УДК 621.383.51

ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ У ТЕПЛООБМІННОМУ БЛОЦІ КОМБІНОВАНОЇ ФОТОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ З КОНЦЕНТРАЦІЄЮ СОНЯЧНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ

ХРИПУНОВ Г.С. д.т.н., проф., професор кафедри мікро- та наноелектроніки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: khrip@ukr.net, ORCID: 0000-0002-6448-5938;

НІКІТІН В.О. науковий співробітник кафедри мікро- та наноелектроніки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: bicmop@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2644-8340;

МЕРІУЦ А.В. к.ф.-м.н., доц., доцент кафедри мікро- та наноелектроніки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: meriuts@ukr.net, ORCID: 0000-0003-4176-2530;

МІНАКОВА К.О. к.ф.-м.н., доц., провідний науковий співробітник кафедри мікро- та наноелектроніки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: kseniia.minakova@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-8869-1082;

ЗАЙЦЕВ Р.В. д.т.н., проф., завідувач кафедри мікро- та наноелектроніки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: roman.zaitsev@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0003-2286-8452;

КІРІЧЕНКО М.В. к.т.н., с.н.с., доцент кафедри мікро- та наноелектроніки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: mykhailo.kirichenko@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4847-506X;

ШЕЛЕСТ Т.М. к.ф.-м.н., доц., доцент кафедри фізики Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: tetiana.shelest@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-8116-6189;

ЛЕЛЮК С.Ю. аспірант кафедри мікро- та наноелектроніки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: stanislav.leliuk@infiz.khpi.edu.ua, ORCID: 0009-0007-4897-1585;

Мета роботи. *Провести розрахунок енергетичного балансу фотоенергетичної установки для роботи в умовах концентрованого сонячного випромінювання, розробити конструкцію теплообмінного блоку з «мікро» каналами.*

Методи дослідження. *Аналітичні дослідження за допомогою критеріальних рівнянь гідродинаміки, створення та дослідження комп'ютерних моделей на основі рівнянь теплового балансу.*

Отримані результати. *На основі аналізу теплових процесів запропоновано конструкцію теплообмінного блоку оснащеного «мікро каналами» для комбінованої фотоенергетичної установки, що розрахована на роботу в умовах концентрованого сонячного випромінювання. Показано, що в такій конструкції створюється перехідний режим потоку рідини, що охолоджує, що дозволяє ефективно охолоджувати сонячні елементи в умовах концентрованого сонячного випромінювання. На основі результатів досліджень запропоновано шляхи покращення конструкції теплообмінного блоку для оснащення фотоенергетичної установки, розрахованої на роботу в умовах порушення типової енергоінфраструктури. Показано, що для зменшення перепаду температури за площею СЕ можливе перенесення входу теплоносія в центр і двох виходів на протилежних краях блоку.*

Наукова новизна. *Вперше запропонована конструкція радіатора теплообмінного блоку на основі «мікроканалів», що забезпечує перехідний режим потоку з коефіцієнтом теплообміну між теплоносієм та верхньою пластиною радіатора hf ~ 10000 Вт/(м2К) при швидкості потоку у проміжках між пластинами ~2.1 м/с.*

Практична цінність. *Виконано оцінку ефективності, теплових та електричних характеристик комбінованої фотоенергетичної установки з концентрацією сонячного випромінювання. Запропоновано використання розробленої конструкції теплообмінного блоку для оснащення фотоенергетичної установки для роботи в умовах порушення типової енергоінфраструктури. Проведено попередній розрахунок теплових та електричних*

© Хрипунов Г.С., Нікітін В.О., Меріуц А.В., Мінакова К.О., Зайцев Р.В., Кіріченко М.В., Шелест Т.М., Лелюк С.Ю., 2024
DOI 10.15588/1607-6761-2024-1-2

параметрів фотоенергетичної установки, оснащеної багатокаскадними сонячними елементами на основі арсеніду галію та теплообмінним блоком із «мікроканалами».

Ключові слова: сонячний елемент; охолодження; концентрація; напівпровідник; теплова енергія.

I. ВСТУП

Розробка фотоенергетичних установок, що працюють при високих концентраціях сонячного випромінювання, є одним із напрямків зниження собівартості виробленої ними електричної енергії [1]. У таких установках це досягається зниженням площі напівпровідникових приладових структур, у яких відбувається перетворення сонячної енергії на електричну енергію [2]. Базовим напівпровідниковим матеріалом таких структур традиційно є арсенід галію, що забезпечує найбільшу серед напівпровідникових структур ефективність фотоелектричного перетворення сонячної енергії. Так у [3] було показано, що багатокаскадні сонячні елементи (СЕ) на основі арсеніду галію досягають ефективності 39.2% в умовах освітлення AM1 і 47.1% при 143 кратній концентрації сонячного випромінювання.

