

УДК 620.92

С.М. Хайрнасов, Б.М. Рассамакін, Є.С. Алексеїк, А.А. Анісімова

**РОБОЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АЛЮМІНІЄВИХ ТЕРМОСИФОНІВ  
ДЛЯ КОМБІНОВАНОГО СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРА**

This article discusses the design of aluminum profile thermosyphons intended for use in PVT solar collectors. PVT solar collectors can simultaneously convert solar energy into electricity and heat, thus increasing the efficiency of solar power installation. The analysis of experimental studies of performance aluminum profile thermosyphons was presented. Graphical dependencies according to their maximum capacity and heat transportation, thermal resistance on the angle relative to the horizon, as well as the heat transfer coefficients in the evaporation zone of a let down on the density of heat flow were presented. The studies were conducted for outside diameters of their hulls 8, 10 and 14 mm; angles in the range from 5 to 90° and in the temperature range from 20 to 80 °C. The analysis of the experimental data allowed us to select the most optimal design of aluminum profile thermosyphon, which outer diameter is 10 mm. This thermosyphon transmits heat flux of more than 150 W, and the thermal resistance of not more than 0.04 K/W for tilt angles of combined solar collector more than 10 degrees.

**Keywords:** heat pipe, thermosyphon, solar thermal collectors, PVT solar collectors.

**Вступ**

У зв'язку з підвищенням цін на енергоносії та погіршенням екології одним з найважливіших завдань є пошук альтернативних джерел енергії, здатних замінити дорогий природний газ і нафтопродукти, які використовуються в комунальному секторі. Останнім часом особлива увага приділяється створенню будинків з мінімальним споживанням енергії [1]. У цьому аспекті є перспективними роботи, спрямовані на пошук і дослідження нових матеріалів, елементів і конструкцій будівель, які дають можливість знизити їх енергоспоживання. Одним з таких перспективних напрямів є використання сонячної енергії для теплопостачання та електрифікації житлових об'єктів. На сьогодні це здійснюється в основному за рахунок використання теплових сонячних колекторів (СК) [2] і фотоелектричних батарей (ФБ) [3].

Однак існує низка обмежень за ефективною інтеграцією у фасади будівель елементів сонячних систем. Більшість з них не відповідають таким вимогам: мала вага, легкий монтаж та встановлення і універсальність конструкції, які особливо важливі при їх інтеграції до фасаду будівлі. Тому нові ідеї зі створення фасадних конструкцій [4], що дають змогу служити елементом сонячної системи, викликають все більший інтерес. При цьому важливо враховувати поверхню, яку можна використовувати під сонячну систему. Так, зазвичай така поверхня обмежена при установці СК і ФБ. Вирішити цю проблему можна за допомогою комбінованих сонячних колекторів (КСК) з використанням теплових труб (ТТ) [5, 6]. Крім

того, конструкція КСК з ТТ дає можливість підвищувати ефективність ФБ за рахунок охолодження фотоелектричних елементів.

Перспективність використання теплових труб у сонячних колекторах була показана Л.Л. Васильєвим у [7]. СК на базі ТТ мають більш низький гідравлічний опір, у них відсутня нерівномірність течії рідини і теплосприймаюча поверхня таких колекторів майже повністю ізотермічна. Теплові труби мають високі теплопередавальні характеристики, високу ефективність і, зазвичай, просту конструкцію.

На сьогодні більшість СК використовують мідні теплові труби [8]. Однією з основних проблем використання мідних ТТ в СК є створення якісного контакту оболонки ТТ з теплопоглинальною (абсорбуючою) поверхнею. У традиційних конструкціях СК це досягається через використання додаткових технологічних операцій: пайки, приварки або притиснення ТТ до теплопоглинальної поверхні. Також важливим завданням є забезпечення ефективного відведення теплоти від оболонки ТТ до теплоносія в теплообміннику СК при мінімальному гідравлічному опорі. Крім цього, мідні ТТ мають низку недоліків: велику вагу та складність виготовлення капілярної структури. Вибір типу капілярної структури є фактором, який впливає на робочі характеристики ТТ. Салахом Агрою [9] було розглянуто капілярні структури у вигляді порошку та сітки. ТТ з порошковою структурою мають високий гідравлічний опір та складну технологію виготовлення, а сіткова забезпечує слабкий контакт між сіткою і корпусом, що призводить до зменшення ефективності.

