УДК 536.242 **doi: 10.20998/2074-272X.2017.3.08**

Р.В. Зайцев

МОДЕЛЮВАННЯ ВДОСКОНАЛЕНОГО ТЕПЛООБМІННОГО БЛОКУ З МІКРОКАНАЛАМИ ДЛЯ КОМБІНОВАНОЇ ФОТОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

У роботі розглядаються особливості підбору теоретичного підґрунтя та математичне моделювання теплових процесів у теплообмінному блоці для комбінованої фотоенергетичної установки. За результатами моделювання проведено вдосконалення та розробку високоефективного теплообмінного блоку з мікроканалами. Апробація запропонованого блоку підтвердила його високу ефективність за рахунок реалізації турбулентного режиму протікання теплоносія. Використання такого теплообмінника дозволить підвищити якість і рівномірність охолодження сонячних батарей та зменшити витрати енергії на циркуляцію рідини. Бібл. 12, рис. 4.

Ключові слова: **теплообмінний блок, теплоносій, сонячна батарея, комбінована фотоенергетична установка.**

В работе рассматриваются особенности подбора теоретических основ и математическое моделирование тепловых процессов в теплообменном блоке для комбинированной фотоэнергетической установки. По результатам моделирования проведено совершенствование и разработка высокоэффективного теплообменного блока с микроканалами. Апробация предложенного блока подтверждает его высокую эффективность за счет реализации турбулентного режима протекания теплоносителя. Использование такого теплообменника позволить повысить качество и равномерность охлаждения солнечных батарей и уменьшить затраты энергии на циркуляцию жидкости. Библ. 12, рис. 4.

Ключевые слова: **теплообменный блок, теплоноситель, солнечная батарея, комбинированная фотоэнергетическая установка.**

Вступ. Світові тенденції розвитку енергетичного ринку та пов'язаного з цим зростання споживання природних енергетичних ресурсів переконливо показують необхідність пошуку додаткових джерел енергії, які змогли б компенсувати нестачу наявних ресурсів, а в ідеалі – повністю замінити їх. Як свідчить практичний досвід США, Японії, Німеччини, один із шляхів розв'язання цієї задачі, пов'язаний з перетворенням сонячної енергії в електричну енергію за допомогою напівпровідникових фотоелектричних перетворювачів (ФЕП).

Найбільш розповсюдженим типом ФЕП є приладові структури на основі моно- та полікристалічного кремнію товщиною до 200 мкм. Основною проблемою їх широкомасштабного використання є висока ціна електричної енергії яку вони виробляють, що обумовлено високою матеріало- та енергоємністю технологічного процесу виготовлення. Для зниження ціни ФЕП перспективним є використання систем, які працюють в умовах концентрованого сонячного випромінювання. Використання дзеркал дозволяє в сотні разів знизити витрати ФЕП. Проте застосування ФЕП на основі кремнію традиційної конструкції при концентрованому сонячному випроміненні призводить до зниження ККД на порядок [1, 2]. В той же час використання багатоперехідних кремнієвих ФЕП з вертикальними діодними комірками з підвищенням інтенсивності сонячного опромінення демонструє підвищення ККД [3, 4].

Розроблена раніше [5] фотоенергетична установка на основі багатоперехідних кремнієвих ФЕП з вертикальними діодними комірками або з ФЕП на основі арсеніду галія, яка має систему позиціювання та управління, що дозволяє збільшити кількість світлової енергії, що надходить на поверхню енергетичної установки, має багато переваг. Така фотоенергетична установка буде виробляти не тільки електричну енергію, а й теплу воду. Але поряд із цим, виявилися суттєві недоліки щодо рівномірного охолодження встановлених ФЕП, котрі потребували окремого вирішення [6-8]. У статті використовуються загальноприйняті позначення [9, 10].

Мета роботи – проведення математичного моделювання основних параметрів теплообмінного блоку для фотоенергетичної установки на основі загальних моделей теплообміну при примусовій циркуляції рідини.

1. Методика дослідження. Згідно з загальними стандартними вимогами до фотоенергетичних установок для роботи з промисловим обладнанням вихідна напруга сонячної батареї (СБ) повинна становити не більше U_{NM} = 48 В; струм навантаження – I_{NM} = = 10.4 А; електрична потужність, що СБ віддає у навантаження – P_{NM} до 500 Вт. Звідси, при $S_{SB} \approx 100$ см^2 можна розрахувати, питому електричну потужність P_{NM}, яку має віддавати у навантаження 1 см^2 такої СБ і котра дорівнює 5 Вт/см^2. Однак, поряд із цим, при максимально можливому ККД ФЕП, наприклад на основі арсеніду галію, на рівні 30 %, для забезпечення необхідних параметрів на поверхню СБ має надходити світло з питомою потужністю не менше 16,7 Вт/ см^2. А отже потужність 11,7 Вт/см^2 буде надлишковою і надходитиме до СБ та теплообмінника у вигляді теплової енергії, що призводитиме до суттєвого і швидкого перегрівання СБ.