В умовах концентрованого випромінювання необхідне охолодження сонячних елементів, оскільки зі зростанням температури їхня ефективність знижується. Більш того, в умовах сильної концентрації сонячного випромінювання, зростання температури може призвести до руйнування багатокаскадних сонячних елементів. Тому за використання концентрованого сонячного випромінювання стає актуальним забезпечення відведення теплової енергії від сонячного елемента. Швидкість відведення теплової енергії має бути достатньою для обмеження робочої температури сонячного елемента на заданому рівні, який визначається величиною температурного коефіцієнта зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) сонячного елемента. В даний час промислово випускаються фотоелектричні установки, в яких, як система концентрації, використовуються лінзи Френеля [4], що концентрують сонячне випромінювання на сонячні елементи площею (0.5-1) см^2. У цих установках як теплообмінники для відведення тепла використовують масивні мідні пластини, що забезпечують розсіювання теплової енергії від СЕ в навколишній простір [4, 5]. Така конструкція фотоелектричної установки не передбачає утилізацію теплової енергії. Разом з тим, утилізація теплової енергії дозволить суттєво підвищити конкурентні переваги та знизити терміни окупності фотоенергетичних установок, що працюють в умовах концентрованого сонячного випромінювання.

Останнім часом низка фірм налагодила промислове виготовлення сонячних елементів і модулів на основі арсеніду галію з ККД більше 30%, і, з досить великою площею [6], що принципово дозволяє компактно розміщувати їх на поверхні одного невеликого теплообмінного блоку, в якому відбувається передача теплової енергії від СЕ до теплоносія. У цій роботі розглянуто енергетичний баланс фотоенергетичної установки, що працює в умовах концентрованого сонячного випромінювання, та на основі аналізу теплових процесів, запропоновано конструкцію теплообмінного блоку з «мікро» каналами.

II. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ БАЛАНС ФОТОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

На поверхню тепло-фото-енергетичного блоку від концентратора сонячного випромінювання надходить енергія Q, яка частково перетворюється на електричну енергію Q_E за допомогою сонячних елементів, а частково на теплову енергію Q_T.

$$Q = Q_E + Q_T, \tag{1}$$

$$Q_E = r_z \alpha_1 \eta S_{ph} K Q_s, \tag{2}$$

$$Q_T = [\alpha S_2 + (1 - \eta - r_{ph}) S_{ph}] r_z K Q_s, \tag{3}$$

де Q_s – потужність сонячної енергії на одиницю поверхні, $K = S_a/S_p$ – коефіцієнт концентрації, S_F – площа фокальної плями, S_a – площа апертури концентратора, r_z – коефіцієнт відбиття концентратора, η – коефіцієнт корисної дії СЕ, S_{ph} – площа СЕ, r_{ph} – коефіцієнт відбиття від поверхні СЕ, α_1 – коефіцієнт поглинання поверхні СЕ, $S_2 = S_F - S_{ph}$ – площа поверхні у фокальній плямі, не зайнята СЕ, α – коефіцієнт поглинання вільної поверхні

Теплова енергія, що поступила на поверхню теплообмінного блоку, частково буде передана теплоносію Q_f, а частково буде втрачена, за рахунок теплового випромінювання Q_c та конвекційного теплообміну з атмосферою Q_w:

$$Q_T = Q_f + Q_w + Q_c. \tag{4}$$

Оскільки поверхня робочого блоку нічим не покрита, повний теплообмін з атмосферою Q_a, визначається одним рівнянням:

$$\begin{aligned} Q_a &= Q_w + Q_c = \\ &= h_w[(T_p - T_a)S_{ph} + [(T_{p1} - T_a)S_2 + (T_f - T_a)(S_l + S_p)] + \\ &+ \sigma_0[\varepsilon_p(T_p^4 S_{ph} + T_{p1}^4 S_2) + \varepsilon_{pb}(S_l + S_p)T_f^4 - \\ &- (\varepsilon_{pb}(S_p + S_l) + \varepsilon_p(S_{ph} + S_2))T_s^4], \end{aligned} \tag{5}$$

де σ0 = 5.6697 10-8 Вт/(м2К4) – константа Стефана-Больцмана, ε_p – ступінь чорноти робочої поверхні теплообмінного блоку, ε_{pb} – ступінь чорноти неробо-

чої поверхні теплообмінного блоку, $h_w = 5.7 + 3.8V$ – коефіцієнт конвекційного теплообміну поверхні з атмосферою [7], V – швидкість вітру (м/с), T_p – температура поверхні теплообмінного блоку, T_{p1} – температура вільної поверхні теплообмінного блоку, Та – температура атмосфери, T_f – середня температура охолоджувальної рідини, T_s – температура небосхилу, S_l – площа бічної поверхні теплообмінного блоку.