Ряд праць присвячено створенню пульсаційних теплових труб [10], конструкція яких не має капілярної структури. За рахунок чого такі ТТ мають високу технологічність та можуть бути перспективними. Але поки що у світі тривають дослідження по вивченню тепломасообмінних процесів в них для забезпечення їх надійної та ефективної роботи.

Авторами пропонується використання алюмінієвих профільних термосифонів (АПТ), що являють собою алюмінієві теплові труби з канавчатою капілярною структурою [11], які працюють при кутах нахилу від 5 до 90° відносно горизонту. Технологія виготовлення таких АПТ дає можливість одночасно отримувати як циліндричну оболонку термосифона, так і, разом з нею, плоску теплопоглинаючу поверхню. Таким чином, немає необхідності додатково вирішувати питання із забезпечення теплового контакту термосифона з плоскою поверхнею, а також з'являється можливість принципово змінити конструкцію теплообмінника СК. Ці інженерні рішення знижують вартість СК та КСК і покращують їх гідравлічні й теплотехнічні характеристики [12–14].

### Постановка задачі

Мета дослідження – для більш ефективного використання АПТ провести експериментальні дослідження та аналіз отриманих результатів із впливу різних факторів на їх робочі характеристики (максимальну теплотransпортну спроможність, термічний опір та температурне поле) для подальшого вибору оптимального діаметра АПТ. Відповідно до вимог використання АПТ у складі КСК термосифони мають задовольняти такі умови: максимальна теплотransпортна спроможність – не менше 150 Вт при кутах нахилу від 10 до 90°; термічний опір – не більше 0,04 К/Вт при кутах нахилу від 10 до 90°.

### Об'єкти дослідження та методика проведення досліджень

Об'єктами досліджень є алюмінієві профільні термосифони, виготовлені з алюмінієвого профілю (рис. 1) зі сплаву 6060 довжиною 1300 мм. Такий профіль має канавчату капілярну структуру, що являє собою цільну нероздільну конструкцію з корпусом АПТ та спеціальним фланцем для установки фотоелектричних елементів. АПТ виготовлялись на основі трьох типів алюмінієвого профілю із зовнішні-

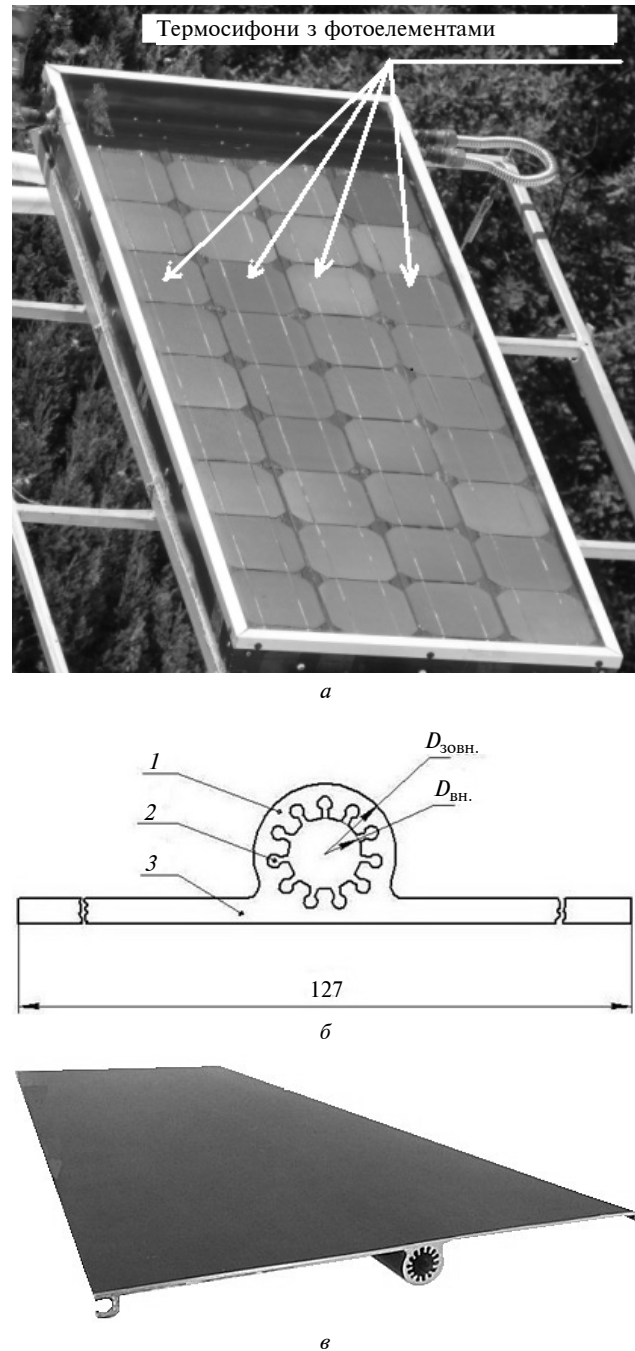


Рис. 1. Алюмінієві профільні термосифони для КСК: *a* – АПТ в конструкції зразка КСК; *б* – загальний вигляд профілю для АПТ: 1 – корпус АПТ; 2 – канавчата капілярна структура, 3 – фланець для розміщення на ньому фотоелементів; *в* – алюмінієвий профіль для АПТ діаметром 10 мм

