, doi: 10.1016/j.jobe.2020.102116.
- [24] Y.H. Diao, L. Liang, Y.M. Kang, Y.H. Zhao, Z.Y. Wang, T.T. Zhu “Experimental study on the heat recovery characteristic of a heat exchanger based on a flat micro-heat pipe array for the ventilation of residential buildings”, *Energy and Buildings*, vol. 152, pp. 448–457, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.07.045.
- [25] M.F. Remeli *et al.*, “Experimental investigation of combined heat recovery and power generation using a heat pipe assisted thermoelectric generator system”, *Energy Conversion and Management*, vol. 111, pp. 147–157, Mar. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2015.12.032.

- [26] G. Mahajan, S.M. Thompson, H. Cho, “Energy and cost savings potential of oscillating heat pipes for waste heat recovery ventilation”, *Energy Reports*, vol. 3, pp. 46–53, Nov. 2017, doi: 10.1016/j.egy.2016.12.002.
- [27] G. Mahajan, H. Cho, A. Smith, S.M. Thompson, “Experimental Analysis of Atypically Long Finned Oscillating Heat Pipe for Ventilation Waste Heat Recovery Application”, *J. Therm. Sci.*, iss. 29, pp. 667–675, Jun. 2020, doi: 10.1007/s11630-019-1178-5.
- [28] Honghai Yang, Jun Wang, Ning Wang, Fengchang Yang, “Experimental study on a pulsating heat pipe heat exchanger for energy saving in air-conditioning system in summer”, *Energy & Buildings*, vol. 197, pp. 1–6, Aug. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.05.032.
- [29] Y.H. Yau, “Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates – a baseline performance characteristic study”, *Int. J. Thermal Sciences*, vol. 46, iss. 2, pp. 164–171, Feb. 2007, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.02.006.
- [30] Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh, “A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in tropics”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, iss. 2–3, pp. 77–84, Feb. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.07.011.
- [31] Ehsan Firouzfard, Mohammad Soltanieh, S. Hossien Noie, M. Hassan Saidi, “Application of heat pipe heat exchangers in heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems”, *Scientific Research and Essays*, vol. 6, no. 9, pp. 1900–1908, May 2011.
- [32] M.G. Semena, A.N. Gershuni, V.K. Zaripov, *Heat pipes with felt-metal capillary structures*, Kyiv, USSR: Vyshcha shkola (in Russian), 1984.
- [33] D.A. Reay, P.A. Kew, R.J. McGlen, *Heat Pipes. Theory, Design and Applications*, 6th ed. Oxford, U.K.: Butterworth-Heinemann, 2014.
- [34] Hongbin Ma *Oscillating Heat Pipes*, New York, NY, USA: Springer, 2015.
- [35] V.Yu. Kravets, *Heat transfer processes in miniature evaporation-condensation cooling systems*, Kharkiv, Ukraine: FOP Brovin O.V. (in Ukrainian), 2018.
- [36] M.K. Bezrodnyj, I.L. Piore, T.O. Kostjuk, *Transfer processes in two phase thermosyphon systems. Theory and practice*, 2nd ed. Kyiv, Ukraine: Fakt (in Russian), 2005.
- [37] E.S. Alekseik, “Influence of regime and geometric factors on heat-transfer characteristics of pulsating heat pipes”, Ph.D. dissertation, Dept. Nucl. Power Plants and Eng. Thermal Phys., NTUU “KPI”, Kyiv, Ukraine, 2015.
- [38] B. Kutnyi, B. Novakh, “Regenerative latent heat energy storage device for air supply ventilation unit”, (in Ukrainian), *Zbirnyk naukovykh prats PolNTU. Seriya: Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo*, iss. 1, pp. 232–238, 2016.
- [39] Ali Koz, Hüseyin Yağlı, Hasan Hüseyin Bilgic, Yıldız Koz, Ayşenur Izzemir, “Performance analysis of a novel organic fluid filled regenerative heat exchanger used heat recovery ventilation (OHeX-HRV) system”, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 41, Oct. 2020, Art. no 100787, doi: 10.1016/j.seta.2020.100787.

Ye. Alekseik, O. Alekseik

HEAT EXCHANGERS BASED ON TWO-PHASE HEAT TRANSFER ELEMENTS FOR HEAT RECOVERY IN VENTILATION SYSTEMS: A REVIEW

Background. Heat exchangers-utilizers for recovery of ventilation air heat are widely used for increasing of buildings energy efficiency. Two-phase elements, such as: thermosyphons, heat pipes and pulsating heat pipes are applied to these heat exchangers for increasing of efficiency of heat transfer between hot and cold air. But such heat exchangers should have high temperature efficiency, enthalpy efficiency and energy efficiency at low aerodynamic drag. Moreover, working conditions of ventilation systems, such as: relatively low working temperatures and low temperature difference between hot and cold air, make it difficult to choose heat carriers for two-phase elements. Thus, it is necessary to solve a number of complex problems for designing of effective heat exchangers-utilizers based on two-phase elements.

Objective. To find out unresolved and understudied issues of designing of heat exchangers-utilizers based on two-phase elements for ventilation systems.

Methods. Analysis of described in literature designs, their characteristics and results of investigations.

Results. General features of two-phase elements based heat exchangers-utilizers designs and a number of issues which need further investigation were detected as a result of literature sources analysis.

Conclusions. Heat exchangers based on two-phase heat transfer elements have wide perspective of applying and provide full heat efficiency up to 85%. However, there is a number of unsolved issues connected with: optimization of two-phase elements and heat exchangers design, ribbing optimization, investigation of heat transfer intensity and heat transfer coefficients, investigation of aerodynamic drag, condensate rejecting.

Keywords: heat recovery, ventilation systems, heat exchanger, thermosyphon, heat pipe, pulsating heat pipe.

Рекомендована Радою
Навчально-наукового інституту атомної і теплової енергетики
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Надійшла до редакції
11 січня 2022 року

Прийнята до публікації
27 червня 2022 року