Доданки в Q_a, що включають T_f, враховують теплообмін задньої сторони теплообмінного блоку з атмосферою. Температуру тильної сторони теплообмінного блоку, внаслідок високої теплопровідності матеріалу корпусу, можна приблизно прийняти рівною температурі охолоджуючої рідини. Доданки з негативним знаком у Q_a враховують прихід розсіяної компоненти інфрачервоного випромінювання від атмосфери на поверхню теплообмінного блоку.

Формулу для розрахунку теплових втрат можна спростити, якщо прийняти різними лише температури освітленої (T_p) та неосвітленої поверхонь (T_f). Це призведе до більшого значення втрат, але, як випливає з розрахунків, ці втрати однаково залишаються меншими, ніж 1 – 2 %.

Для оцінки можливих значень теплової енергії, яку необхідно відвести від сонячних елементів, щоб забезпечити їм прийнятну робочу температуру, потрібно задати зовнішні умови, можливі габаритні розміри теплообмінного блоку та параметри системи концентрації.

З міркувань необхідності відведення пікових теплових навантажень вибираємо параметри довкілля характерні для південних широт (табл. 1).

Таблиця 1. Атмосферні параметри

Параметр	Значення
Максимальна миттєва потужність сонячного випромінювання Q_s, Вт/м^2	1000
Температура атмосфери T_a, °C	30
Температура небосхилу, для літнього періоду T_s, К	290
Середня швидкість вітру V, м/с	5

Спираючись на характеристики сонячних елементів на основі арсеніду галію, які виробляються промислово та доступні на ринку, можна задати необхідні геометричні розміри теплообмінного блоку для їхнього розміщення. Ми розглянемо теплообмінний блок для розміщення двох сонячних елементів, що є половинками квадрата зі зрізаними кутами [6]. Форма майданчика для розміщення СЕ буде також близька до квадрата, що найбільш оптимально при використанні концентруючої системи з круглою фокальною плямою. Параметри системи концентрації можна задати виходячи з геометричного коефіцієнта концентрації, який дозволить визначити необхідну площу апертури концентратора (виходячи з необхідного розміру фокальної плями) і зібрану ним енергію. Далі в таблиці 2 наведено основні геометричні розміри тепло-електро-енергетичного блоку, що визначають значення вироблення теплової та електричної енергії, а також розрахунки досяжних значень вироблення енергії.

Таблиця 2. Розрахунок розмірів теплообмінного блоку, концентратора та енергії зібраної концентратором та виробленої електричної та теплової системами

Розміри теплообмінного блоку	
Довжина діагоналі майданчика, зайнятого СЕ, см	10,2
Довжина теплообмінного блоку H, см	9,7
Ширина теплообмінного блоку W, см	9,7
Товщина теплообмінного блоку L, см	1
Площа поверхні теплообмінного блоку $S_p = H \times W$, см^2	94,1
Площа бічної поверхні теплообмінного блоку $S_l = 2\,(H + W)L$, см^2	38,8
Довжина охолоджуваної частини поверхні теплообмінного блоку l, см	8,2
Ширина охолоджуваної частини поверхні теплообмінного блоку h, см	8,2
Активна площа СЕ S_{ph}, см^2	30,15
Площа, необхідна розміщення 2-х СЕ S, см^2	60,3
Розміри концентратора та зібрана ним енергія	
Геометричний коефіцієнт концентрації $K = 4S_a/\pi d^2$	400
Діаметр фокальної плями d, см	10,5
Площа фокальної плями $S_F = \pi d^2/4$, см^2	86,6
Площа апертури концентратора S_a, м^2	3,46
Діаметр концентратора D, м	2,1
Коефіцієнт відбиття поверхні концентратора r_z	0,95
Енергія, зібрана концентратором $Q = r_z S_a Q_s$, Вт	3290
Розрахунок виробленої електричної енергії	
Коефіцієнт корисної дії СЕ η, %	30
Коефіцієнт поглинання СЕ α_1	0,95
Очікувана електрична потужність Q_E, Вт	653
Розрахунок отриманої теплової енергії	
Коефіцієнт поглинання вільною освітленою поверхнею теплообмінного блоку α_2	0,9
Вільна освітлена площа поверхні теплообмінного блоку $S_2 = S_F - S$, см^2	26,3
Теплова енергія, поглинена системою СЕ та вільною освітленою поверхнею тепло-	2389

обмінного блоку $Q_Т$, Вт	
Повна поглинена енергія $Q_{ET} = Q_Е + Q_Т$, Вт	3042
Енергія, відбита від поверхні $Q_l = Q - Q_{ET}$, Вт	248

Таким чином, для концентруючої системи, порівнянної з розміром стандартної сонячної батареї, маємо оцінку можливих значень вироблення електричної $Q_Е = 653$ Вт. При цьому системою СЕ та вільною освітленою поверхнею теплообмінного блоку буде поглинена теплова енергія $Q_Т = 2389$ Вт. Отримане значення $Q_Т$ є основним вихідним даними для розрахунку необхідних характеристик відведення тепла від термо-фото-енергетичного блоку.

III. АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ У ТЕПЛООБМІННОМУ БЛОЦІ

Основним елементом фотоенергетичної установки є фотоприймач, що є сонячним модулем, розташованим на поверхні теплообмінного блоку. Фотоприймач забезпечує перетворення сонячної енергії в електричну енергію, за допомогою сонячного модуля та теплову енергію, за рахунок теплообміну нагрітих поверхонь з охолоджувальною рідиною. Оскільки велика кількість енергії концентрується на малій площі, для досягнення прийнятних температур СЕ, що входять до складу сонячного модуля, необхідно мати достатньо інтенсивний теплообмін між поверхнею, на яку надходить енергія та рідиною, що охолоджує. Для виконання цієї вимоги є дві можливості, які спрямовані на:

- Збільшення площі теплообміну за рахунок збільшення поверхні радіатора, як правило, цього можна досягти за допомогою пластинчастих радіаторів;
- Створення умов для турбулентного або перехідного режиму потоку охолоджувача.

Як показали розрахунки, значне збільшення поверхні теплообміну потребує використання високих пластин радіатора. При цьому для досягнення необхідної площі теплообміну, в умовах ламінарного потоку, висота ребра повинна бути такою, що перепад температури на ній складатиме більше 15°С, що суттєво знижує ефективність теплообміну. Крім того, з високими пластинами складно забезпечити рівномірний розподіл рідини, що охолоджує, по всіх каналах радіатора. Тому було обрано конструкцію з меншою ефективною площею теплообміну, але з можливістю збільшення коефіцієнта теплообміну за рахунок створення турбулентного потоку.

Тепловий потік при теплопередачі від поверхні радіатора до рідини можна подати за допомогою закону теплопередачі Ньютона:

$$Q_f = h_f(T_w - T_f)S_r, \quad (6)$$

де h_f – коефіцієнт теплообміну між теплоносієм та корпусом теплообмінного блоку, S_r – площа поверхні радіатора, T_w – середня температура стінки радіатора.

Використовуючи формули (6), (4) та (5) можна визначити необхідне значення коефіцієнта теплопередачі від поверхні радіатора до теплоносія:

$$h_f = (Q_Т - Q_a)/(T_w - T_f)/S_r. \quad (7)$$

Ще одна важлива характеристика, що визначає необхідну продуктивність насоса – масова витрата теплоносія m'. Ця величина визначається з умови рівності енергії, що передається теплоносію з теплообмінної поверхні радіатора і накопиченої ним за рахунок теплоємності:

$$Q_f = m'C_{pw}(T_{fo} - T_{fi}) \Rightarrow m' = (Q_Т - Q_a)/C_{pw}(T_{fo} - T_{fi}) \quad (8)$$

де C_{pw} – теплоємність води Дж/(кг К), T_{fi} и T_{fo} – температура води на вході та виході в теплообмінний блок, відповідно.

Знаючи масові витрати можна розрахувати швидкість руху потоку

$$w = m'/\rho S_n = (Q_Т - Q_a)/C_{pw}(T_{fo} - T_{fi})/\rho S_n, \quad (9)$$

де ρ – щільність теплоносія (води), $S_n = nS_1$ – повна площа перерізу для проходу теплоносія, S_1 – площа перерізу одного каналу радіатора, n – кількість каналів.

Далі можна скористатися критеріальними рівняннями гідродинаміки для розрахунку коефіцієнта теплопередачі від поверхні радіатора до теплоносія. Ці рівняння мають такий вигляд:

$$h_f = \lambda Nu/d_e, \quad (10)$$

де $d_e = 4S_1/P$ – ефективний діаметр каналу, P – периметр перетину каналу, λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Nu – число Нуссельта, яке для перехідного режиму дорівнює [8, 9]:

$$Nu = K_0\varepsilon_l Pr^{0.43}(Pr_f/Pr_w)^{0.25}, \quad (11)$$

а для турбулентного

$$Nu = 0.021\varepsilon_l Re^{0.8}Pr^{0.43}(Pr_f/Pr_w)^{0.25}. \quad (12)$$

Тут ε_l – коефіцієнт, що залежить від відношення

довжини каналу до ефективного діаметру, $Re = wd_e/\nu$ – число Рейнольдса, w – швидкість потоку, ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, комплекс K_0 залежить від числа Рейнольдса, Pr_f і Pr_w – числа Прандтля при температурі рідини та стінки, відповідно.

Узгодження значень h_f, отриманих за формулами (7) і (10), проводиться шляхом варіювання середньої температури теплоносія та (або) температур теплоносія на вході та виході теплообмінного блоку.

Для збільшення коефіцієнта теплообміну необхідно створити умови для турбулентного або перехідного режиму потоку охолоджувача. Цього можна досягти за рахунок збільшення швидкості потоку рідини в каналах між пластинами радіатора, що можливо за рахунок зменшення ефективного діаметра каналу. Зображення моделі теплообмінного блоку із пластинчастим радіатором представлено на рис. 1.