ми діаметрами 8, 10 і 14 мм. Параметри алюмінієвих профілів наведено в таблиці. Теплові труби були заправлені теплоносієм Пентан-Н з об'ємом заправки 22 % від об'єму зони випаровування.

**Таблиця.** Характеристики експериментальних зразків теплових труб

Зовнішній діаметр ( $D_{\text{зов.}}$ ), мм	Внутрішній діаметр ( $D_{\text{вн.}}$ ), мм	Кількість канавок	Вага алюмінієвого профілю для АПТ, кг/м
8	3,6	12	0,12
10	5,0	15	0,35
14	7,5	19	0,52

Для проведення досліджень було розроблено експериментальний стенд, схему якого наведено на рис. 2. Досліджувані АПТ закріплювались на штативах, які давали можливість встановлювати необхідний кут нахилу. Останній контролювався за показами кутоміру DigiLevel Pro 30 з похибкою визначення кута  $\pm 0,2$  °С.

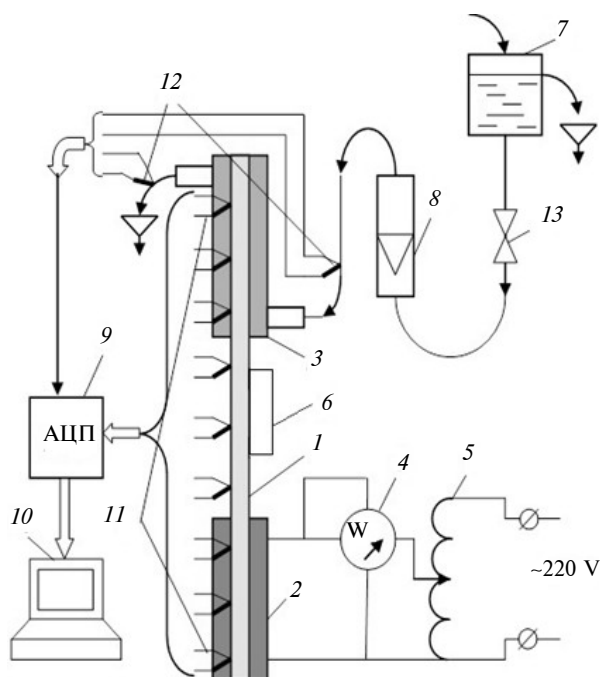


Рис. 2. Схема експериментальної установки: 1 – досліджувана ТТ; 2 – нагрівач; 3 – теплообмінник-охолоджувач; 4 – ватметр; 5 – лабораторний автотрансформатор; 6 – кутомір; 7 – напірний бак; 8 – ротаметр; 9 – аналого-цифровий перетворювач; 10 – персональний комп'ютер; 11 – мідь-константанові термоміри, розташовані на ТТ; 12 – мідь-константанові термоміри для контролю температури охолоджуючої води; 13 – вентиль

До зони нагріву (ЗН) АПТ тепловий потік підводився від нагрівача (2), виконаного у вигляді спіралі із ніхрому, намотаної на корпус АПТ. Для цього на всій відстані ЗН було видалено фланець алюмінієвого профілю. Електро-

ізоляція спіралі від корпусу АПТ забезпечувалась за допомогою шару склотканини. Нагрівач було під'єднано до лабораторного автотрансформатора TRW (ЛАТР) (5), за допомогою якого регулювалась потужність нагрівача. Контроль потужності здійснювався за показами ватметра Д5088 класу точності 0,2. Довжина ЗН становила 1081 мм. Для мінімізації тепловтрат у навколишнє середовище ТТ повністю теплоізолювали матами із базальтового волокна. Тепловідвід від ЗК, довжина якої становила 0,179 м, було організовано за допомогою теплообмінника-охолоджувача (3). Через нього пропускали воду з постійною витратою, яку в усіх дослідах підтримували на рівні 0,0104 кг/с. Витрату контролювали ротаметром РМ-0,025ЖУЗ (8). Постійний напір у системі тепловідводу забезпечувався напірним баком (7). За допомогою вентиля (13) відбувалась подача води з напірного бака (7) до теплообмінника-охолоджувача (3) та регулювання витрати.