Площа апертури дзеркал системи, що концентрує, $S_a \approx 2.4$ м^2. При потужності сонячного випромінювання P_s = 1000 Вт/м^2 енергія, яка надходить на цю площу Q_s = 2396 Вт. За рахунок обрання більш якісного матеріалу для дзеркал, частка енергії, що надходить до фотоприймальної пластини після врахування коефіцієнта відбиття від дзеркал (r_z = 0,95), а також процесів відбиття та поглинання в системі пластина – скло, яка враховує поглинаючу здатність (τ_α) [9], маємо $Q_{s1} = r_z Q_s$ (τ_α) = 1761 Вт (це відповідає ефективному коефіцієнту концентрації K_{eff} = 386). Після перетворення частки цієї енергії в електричну енергію з коефіцієнтом корисної дії η = 30 %, що дає Q_{s2} = 528 Вт

© Р.В. Зайцев

електричної енергії, в теплову енергію переходить $Q_{s3} = Q_{s1}(1-\eta) = 1233$ Вт.

Для визначення коефіцієнту теплопередачі при заданій температурі теплоносія і температурі поверхні, що обтікається, необхідно визначити градієнт температури на стінці теплообмінника. Градієнт температури можна визначити з рішення рівняння енергії, котре в свою чергу залежить від розподілу швидкості потоку в області протікання, що розглядається. В загальному вигляді вирішення задачі конвективного теплообміну для протікання рідини вздовж площини зводиться до вирішення наступної системи диференційних рівнянь (1) [9]

$$\begin{cases} \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \\ \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x\frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}\right) - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x} + g_x; \\ \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x\frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y\frac{\partial w_y}{\partial y} = \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2}\right) - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial y} + g_y; \\ \frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x\frac{\partial T}{\partial x} + w_y\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right); \\ p = \rho R T. \end{cases} \quad (1)$$

Така система рівнянь в загальному вигляді не піддається аналітичному вирішенню, тому розглядаються окремі випадки.

1.1. Тепловіддача при русі рідини в прямих гладких трубах. При русі рідин і газів в трубах і каналах існують ламінарний ($Re_{f,d} \le 2300$), турбулентний ($Re_{f,d} \ge 10^4$) і перехідний від ламінарного до турбулентного ($2300 < Re_{f,d} < 10^4$) режими течії рідини.

Визначальні параметри для розрахунку критерію Рейнольдса: $T_0 = T_f = 0{,}5\cdot(T_{f,in} + T_{f,out})$ – середня температура рідини в трубі; $R_o = d_{in}$ – внутрішній діаметр труби; $w_0 = G/(\rho \cdot f)$ – середня по перерізу труби швидкість руху рідини.

1.1.1. Тепловіддача при ламінарному режимі руху рідини в трубах ($Re \le 2300$). Тепловіддача в трубах при стабілізованому перебігу і стабілізованому теплообміні може бути розрахована при T_w = const і при q_w = const за наближеною формулою [9]:

$$N_u = 4\varepsilon_t, \quad (2)$$

де поправку ε_t розраховують за формулою

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_{fl}}{Pr_w}\right)^{0.25}. \quad (3)$$

При ламінарному режимі руху в прямих гладких трубах і наявності ділянок гідродинамічної та теплової стабілізації для більш точної апроксимації експериментальних даних виділяють два підрежими: ламінарний в'язкістний і ламінарний в'язкістно-гравітаційний. Ламінарний в'язкістний режим течії має місце при числах Релея $Ra < 8\cdot10^5$, а ламінарний в'язкістно-гравітаційний режим при $Ra \ge 8\cdot10^5$.

Тепловіддача при ламінарному в'язкістному режимі руху рідини в трубах ($Re \le 2300$; $Ra < 8\cdot10^5$). Середній по внутрішній поверхні труби довжиною l коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою, яка отримана при $l/(Re\cdot d) \le 0{,}05$ і $0{,}07 \le \mu_w/\mu_f \le 1500$ [5]:

$$Nu = 1.55\left(Re\cdot d_{in}/l\right)^{1/3}\cdot\left(\mu_f/\mu_w\right)^{0.14}\cdot\varepsilon_l. \quad (4)$$

Величина ε_l поправки, що враховує вплив на тепловіддачу гідродинамічної стабілізації потоку на початковій ділянці теплообміну:

– при:

$$\frac{l}{Re\cdot d} < 0.1 - \varepsilon_l = 0.6\left(\frac{l}{Re\cdot d}\right)^{-\frac{1}{7}}\left(1 + 2.5\frac{l}{(Re\cdot d)}\right), \quad (5)$$