а)

б)

Рисунок 1. Зображення моделі теплообмінного блоку: а) вид знизу; б) вид у середині

Теплообмінний блок має один впускний отвір та випускний колектор, що поєднує два випускні отвори для теплоносія. Розподіл потоку «мікро каналами» радіатора походить з центрального каналу, що дозволяє вдвічі збільшити ефективний переріз для протікання потоку, і істотно знизити гідродинамічний опір, тим самим знижуючи вимоги до потужності насоса для прокачування теплоносія.

У таблиці 3 наведено обрані геометричні параметри теплообмінного блоку, які дозволяють досягти необхідних значень коефіцієнта теплообміну, і наведено розрахунки теплових процесів, які це демонструють. Розрахунки проведені для максимального очікуваного значення коефіцієнта концентрації і для максимального значення надходження теплової енергії, яку необхідно відвести (див. таблицю 2). Крім того, температура теплоносія на вході прийнята такою, щоб забезпечити максимально складні умови для охолодження, які можуть виникнути для замкнутої системи охолодження ближче до завершення денного циклу роботи.

Таблиця 3. Розрахунок показників теплообмінного блоку

Параметр	Значення
Основні геометричні характеристики радіатора теплообмінного блоку	
Площа поверхні теплообмінного блоку S_p , см^2	94,1
Вільна освітлена площа поверхні теплообмінного блоку S_2, см^2	26,3
Площа бічної поверхні теплообмінного блоку S_l, см^2	38,8
Довжина охолоджуваної частини поверхні теплообмінного блоку l, см	8,2
Ширина центрального розподільчого каналу радіатора w_1, мм	6
Довжина "мікро каналу" радіатора $l_1 = (h - w_1)/2$, см	3,8
Ширина "мікро каналу" радіатора a, мм	0,5
Ширина ребра радіатора w, мм	1
Висота ребра радиатора b, мм	1,3
Товщина пластини в області каналу t, мм	0,7
Кількість "мікро каналів радіатора", $N = 2 \cdot l/(a + w)$	110
Площа поверхні радіатора $S_r = N(bw + l_1(a + 2b)) + hw_1$, см^2	135,93
Коефіцієнт підвищення площі поверхні, з якої знімається тепло $k = S_r/hl$	2,02
Площа перерізу каналу $S_1 = ab$, см^2	0,0065
Повна площа перетину для потоку води $S_n = NS_1$, см^2	0,715
Ефективний діаметр $d_e = 4S_1/P$, см	0,00722
Основні теплові характеристики радіатора теплообмінного блоку	
Коефіцієнт поглинання вільною освітленою поверхнею теплообмінного блоку α	0,9
Теплова енергія, поглинена системою СЕ та вільною освітленою поверхнею теплообмінного блоку Q_T, Вт	2389
Робоча температура СЕ T_p, °С	70
Товщина германієвої підкладки СЕ, мкм	200

Коефіцієнт теплопровідності германія, Вт/м	55
Коефіцієнт теплопровідності міді, Вт/м	400
Падіння температури на товщині підкладки та теплопровідної пасти, °С	1,4
Падіння температури на товщині мідного корпусу блоку, °С	0,58
Падіння температури на довжині мідного ребра радіатора, °С	1,1
Падіння температури під поверхнею СЕ до контакту з теплоносієм у середньому можна прийняти, °С	3,1
Температура вільної поверхні теплообмінного блоку буде меншою за температуру поверхні СЕ T_{p1} °С	68,6
Середня температура стінки радіатора T_w, °С	68,5
Середня температура теплоносія T_f, °С	50
Температуру тильної та бічної поверхні теплообмінного блоку приймаємо рівною середній температурі теплоносія, °С	50
Ступінь чорноти поверхні СЕ ε_{ph}	0,95
Ступінь чорноти поверхні теплообмінного блоку ε_p	0,9
Ступінь чорноти тильної та бічної поверхні теплообмінного блоку приймаємо рівною ε_{pb}	0,8
Коефіцієнт конвекційних втрат h_w, Вт/(К·м^2)	24,7
Конвекційні втрати Q_w, Вт	15
Втрати на випромінювання Q_c, Вт	5,1
Повні втрати теплової енергії Q_a, Вт	20,1
Теплова енергія, яка має бути передана теплоносія Q_f, Вт	2369
Коефіцієнт теплопередачі від стінки радіатора до рідини, необхідний передачі тепла Q_f теплоносія h_f, Вт/(м^2·К) (розрахунок за формулою (6))	9420
Температура води на вході в теплообмінник T_{fi}, °С	48,1
Температура води на виході з теплообмінника T_{fo}, °С	51,9
Нагрівання води після проходу через теплообмінник, $\Delta T = T_{fo} - T_{fi}$, °С	3,8
Теплоємність води C_{pw} при 50 °С, Дж/(кг·К)	4174
Масова витрата m', кг/с	0,146
Масова витрата m', л/хв.	8,6
Швидкість потоку w, м/с	2,06
Число Рейнольдса Re	2675
Режим перехідний K_0	5,75
Число Нуссельта Nu	10,65
Коефіцієнт теплопередачі від стінки радіатора до рідини, розрахований з режиму потоку h_f, Вт/(м^2·К) (формула (10))	9556