Температуру води на вході та виході з теплообмінника-охолоджувача вимірювали мідь-константановими термомірами (12), сигнал від яких подавався на аналого-цифровий перетворювач і-7018Z (АЦП) (9) з похибкою вимірювання температури  $\pm 0,5$  °С, і далі на персональний комп'ютер (ПК) (10). Термоміри (12) знаходились у скляних колбах, виготовлених із капілярів. Колби було заповнено гліцерином і розміщено безпосередньо в потоці охолоджуючої води. Під час проведення більшості дослідів температура води на вході в теплообмінник-охолоджувач перебувала в межах 19–21 °С.

Конденсатор (3) притискався до плоскої частини фланця за допомогою струбцин. Для зменшення контактного термічного опору між ним і фланцем використовували прокладки із вугільного паперу.

По всій довжині АПТ було встановлено мідь-константанові термоміри (11). Загальна кількість термомірів становила 14: безпосередньо на АПТ було встановлено 11 термомірів, з них у ЗН – 7, в зоні транспорту (ЗТ) – 1 і 3 – в ЗК; а також 3 – на поверхні фланця в ЗК. Схему розміщення термомірів наведено на рис. 3. Температура по корпусу АПТ також вимірювались АЦП і-7018Z з похибкою  $\pm 0,5$  °С.

За отриманими під час дослідів показами термомірів визначали середню температуру в місці встановлення кожної з них у кожному зі стаціонарних режимів.

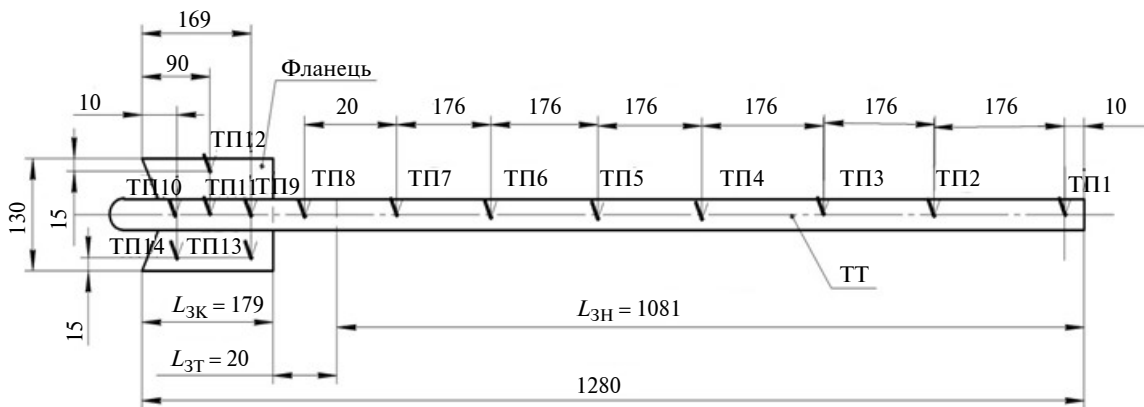


Рис. 3. Схема розміщення термопар

За показами термопар ТП9–ТП11 визначали середню температуру ЗК, а також середню температуру ЗН (ТП1–ТП7) та зони транспорту (ТП8). Отримані середні значення використовували в подальших розрахунках.

Тепловий потік, відведений тепловою трубою, визначався за формулою

$$Q_{\text{відв.}} = G \bar{c}_p (t_{\text{вих.}} - t_{\text{вх.}}),$$

де  $G$  – витрата охолоджуючої води, кг/с;  $t_{\text{вх.}}$ ,  $t_{\text{вих.}}$  – температура води на вході та виході теплообмінника-охолоджувача відповідно, °С;  $\bar{c}_p$  – середня ізобарна теплоємність води, що визначається за температурою, середньою між вхідною та вихідною температурами води у теплообміннику-охолоджувачі, Дж/(кг·К).

Максимальний тепловий потік, відведений ТТ, визначався як відведений тепловий потік у стаціонарному режимі, що передував режиму, в якому в ЗН починали спостерігатись кризові явища. Наприклад, якщо кризові явища почались при підведеній потужності 200 Вт, то як максимальний приймався відведений тепловий потік, що відповідав підведеній потужності 175 Вт. За отриманими значеннями максимального теплового потоку будували графік його залежності від кута нахилу.