– при:

$$l/(Re\cdot d) < 0.1 - \varepsilon_l \approx 1. \quad (6)$$

Тепловіддача при ламінарному в'язкісно-гравітаційному режимі руху текучого середовища в трубах ($Re \le 2300$; $Ra < 8\cdot10^5$). Середній коефіцієнт тепловіддачі при ламінарному в'язкістно-гравітаційному режимі течії може бути розрахований по критерійному рівнянню М. А. Міхєєва [10]:

$$Nu = 0.15\cdot Re_{f,d}^{0.33}\cdot Pr_f^{0.33}\cdot\left(Gr_{f,d}\cdot Pr_f\right)^{0.1}\cdot\varepsilon_t\cdot\varepsilon_l. \quad (7)$$

Поправочний коефіцієнт, ε_l що враховує вплив на тепловіддачу процесу гідродинамічної стабілізації потоку на початковій ділянці теплообміну дорівнює:

– при $l/d < 50$ значення ε_l знаходять за експериментальними даними [6];

– при $l/d \ge 50$ – $\varepsilon_l = 1$.

1.1.2. Тепловіддача при турбулентному режимі руху рідини в трубах ($Re \ge 10^4$). Середній коефіцієнт тепловіддачі при турбулентному протіканні рідини в прямих гладких трубах розраховують за формулою М. А. Міхєєва [10]:

$$Nu_{f,d} = 0.021\cdot Re_{f,d}^{0.8}\cdot Pr_f^{0.43}\cdot\varepsilon_t\cdot\varepsilon_l. \quad (8)$$

Поправочний коефіцієнт ε_l, що враховує вплив на тепловіддачу процесу гідродинамічної стабілізації потоку на початковій ділянці теплообміну дорівнює:

– при $l/d < 50$ – $\varepsilon_l \approx 1+2d/l$;

– при $l/d \ge 50$ – $\varepsilon_l = 1$.

Значення ε_l в залежності від критерію Рейнольдса наведено у [9].

1.1.3. Тепловіддача при перехідному режимі руху рідини в трубах ($2300 < Re < 10^4$). Перехідний режим течії характеризується змішуванням ламінарної і турбулентної течій. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі можна розрахувати за формулою [10]:

$$Nu_{f,d} = K_0\cdot Pr_f^{0.43}\cdot\varepsilon_t\cdot\varepsilon_l, \quad (9)$$

де комплекс K_0 залежить від числа Рейнольдса [10], а поправку ε_l розраховують також як і при турбулентному режимі течії рідини.

1.2. Тепловіддача при русі рідини в каналах довільного поперечного перерізу. Всі вищенаведені критеріальні формули для розрахунку тепловіддачі в круглій трубі застосовані і для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при протіканні рідин і газів в каналах іншої (не круглої) форми поперечного перерізу (прямокутної, трикутної, кільцевої і т.д.), при повздовжньому омиванні пучків труб, укладених в канал довільного поперечного перерізу, а також під час руху рідини, що не заповнює всього перерізу каналу. При цьому в якості характерного розміру слід застосовувати еквівалентний або гідравлічний діаметр каналу:

$$R_0 = d_{ekv} = d_r = 4f / P, \quad (10)$$

де f – площа поперечного перерізу потоку, м^2; P – змочений периметр каналу, м.

1.3. Тепловіддача при турбулентному русі рідини в вигнутих трубах. При русі рідини в вигнутих трубах (колінах, змійовиках) відбувається його додаткова турбулізація і, як наслідок, збільшення коефіцієнта тепловіддачі [11]. Для розрахунку тепловіддачі в вигнутих трубах необхідно помножити число Нуссельта на поправочний коефіцієнт:

$$\varepsilon_g = 1 + 1.8 \cdot d_{in} / R_g, \quad (11)$$

де d_{in} – внутрішній діаметр труби, а R_g – радіус вигину.

2. Результати досліджень та їх обговорення. Як було показано раніше [5] для досягнення прийнятних температур СБ необхідно підвищити інтенсивність теплообміну. Для цього можна використати або збільшення площі теплообміну за рахунок використання радіатору, або спробувати використати турбулентний потік охолоджувача для збільшення коефіцієнту теплообміну [12].

На основі запропонованого теоретичного обґрунтування було розглянуто два варіанти конструкції, які схематично зображено на рис. 1. Конструкція зображена на рис. 1,*a* має велику площу теплообмінника, а конструкція, зображена на рис. 1,*b* має великий коефіцієнт теплообміну при площі теплообмінника, близькій до площі теплоприймальної пластини.