В результаті проведених розрахунків для радіатора теплообмінного блоку отримано такі пікові значення: витрата води ~8.6 л/хв., швидкість потоку в проміжках між пластинами становить 2.06 м/с, число Рейнольдса Re = 2675, що відповідає перехідному режиму протікання потоку. Розрахунок коефіцієнта теплообміну між теплоносієм та верхньою пластиною радіатора дає hf = 9556 Вт/(м2К). Порівнюючи це значення з необхідним, розрахованим за формулою (6) (hf = 9420 Вт/(м2К)), можна зробити висновок, що обрана конструкція теплообмінного блоку і обрані її параметри здатні забезпечити режим охолодження при піковому надходженні теплового потоку.

Основні енергетичні характеристики пропонованого термофотоелектричного блоку в умовах 400-кратної концентрації сонячного випромінювання наведені в таблиці 4.

Характеристики теплової частини фотоелектричної установки дозволяють оцінити нагрівання теплоносія за день роботи установки. У режимі коли денний максимум сонячної радіації становить 1000 Вт/м^2, за день можна підвищити температуру 200 літрів води від початкової температури 42 – 43 °С.

Таблиця 4. Енергетичні характеристики фотоелектричної установки

Параметр	Значення
Кількість СЕ / та їх ККД, %	2 / 30
Очікувана максимальна електрична потужність Q_E, Вт	653
Очікувана максимальна теплова потужність Q_T, Вт	2369
Повна максимальна корисна потужність $Q = Q_E + Q_T$, Вт	3022
Повний ККД $\eta = Q/(Q_s S_a)$, %	87
Відсоток електричної енергії	21,6
Відсоток теплової енергії	78,4

Для визначення рівномірності охолодження поверхні теплообмінного блоку та дослідження можливої варіації швидкості та температури потоку охолоджувальної рідини було проведено комп'ютерне моделювання. Результати модельних розрахунків наведено у таблиці 5. На рис. 2 представлена типова картина очікуваного розподілу температури поверхнею СЕ. Вхідними даними для моделювання були: очікувана максимальна теплова потужність Q_T, температура води на вході в теплообмінник T_{fi} та масова витрата m' (таб. 3).

Як показали результати моделювання (рис. 2),

розподіл температури площі теплообмінного блоку досить рівномірно, найбільш ефективно охолоджуються області вхідного розподільного каналу і вихідного колектора. При цьому між областю розподільчого каналу та краями майданчика, зайнятого СЕ, спостерігається перепад температури ~12 °С (така різниця температур може дати різницю струму короткого замикання близько 9%), який збільшується при зменшенні швидкості потоку.

Таблиця 5. Результати модельних розрахунків температури поверхні СЕ

Витрата, л/хв (кг/с)	Температура води, °С		Температура поверхі СЕ, °С		
	вхід	вихід	область каналу	основна частина	край
8,6 (0,146)	20	23,62	28-32	37	42
	48	51,62	50-60	60-66	71
7,5 (0,125)	48	52,27	~52	62	75
5,0 (0,083)	20	26,89	~37	48	52
	48	54,45	~65	72	80

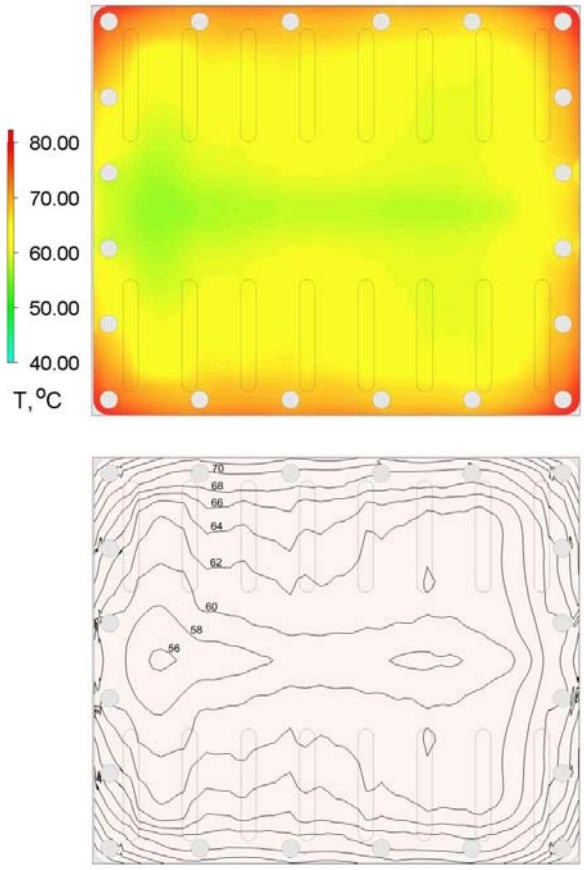

Рисунок 2. Результати моделювання розподілу температури за площею теплообмінного блоку при масовій витраті 0.146 кг/с (8.6 л/хв.) та температурі теплоносія на вході 48 °С