Термічний опір зони нагріву ТТ визначали як

$$R_{\text{ЗН}} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{ЗН}} F_{\text{ЗН}}},$$

де  $\bar{\alpha}_{\text{ЗН}}$  – середній коефіцієнт тепловіддачі в ЗН, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_{\text{ЗН}}$  – площа поверхні теплообміну в ЗН, м<sup>2</sup>.

Середній коефіцієнт тепловіддачі в ЗН визначали за таким виразом:

$$\bar{\alpha}_{\text{ЗН}} = \frac{Q_{\text{відв.}}}{F_{\text{ЗН}} (\bar{t}_{\text{ЗН}} - t_n)},$$

де  $\bar{t}_{\text{ЗН}}$  – середня температура ЗН, що визначалася за показами термопар ТП1–ТП7, °С;  $t_n$  – температура пари, за яку брали середню температуру зони транспорту, що визначалася за показами термопар ТП8, °С.

Площу поверхні теплообміну в ЗН визначали за формулою

$$F_{\text{ЗН}} = \pi D_{\text{ср}} L_{\text{ЗН}},$$

де  $D_{\text{ср}}$  – середній діаметр між діаметрами капілярної структури та парового каналу, м;  $L_{\text{ЗН}}$  – довжина ЗН, м.

Термічний опір зони конденсації визначали аналогічно, але з використанням геометричних параметрів і середньої температури цієї зони. За отриманими значеннями термічних опорів зон будували графіки їх залежності від кута нахилу.

Загальний термічний опір ТТ визначали за таким виразом:

$$R_{\text{ТТ}} = \frac{\Delta t}{Q_{\text{відв.}}} = \frac{\bar{t}_{\text{ЗН}} - \bar{t}_{\text{ЗК}}}{Q_{\text{відв.}}},$$

де  $\bar{t}_{\text{ЗК}}$  – середня температура ЗК, °С.

### Результати досліджень і їх аналіз

Однією з важливих характеристик КСК є його ефективність при різних кутах нахилу. Одними з основних факторів, що впливають на ефективність КСК на основі ТТ, є ефектив-

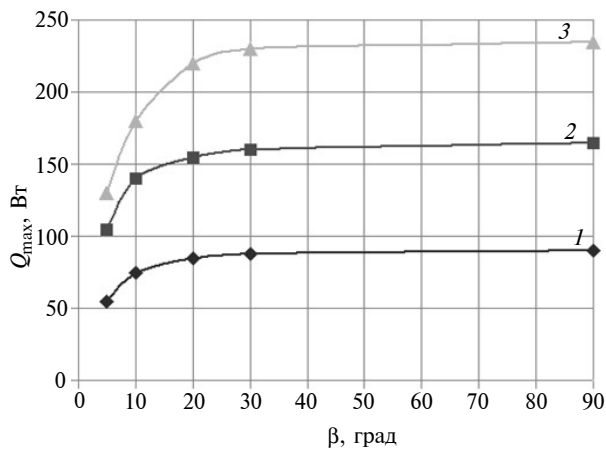


Рис. 4. Залежність максимальної теплотransпортної спроможності від кута нахилу: 1 –  $D_{\text{зовн.}} = 8$  мм; 2 –  $D_{\text{зовн.}} = 10$  мм; 3 –  $D_{\text{зовн.}} = 14$  мм

ність роботи АПТ. Таким чином, важливим є отримання залежності робочих характеристик теплових труб від кута їх нахилу. На рис. 4 наведено графічну залежність максимальної теплотransпортної спроможності АПТ від кута нахилу відносно горизонту для кожного із досліджуваних варіантів АПТ.

Як видно з графіка на рис. 4, АПТ з діаметром 14 мм має більш високе значення максимальної теплотransпортної спроможності. Так, для кутів нахилу більше  $20^\circ$  вона не менше 220 Вт, порівняно з АПТ діаметром 10 мм – значення перебуває у діапазоні 150–160 Вт, а з АПТ діаметром 8,1 мм – у межах 75–80 Вт. Це пояснюється тим, що в АПТ з більшим діаметром більша маса теплоносія, кількість канавок (тобто більша поверхня для випаровування) і паровий простір.