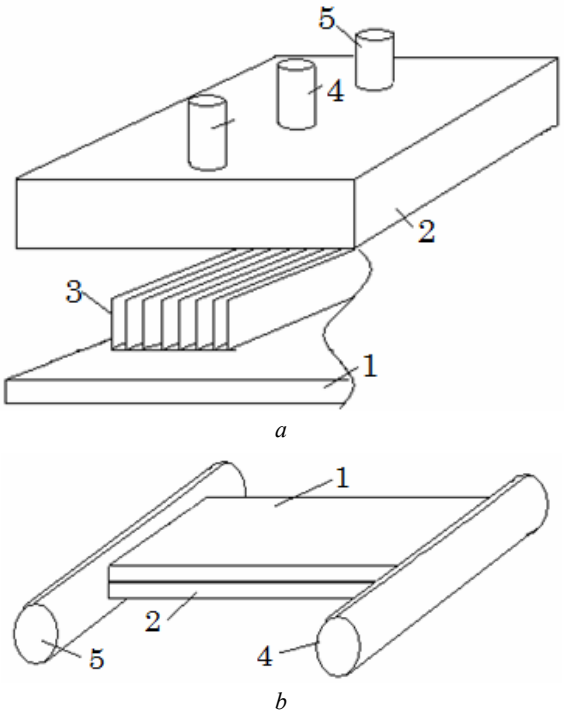


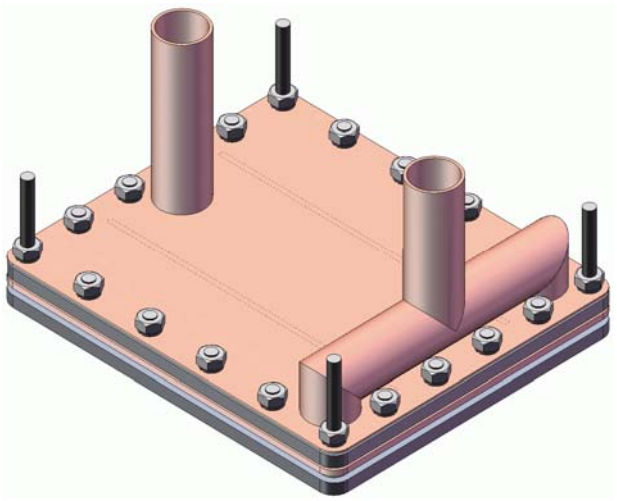
Рис. 1. Схематичне зображення конструкцій блоку охолодження з пластинковим радіатором (*a*) та прямоточним з малою шириною щілини між пластинами (*b*): 1 – кришка блоку охолодження, 2 – корпус блоку охолодження, 3 – пластини радіатору, 4 – трубка подачі охолоджувача, 5 – трубка виведення охолоджувача

Для розрахунку теплообмінного блоку з радіатором з великою площею теплообмінної поверхні (рис. 1,*a*) було в якості моделі обрано промисловий мідний радіатор, який використовується для охолодження елементів комп'ютерних схем. Він має наступні розміри: 91×91×25 мм, 56 пластин, відстань між якими складає 1 мм, тобто маємо 55 каналів протікання води з поперечним перетином 1×20 мм (враховуючи товщину верхньої пластини 5 мм), але при центральній подачі води ефективно маємо 110 каналів. При витратах охолоджувача (води) в першому замкнутому контурі 10 л/хв (0,016 кг/с) швидкість потоку (w) в проміжках між пластинами складає 0,0682 м/с. При середній температурі охолоджуючої води ~ 50°С кінематична в'язкість води ν = 0,556 10^{-6} м^2/с. Враховуючі ефективний діаметр d_e = 1,9·10^{-3} м одержимо число Рейнольдса $Re = wd_e/\nu$ = 234, що відповідає ламінарному потоку. Розрахувавши числа Грасгофа (495) і Релея (1752) визначаємо, що в обраному радіаторі при вказаних витратах охолоджувача реалізується ламінарно-в'язкий режим протікання потоку. Розрахунок коефіцієнту теплообміну між теплоносієм та пластинами радіатору дає Nu = 1838 Вт/(м^2·К), що недостатньо для ефективного відведення тепла, а такий теплообмінник не може буди використано в фотоенергетичній установці.