Крім того, при зменшенні швидкості потоку збільшується і температура на краях теплообмінного блоку. З іншого боку, в ранкові години на початку роботи системи при низьких температурах рідини, що охолоджує, і меншої миттєвої потужності сонячного випромінювання, можна використовувати менші швидкості потоків для економії енергії на роботу насоса. Моделювання також показує, що для зменшення перепаду температури за площею СЕ конструкцію теплообмінного блоку можна оптимізувати шляхом перенесення входу теплоносія в центр і створенням двох виходів на протилежних краях блоку. В цьому випадку можна поліпшити ефективність охолодження і зменшити перепад температури між областю каналу, що подає, і рештою поверхнею СЕ приблизно в два рази.

IV. ВИСНОВКИ

Запропонована конструкція радіатора теплообмінного блоку забезпечує перехідний режим потоку охолоджувальної рідини з коефіцієнтом теплообміну між теплоносієм та верхньою пластиною радіатора. hf ~ 10000 Вт/(м2□К) при швидкості потоку у проміжках між пластинами ~2.1 м/с. Це дозволяє ефективно охолоджувати сонячні елементи за умов концентрованого сонячного випромінювання. В умовах освітлення AM1 та при 400 кратній концентрації сонячного випромінювання навіть при температурі охолоджувальної рідини на вході 48 °С, температура арсенід-галієвих СЕ залишається прийнятною для їх ефективної роботи при витраті теплоносія 8.6 л/хв. Моделювання показало, що модернізація конструкції теплообмінного блоку шляхом перенесення входу теплоносія в центр і створення двох виходів на протилежних краях блоку дозволить додатково поліпшити рівномірність охолодження поверхні СЕ.

Проведено оцінку очікуваних встановлених енергетичних характеристик тепло-електро-енергетичної установки, які в умовах AM1 та 400 кратної концентрації сонячного випромінювання для СЕ з ККД 30% мають такі значення: електрична потужність 650 Вт, теплова потужність, 2370 Вт, повна встановлена корисна потужність 3020 Вт , загальний ККД 87%.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

[1] Rodziewicz T., Zaremba A., Wacławek M. Photovoltaics: Solar energy resources and the possibility of their use. *Ecol. Chem. Eng. S.*, 2016, vol. 23, no. 1, p. 9-32. DOI: 10.1515/eces-2016-0001

[2] He, Y.-L., Qiu, Y., Wang, K., Yuan, F., Wang, W.-Q., Li, M.-J., & Guo, J.-Q. Perspective of concentrating solar power. *Energy*, 2020, vol. 198, art. 117373. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117373

[3] Geisz J.F., France R.M., Schulte K.L., et. al. Six-junction III-V solar cells with 47.1% conversion efficiency under 143 suns concentration. *Nature Energy,* 2020, no. 5, p. 326-335. DOI: 10.1038/s41560-020-0598-5

[4] Vignesh N., Arunachala U.C., Varun K. Innovative conceptual approach in concentrated solar PV/thermal system using Fresnel lens as the concentrator. *Energy Sources, Part A*, 2023, vol. 45, no. 4, p. 10122-10143. DOI: 10.1080/15567036.2023.2242800

[5] Herrando M., Wang K., Huang G., et. al. A review of solar hybrid photovoltaic-thermal (PV-T) collectors and systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2023, vol. 97, art. 101072. DOI: 10.1016/j.pecs.2023.101072

[6] Papež N., Dallaev R., Ţălu Ş., Kaštyl J. Overview of the Current State of Gallium Arsenide-Based Solar Cells. *Materials*, 2021, vol. 14, no. 11, art. 3075. DOI: 10.3390/ma14113075

[7] Duffie J.A., Beckman W.A. Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons Inc., 2023, 910 p. DOI:10.1002/9781118671603

[8] Xu B., Xu J., Chen Z. Heat transfer study in solar collector with energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 156, no. 6, art. 119778. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119778

[9] Duta B.K. Heat Transfer: Principles and Applications. PHI Learning Pvt. Ltd., 2023, 648 p.