При малому куті нахилу АПТ повздовжні канавки утримують у собі рідину, а вплив гравітаційних сил нехтовно малий. Теплоносій повертається до ЗН за рахунок капілярних сил. Але при збільшенні кута нахилу АПТ відносно горизонту збільшується вплив гравітаційних сил, рідина під дією і капілярних сил, і сили тяжіння значно швидше повертається до ЗН. Особливо вплив кута помітно при кутах нахилу до  $20^\circ$ , коли діють обидві сили. При збільшенні кута нахилу більше  $20^\circ$  починають істотно впливати гравітаційні сили, канавки вже не втримують у собі рідину і вона стікає до зони нагріву, не затримуючись у них. Тому максимально теплотransпортна спроможність АПТ більша при більших кутах нахилу. При нахилі більше  $20^\circ$  кут

нахилу мало впливає на максимальну теплотransпортну спроможність.

Крім того, варто зауважити, що, спираючись на досвід інтеграції СК в будівлі і проведені раніше дослідження, ретельний аналіз роботи ТТ при горизонтальному розміщенні нецільний, так як СК при такому куті нахилу практично не використовуються, а ТТ не зможуть передати необхідної потужності, щоб забезпечити ефективну роботу комбінованої сонячної установки.

На рис. 5 наведено залежність термічного опору кожного з досліджуваних АПТ від кута нахилу при підведеному тепловому потоці 100 Вт. Аналізуючи графік, можна зробити висновок, що термічний опір зростає при зменшенні діаметра АПТ. Подібний вигляд графічної залежності можна пояснити фізикою процесів, які протікають в АПТ при збільшенні кута нахилу. При куті  $5^\circ$  рідина тонким шаром розміщена по всій довжині АПТ, чим створює додатковий термічний опір шару рідини, тому значення термічного опору при такому куті нахилу є високим. Наприклад, для АПТ діаметром 10 мм він може перевищувати 0,05 К/Вт. Зі збільшенням нахилу труби до  $20^\circ$  значення термічного опору падає за рахунок впливу сил тяжіння, оскільки рідина починає стікати до низу, звільнює ЗК, чим зменшує товщину шару теплоносія в ЗК, забезпечуючи цим зменшення термічного опору. При цьому для АПТ діаметром 10 мм термічний опір дорівнює 0,03–0,035 К/Вт. При подальшому збільшенні кута нахилу, коли канавки вже не затримують у собі

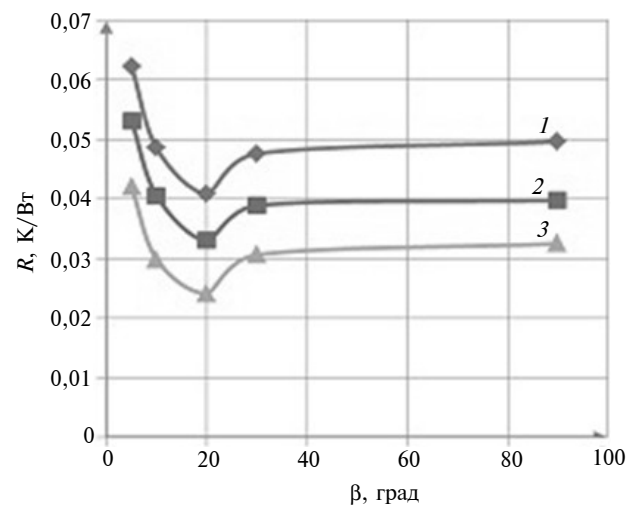


Рис. 5. Залежність термічного опору АПТ від кута нахилу при підведеній потужності 100 Вт: 1 –  $D_{\text{зовн.}} = 8$  мм; 2 –  $D_{\text{зовн.}} = 10$  мм; 3 –  $D_{\text{зовн.}} = 14$  мм

теплоносій, в зоні нагріву з'являється так звана калюжа теплоносія, через що термічний опір АПТ зростає. У цьому випадку термічний опір АПТ діаметром 10 мм дорівнює 0,04 К/Вт.

Важливим показником для вибору АПТ є розподіл температур по фланцю товщиною 1,0 мм, адже необхідно забезпечити рівномірне охолодження фотоелементів, які монтуються на його поверхні. Приклад розподілу температур по фланцю наведено на рис. 6. Кут нахилу АПТ становив  $20^\circ$ , підведена потужність – 100 Вт. З графіку видно, що для АПТ з діаметром 8,1 мм температурний перепад по плавнику