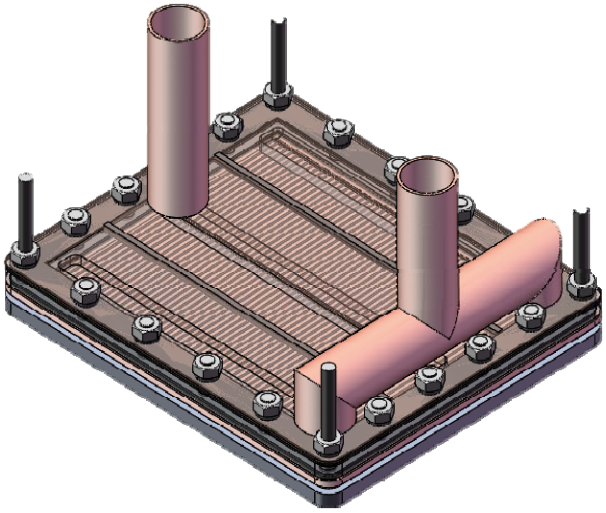
Для розрахунку теплообмінного блоку з радіатором з великим коефіцієнтом теплообміну (рис. 1,*b*) було запропоновано наступні розміри перетину протоку для води 1×80 мм при довжині 60 мм. При таких розмірах і витратах води, як і вище, швидкість потоку в проміжках між пластинами складає 1,875 м/с. Враховуючи ефективний діаметр d_e = 1,98·10^{-3} м одержимо число Рейнольдса $Re = wd_e/\nu$ = 6661, що відповідає перехідному режиму протікання потоку. Розрахунок коефіцієнту теплообміну між теплоносієм та верхньою пластиною радіатору дає Nu = 13931 Вт/(м^2·К). Зменшення відстані між пластинами до критичних, з точки зору в'язкості, 0,5 мм дозволяє збільшити швидкість потоку до 2,92 м/с, але при менших витратах рідини, оскільки зростає гідродинамічний опір і насос може забезпечити витрати на рівні 7 л/хв, що залишає потік в перехідному режимі протікання. При цьому Nu = 18483 Вт/(м^2·К).

На підставі проведених розрахунків було вдосконалено базову конструкцію плаского теплообмінника з введенням до нього мікроканалів для збільшення коефіцієнту теплообміну. Блок теплообмінника виконаний у вигляді закінченого вузла. На рис. 2 зображено конструкцію радіатора, який являє собою полу конструкцію. В цій конструкції передбачені колектуючі площини з трубками що подають (відводять) теплоносій, та ребра, що утворюють мікроканали для руху охолоджуючої рідини. Дно радіатора є основою для кріплення СБ, таким чином зменшується тепловий опір «поверхня – теплоносій».

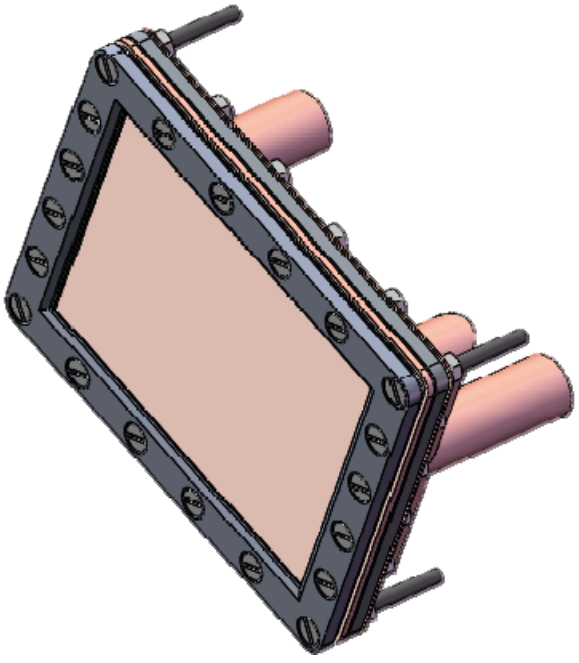
З урахуванням наведеної конструкції та теоретичного обгрунтування було проведено математичне моделювання роботи такого теплообмінника при різних швидкостях руху рідини. Основними критеріями для аналізу були рівномірність охолодження поверхні та її температура при надходженні зазначеної раніше кількості тепла. Відповідні теплові картини наведено на рис. 3.



a

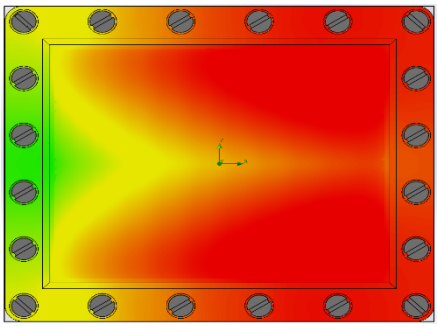


b

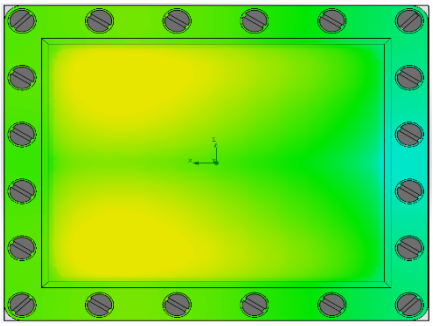


c

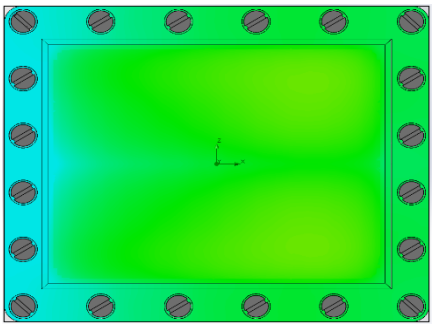
Рис. 2. Зображення плаского теплообмінника: загальне (*a*), поперечний переріз на мікроканали (*b*) та з боку теплообмінної площини (*c*)