Стаття надійшла до редакції 15.02.2024

THERMAL PROCESSES IN THE HEAT EXCHANGE UNIT OF A COMBINED PHOTOVOLTAIC PLANT WITH SOLAR RADIATION CONCENTRATION

KHRYPUNOV G.S. Dr.Sc., Prof., Professor of Micro- and NanoElectronics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: khrip@ukr.net, ORCID: 0000-0002-6448-5938;

NIKITIN V.O. Researcher of Micro- and NanoElectronics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: bicmop@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2644-8340;

MERIUTS A.V. PhD, Associate Professor, Associate Professor of Micro- and NanoElectronics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: meriuts@ukr.net, ORCID: 0000-0003-4176-2530;

MINAKOVA K.O. PhD, Associate Professor, Leading researcher of Micro- and NanoElectronics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: kseniia.minakova@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-8869-1082;

ZAITSEV R.V. Dr.Sc., Prof., Head of Micro- and NanoElectronics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: roman.zaitsev@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0003-2286-8452;

KIRICHENKO M.V. PhD, Senior Researcher, Associate Professor of Micro- and NanoElectronics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: mykhailo.kirichenko@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4847-506X;

SHELEST T.M. PhD, Associate Professor, Associate Professor of Physics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: tetiana.shelest@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-8116-6189;

LELIUK S.YU. PhD student of Micro- and NanoElectronics Department National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: stanislav.leliuk@infiz.khpi.edu.ua, ORCID: 0009-0007-4897-1585;

Purpose. *Calculate the energy balance of a photo-energy installation for operation in conditions of concentrated solar radiation, develop the design of a heat exchange unit with "micro" channels.*

Methodology. *Analytical studies using criterion equations of hydrodynamics, creation and study of computer models based on heat balance equations.*

Findings. *Based on the analysis of thermal processes, the design of a heat exchange unit equipped with "micro channels" for a combined photoelectric plant designed to work in conditions of concentrated solar radiation is proposed. It is shown that such a design creates a transitional mode of cooling liquid flow, which allows for efficient cooling of solar cells under conditions of concentrated solar radiation. Based on the results of research, ways of improving the design of the heat exchange unit for equipping a photoelectric system designed to work in conditions of disruption of the typical energy infrastructure are proposed. It has been shown that in order to reduce the temperature difference*

over the SC area, the design of the heat exchange block can be optimized by moving the coolant inlet to the center and creating two exits at the opposite ends of the block.

***Originality**. For the first time, the design of the radiator of the heat exchange unit based on "micro-channels" was proposed, which provides a transitional mode of coolant flow with a heat exchange coefficient between the coolant and the upper plate of the radiator. hf ~ 10000 W/(m2K) at a flow speed in the gaps between the plates ~2.1 m/s.*

***Practical value.** The evaluation of the efficiency, thermal and electrical characteristics of the combined photo-energy system with the concentration of solar radiation was performed. It is proposed to use the developed design of the heat exchange unit for equipping a photoelectric plant for operation in conditions of disruption of the typical energy infrastructure. A preliminary calculation of the thermal and electrical parameters of a photovoltaic installation equipped with multi-cascade solar cells based on gallium arsenide and a heat exchange unit with "microchannels" was carried out.*

Keywords: solar cells; cooling; concentration; semiconductor; thermal energy.

REFERENCES

[1] Rodziewicz T., Zaremba A., Wacławek M. (2016). Photovoltaics: Solar energy resources and the possibility of their use. *Ecol. Chem. Eng. S.*, 23, 1, 9-32. DOI: 10.1515/eces-2016-0001

[2] He, Y.-L., Qiu, Y., Wang, K., Yuan, F., Wang, W.-Q., Li, M.-J., & Guo, J.-Q. (2020). Perspective of concentrating solar power. *Energy*, 198, 117373. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117373

[3] Geisz J.F., France R.M., Schulte K.L., et. al. (2020). Six-junction III-V solar cells with 47.1% conversion efficiency under 143 suns concentration. *Nature Energy,* 5, 326-335. DOI: 10.1038/s41560-020-0598-5

[4] Vignesh N., Arunachala U.C., Varun K. (2023). Innovative conceptual approach in concentrated solar PV/thermal system using Fresnel lens as the concentrator. *Energy Sources, Part A*, 45, 4, 10122-10143. DOI: 10.1080/15567036.2023.2242800

[5] Herrando M., Wang K., Huang G., et. al. (2023). A review of solar hybrid photovoltaic-thermal (PV-T) collectors and systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 97, 101072. DOI: 10.1016/j.pecs.2023.101072

[6] Papež N., Dallaev R., Ţălu Ş., Kaštyl J. (2021). Overview of the Current State of Gallium Arsenide-Based Solar Cells. *Materials*, 14, 11, 3075. DOI: 10.3390/ma14113075

[7] Duffie J.A., Beckman W.A. (2013). Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons Inc., 910. DOI:10.1002/9781118671603

[8] Xu B., Xu J., Chen Z. (2020). Heat transfer study in solar collector with energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156, 6, 119778. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119778

[9] Duta B.K. (2023). Heat Transfer: Principles and Applications. PHI Learning Pvt. Ltd., 648.