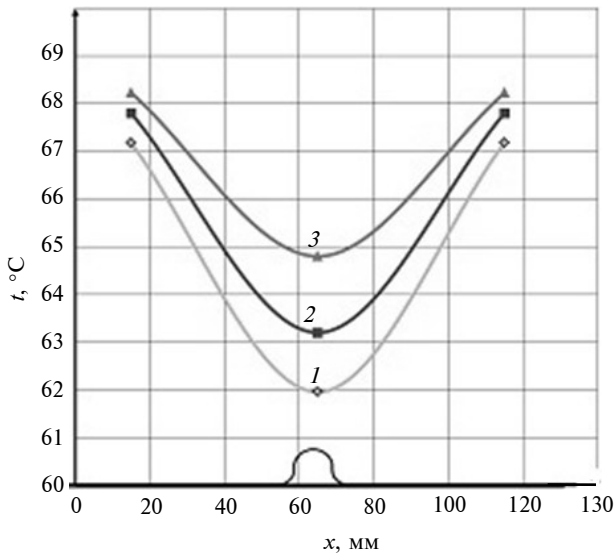


Рис. 6. Розподіл температур по плавнику при підведеній потужності 100 Вт: 1 –  $D_{\text{зовн.}} = 8$  мм; 2 –  $D_{\text{зовн.}} = 10$  мм; 3 –  $D_{\text{зовн.}} = 14$  мм

становить  $5,2^\circ\text{C}$ , для АПТ діаметром 10 мм –  $5,1^\circ\text{C}$  і для АПТ з діаметром 14 мм –  $4,4^\circ\text{C}$ .

Додатково було проведено дослідження коефіцієнтів тепловіддачі в ЗН залежно від густини підведеного теплового потоку для кожного варіанту АПТ (рис. 7). Коефіцієнт тепловіддачі в ЗН зростає при збільшенні густини теплового потоку. Результати підтвердили, що в АПТ з більшими діаметрами існує більш ефективний процес тепловіддачі в зоні випаровування. Так, в АПТ з діаметром 8 мм вузькі канали капілярної структури призводять до ускладненого відведення пари з неї, що позначається на зниженні коефіцієнтів тепловіддачі. Такий показник може бути доволі вагомим. Якщо розглянути густину теплового потоку  $4000 \text{ Вт/м}^2$ , то для АПТ з діаметром 8,1 мм коефіцієнт тепловіддачі менше в 1,2 разу порів-

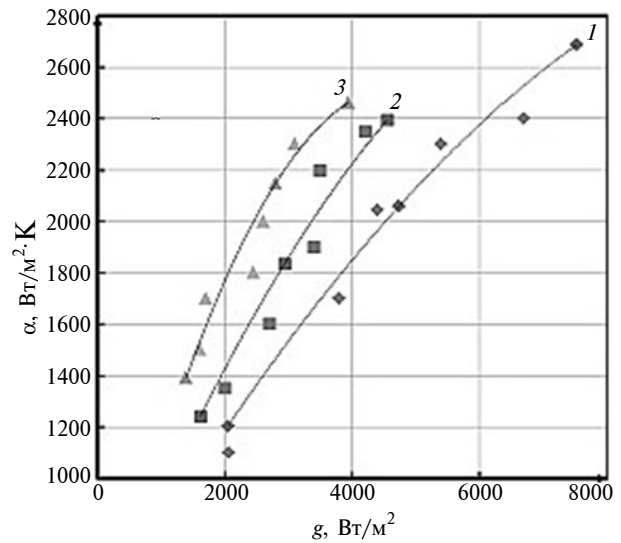


Рис. 7. Залежність коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву від густини підведеного теплового потоку

няно з АПТ з діаметром 10 мм та в 1,32 разу з АПТ діаметром 14 мм.

Аналіз результатів, наведених на рис. 4–7, свідчить, що найкращі характеристики має АПТ з діаметром 14 мм, що має більшу максимальну теплотransпортну спроможність відносно інших АПТ і менший термічний опір. Враховуючи те, що АПТ з діаметром 8 мм має доволі високе значення термічного опору (при кутах менше  $10^\circ$  – більше 0,07 К/Вт), що перевищує вимоги вихідних даних, то її використання недоцільне. Основний вибір АПТ для КСК проводився між зразками з діаметрами 10 і 14 мм. Величини термічного опору та максимальної теплотransпортної спроможності для АПТ з діаметрами 10 і 14 мм близькі за значенням (різниця між ними не більше 0,01 К/Вт) та відповідають вимогам вихідних даних. Але, враховуючи також забезпечення як найбільш можливої мінімальної маси КСК, вибір був за АПТ з діаметром 10 мм. Так, маса метру профілю діаметром 10 мм майже на 1,5 разу менша маси профілю діаметром 14 мм (див. таблицю).