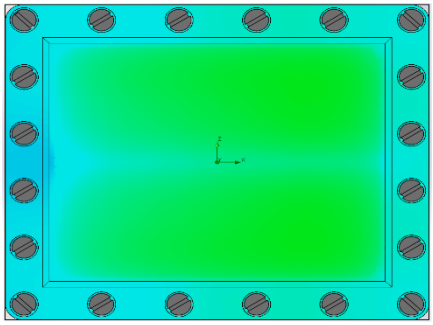
a



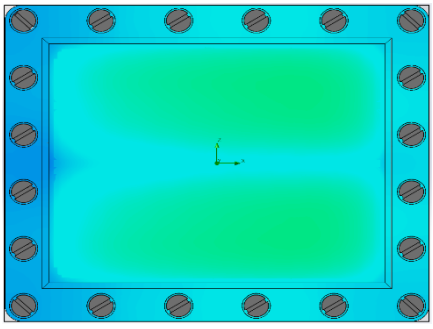
b



c



d



e

Рис. 3. Теплові картини теплообмінника при наступних умовах моделювання: *a* – w = 0,1 м/с, максимальна температура поверхні T_{max} = 63,25 °C; *b* – w = 0,2 м/с, T_{max} = 48,27 °C; *c* – w = 0,3 м/с, T_{max} = 43,38 °C; *d* – w = 0,5 м/с, T_{max} = 39,18 °C; *e* – w = 1,0 м/с, T_{max} = 35,72 °C

Аналіз наведених теплових картин дозволяє зробити висновок, що вже при швидкості протікання рідини 0,3 м/с для запропонованої конструкції теплообмінника досягається достатня рівномірність охолодження поверхні (рис. 3,*c*). При цьому максимальна температура не перевищує 43,5 °С, чого достатньо для ефективної роботи СБ без зменшення ККД. Поряд із цим, зменшення швидкості протікання рідини призводить до втрати рівномірності охолодження та до суттєвого зростання температури поверхні до більш ніж 60 °С, що є неприпустимим.

Також слід зазначити, що необхідні параметри теплообміну досягаються при швидкості протікання 0,3 м/с, що значно менше 2,92 м/с, котрі були отримані для класичного плаского теплообмінника. При цьому подальше підвищення швидкості протікання рідини не призводить до суттєво покращення рівномірності і зниження температури, однак буде потребувати додаткових витрат енергії на створення потоку.

Зменшення ефективного потоку рідини у порівнянні з класичним пласким теплообмінником свідчить про зростання коефіцієнту теплообміну. Таке можливо лише при переході від перехідного режиму протікання рідини у класичному пласкому теплообміннику до турбулентного режиму у запропонованій конструкції.

Для підтвердження зміни режиму протікання рідини було проведено математичне моделювання потоку рідини у каналах теплообмінника, картини яких наведено на рис. 4.

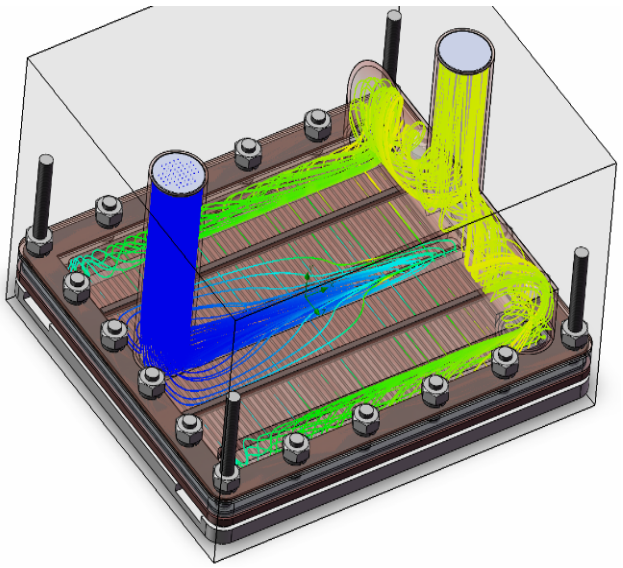
Аналіз потоку рідини підтвердив протікання у турбулентному режимі, який дає максимальний коефіцієнт теплопередачі, і, як наслідок, забезпечує досягнення рівномірності охолодження та низької температури при мінімальних затратах енергії на створення потоку рідини.

Висновки.

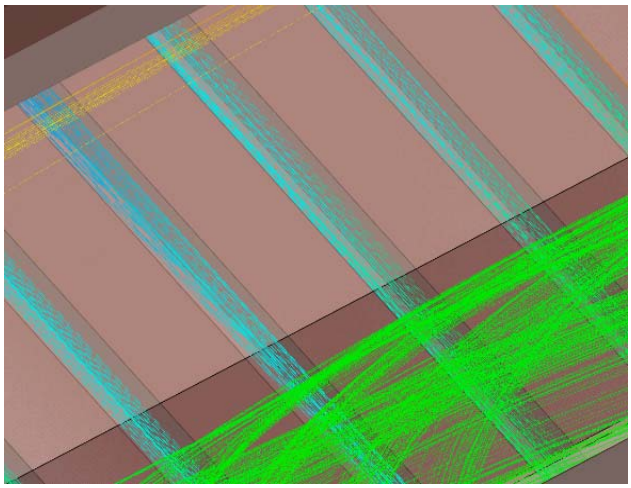
1. Проведено теоретичні розрахунки та моделювання теплообмінних процесів при перетворенні сонячної енергії в виготовленому теплообмінному блоці фотоенергетичної установки, які показали, що найбільш ефективним є плаский теплообмінник з реалізацією в ньому турбулентного потоку рідини, котрий дозволяє досягти коефіцієнту теплопередачі на рівні 18 кВт/(м^2·К).

2. На підставі проведених розрахунків розроблено вдосконалений теплообмінний блок з мікроканалами та проведено уточнення вимог до технічних характеристик фотоенергетичної установки на його основі.

3. Аналітична апробація теплообмінника дозволила визначити, що при обраних параметрах фотоенергетичної установки, теплообмінний блок забезпечує стабільну робочу температуру на рівні менше 50 °С при цьому швидкість потоку теплоносія складає не більше 0,3 м/с. Зазначена температура є оптимальною для роботи сонячної батареї при мінімальних затратах енергії на створення потоку рідини.



a



b

Рис. 4. Зображення картин моделювання потоку рідини у теплообміннику в цілому (*a*) та у його мікроканалах (*b*)

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Jones A.D., Underwood C.P. A thermal model for photovoltaic systems // Solar Energy. – 2001. – vol.70. – iss.4. – pp. 349-359. **doi: 10.1016/S0038-092X(00)00149-3.**

2. Tuomiranta A., Marpu P., Munawwar S., Ghedira H. Validation of thermal models for photovoltaic cells under hot desert climates // Energy Procedia. – 2014. – vol.57. – pp. 136-143. **doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.017.**

3. Розроблення фотоенергетичної установки на основі багатоперехідних кремнієвих сонячних елементів з вертикальними діодними комірками. Звіт про НДР (заключний; № держреєстрації 0111U007628) / Керівник Є. Сокол (Харків: НТУ «ХПІ», 2012).

4. Стребков Д.С. Матричные солнечные элементы: Монография в 3-х томах. Том 1. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2009 – 120 с.

5. Сокол Е.И., Копач В.Р., Зайцев Р.В. и др. Физико-технические особенности и предельные практические возможности фотоенергетического модуля нового поколения на территории Украины // Відновлювана енергетика. – 2011. – №2(25). – С. 18-28.

6. Reddy K.S., Premkumar D., Vikram T.S. Heat transfer modeling and analysis of solar thermo-chemical reactor for hydrogen production from water // Energy Procedia. – 2014. – vol.57. – pp. 570-579. **doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.211.**

7. Steinfeld A. Solar thermochemical production of hydrogen – a review // Solar Energy. – 2005. – vol.78. – iss.5. – pp. 603-615. **doi: 10.1016/j.solener.2003.12.012.**
8. Modi A., Buhler F., Andreasen J.G., Haglind F. A review of solar energy based heat and power generation systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2017. – vol.67. – pp. 1047-1064. **doi: 10.1016/j.rser.2016.09.075.**
9. Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.:Энергоиздат, 1981. – 488 с.
10. Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 208 с.
11. Shokri R., Ghaemi S., Nobes D.S., Sanders R.S. Investigation of particle-laden turbulent pipe flow at high-Reynolds-number using particle image/tracking velocimetry (PIV/PTV) // International Journal of Multiphase Flow. – 2017. – vol.89. – pp. 136-149. **doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.06.023.**
12. Shirvan K.M., Ellahi R., Mirzakhanlari S., Mamourian M. Enhancement of heat transfer and heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with porous media: Numerical simulation and sensitivity analysis of turbulent fluid flow // Applied Thermal Engineering. – 2016. – vol.109. – part A. – pp. 761-774. **doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.116.**