Таким чином, за основу корпусу АПТ для комбінованого сонячного колектора було взято алюмінієвий профіль діаметром 10 мм.

## Висновки

У ході роботи було проведено експериментальні роботи з вибору найбільш оптимального варіанта АПТ для його використання в конструкції комбінованого сонячного колектора.

Для реалізації поставленої мети було розроблено методику, створено експериментальний стенд і проведено випробування експериментальних зразків АПТ з діаметрами 8, 10 і 14 мм. Як теплоносії використовували Пентан-Н.

Технологія виготовлення оболонки для корпусів АПТ методом екструзії дає можливість отримати оптимальну конструкцію прокату (алюмінієвих профілів) і виготовляти дешеві, легкі, міцні та високотеплопровідні оболонки, які відповідають усім вимогам виробництва теплових труб і термосифонів.

Визначено найоптимальнішу конструкцію АПТ відповідно до вимог його використання в КСК. Основні параметри, які були взяті для аналізу: мінімальний термічний опір (не вище 0,04 К/Вт); максимальна теплотransпортна здатність (не нижче 150 Вт) при куті нахилу не менше 10°. Також при виборі оптимальної конструкції АПТ аналіз проводили при різних кутах їх нахилу (від 5 до 90°). Аналіз виявив,

що найоптимальнішою є конструкція АПТ, виготовлена на основі алюмінієвого профілю з діаметром 10 мм. Такий АПТ забезпечує передачу теплового потоку більше 150 Вт і термічний опір не більше 0,04 К/Вт при кутах нахилу КСК від 10 до 90°.

Для більш ефективного використання АПТ в СК необхідно провести ряд експериментальних досліджень із визначення оптимальних розмірів і форми аксіальних каналів в АПТ, встановити залежність робочих характеристик АПТ від геометрії внутрішньої капілярної структури та розробити рекомендації для їх подальшого використання в комбінованих сонячних колекторах.

\*\*\*

Автори висловлюють подяку Науково-технічному центру України за надання фінансування для наукових досліджень в рамках проєктів № 3984 і 5275.

#### Список літератури

1. K. Voss and E. Musall, Net zero energy buildings. Detail Green Book. Munich: Birkhauser Architecture, 2012, 192 p.
2. S.B. Riffat et al., "Performance testing of different types of solar collectors", Int. J. of Energy Research, vol. 24, pp. 1203–1215, October 2000.
3. Solar photovoltaic energy, in Technology Roadmap. Paris: IEA Publications, 2010, p. 63.
4. Wim Depraetere, "Integrated design solution for the multifunctional skin of an office building," in Conf. on Advanced Building Skins, Bressanone, Italy, 05–06 November 2013, pp. 41–45.
5. Xingxing Zhanga et al., "Review of R&D progress and practical application of the solar photovoltaic/thermal (PV/T) technologies," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, pp 599–617, 2012.
6. D.A. Reay and P.A. Kew, Heat Pipes. Burlington: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2006, 348 p.
7. Тепловые трубы в системах с возобновляемыми источниками энергии / Л.Л. Васильев, Л.П. Гракович, Д.К. Хрусталеv. – Минск: Наука и техника, 1988. – 160 с.
8. F. Mahjouri, Vacuum Tube Liquid-Vapor (Heat-Pipe) Collectors [Online]. Available: <http://thermotechs.com/Downloads/Vacuum%20Tube%20Paper.pdf>.
9. Salah R. Agha, "Heat Pipe Performance Optimization: A Taguchi Approach," IJRMET, vol. 1, pp. 93–97, October 2011.
10. Jong Soo Kima et al., "The study of evacuated solar collector using pulsating heat pipe," in 10th International Heat Pipe Symp., Taipei, Taiwan, 6–9 November 2012, pp. 196–200.
11. B. Rassamakin et al., "Space-applied aluminum profiled heat pipes with axial grooves: Experiments and simulation pipe science and technology," J. of Heat Pipe Sci. and Tech., vol. 1, pp. 313–327, 2011.
12. Ya. Elgart et al., "Combined Photovoltaic-Thermal Solar Collector," Australian New Innovation Patent Application No 2014100354, 10.04.2014.
13. B. Rassamakin et al., "Aluminium Heat Pipes Applied in Solar Collectors," Solar Energy, vol. 92, pp. 145–154, Aug. 2013.
14. S. Khairnasov, "Analyzing the Efficiency of Photovoltaic-Thermal Solar Collector Based on Heat Pipes," Applied Solar Energy, vol. 50, pp. 10–15, 2014.