REFERENCES

1. Jones A.D., Underwood C.P. A thermal model for photovoltaic systems. *Solar Energy*, 2001, vol.70, iss.4, pp. 349-359. **doi: 10.1016/S0038-092X(00)00149-3.**
2. Tuomiranta A., Marpu P., Munawwar S., Ghedira H. Validation of thermal models for photovoltaic cells under hot desert climates. *Energy Procedia*, 2014, vol.57, pp. 136-143. **doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.017.**
3. Sokol E. *Rozroblennya fotoenerhetychnoyi ustanovky na osnovi bahatoperekhidnykh kremniyevykh sonyachnykh elementiv z vertykal'nymy diodnymy komirkamy. Zvit pro NDR (zaklyuchnyy; № derzhreyestratsiyi 0111U007628)* [Development of the energy picture settings based on multijunction solar cells with silicon-governmental vertical diode cells. Report on R&D (final; state registration number 0111U007628)]. Kharkiv, NTU «KhPI», 2012. (Ukr).
4. Strebkov D.S. *Matrichnye solnechnye elementy: Monografija v 3-h tomah. Tom 1* [Matrix solar cells: Monograph in 3 volumes. Vol. 1]. Moscow, GNU VIESH Publ., 2009. 120 p. (Rus).
5. Sokol E.I., Kopach V.R., Zaitsev R.V. Physical and technical features and practical limits of the photonenergy module of the new generation on the territory of Ukraine. *Renewable energy*, 2011, no.2(25), pp. 18-28. (Rus).
6. Reddy K.S., Premkumar D., Vikram T.S. Heat transfer modeling and analysis of solar thermo-chemical reactor for hydrogen production from water. *Energy Procedia*, 2014, vol.57, pp. 570-579. **doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.211.**
7. Steinfeld A. Solar thermochemical production of hydrogen – a review. *Solar Energy*, 2005, vol.78, iss.5, pp. 603-615. **doi: 10.1016/j.solener.2003.12.012.**
8. Modi A., Buhler F., Andreasen J.G., Haglind F. A review of solar energy based heat and power generation systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol.67, pp. 1047-1064. **doi: 10.1016/j.rser.2016.09.075.**
9. Isachenko V.P., Osipov V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Enegroizdat Publ., 1981. 488 p. (Rus).
10. Mikheyev M.A. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow-Leningrad: Gosenergoizdat Publ., 1960. 208 p. (Rus).
11. Shokri R., Ghaemi S., Nobes D.S., Sanders R.S. Investigation of particle-laden turbulent pipe flow at high-Reynolds-number using particle image/tracking velocimetry (PIV/PTV). *International Journal of Multiphase Flow*, 2017, vol.89, pp. 136-149. **doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.06.023.**
12. Shirvan K.M., Ellahi R., Mirzakhanlari S., Mamourian M. Enhancement of heat transfer and heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with porous media: Numerical simulation and sensitivity analysis of turbulent fluid flow. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol.109, Part A, pp. 761-774. **doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.116.**

Поступила (received) 21.01.2017

Зайцев Роман Валентинович, к.т.н., доц.,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2,
тел/phone +38 068 8888246, e-mail: zaitsev.poman@gmail.com

R.V. Zaitsev
National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»,
2, Kyrpychova Str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

Modeling of an advanced heat exchange unit with microchannels for a combined photoenergy system.

Purpose. *Mathematical modeling of the heat exchange unit main parameters for photoenergy system based on general models with forced circulation of heat transfer fluid.* ***Methodology.*** *To determine the coefficient of heat transfer at a given coolant temperature and surfaces temperature necessary to determine the temperature gradient in the wall of the heat exchanger. Temperature gradients can be determined by solving the equation of energy, which depends on the distribution of the flow rate in the flow. In general, a solution of convective heat transfer fluid to flow along the plane comes to solution of the system of differential equations.* ***Results.*** *In the paper features of the selection of theoretical basis and mathematical modeling of thermal processes in the heat exchange unit for combination photoenergy system are presented. As a result of the simulation conducted we improve and develop high-efficiency heat exchange unit with microchannels. Testing of the proposed unit proved its high efficiency through the implementation of turbulent flow of coolant with heat transfer coefficient at 18 kW/(m^2·K). Analytical testing of the heat exchanger allowed showing that heat exchanger unit provides a stable operating temperature at less than 50 °C with the coolant flow rate is less than 0.3 m/s.* ***Originality.*** *Novelty of the proposed heat exchanger is in the optimal design of microchannels to improve the heat transfer coefficient.* ***Practical value.*** *The use of this heat exchanger will improve the quality and uniformity of cooling solar panels and reduce energy costs for circulation of fluid.* References 12, figures 4.
Key words: **heat exchanger unit, coolant, solar panels, combined photoenergy system.**