

ТЕРМОСТАБІЛІЗАЦІЯ СОНЯЧНО-ПАНЕЛЬНИХ ГЕНЕРАТОРІВ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ ОХОЛОДЖЕНОГО ПО ЦИКЛУ МАЙСОЦЕНКО

З. А. Бухонюк^{1, а}, А. А. Халатов^{1, 2}

¹Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
Фізико-технічний інститут

²Інститут технічної теплофізики НАН України

Анотація

У статті розглянутий метод повітряного охолодження сонячних панелей за допомогою повітря отриманого по циклу Майсоценко. Виконаний огляд можливих способів охолодження, обґрунтований спосіб повітряного охолодження з використанням холодного повітря згенерованого тепломасообмінним апаратом Майсоценко. Розроблений метод теплового розрахунку, у результаті розрахунків отримана необхідна витрата холодного повітря для підтримки температури зворотньої сторони сонячної панелі на рівні 80°C у весняний, літній та осінній періоди. Підтримка безпечної температури роботи забезпечує високий коефіцієнт корисної дії (15,9%) виробництва електричної енергії і надійну експлуатацію сонячної панелі марки KV7-280P («Kvazar»).

Ключові слова: сонячна панель, повітряне охолодження, цикл Майсоценко, тепловий розрахунок

Вступ

Сонячна енергетика розвивається та поширюється швидким темпом. Сьогодні загальна встановлена потужність СЕС у світі перевищила 650 ГВт. В Україні встановлено 1,95 ГВт потужностей СЕС. Проте, існують певні фактори, які значно впливають на ККД. Одним з найвпливовіших факторів є перегрів сонячних панелей та, відповідно, обмеження робочої температури. Виникає необхідність охолодження сонячних панелей. До сучасних методів охолодження відносять: рідинне охолодження, охолодження повітрям та випарне охолодження. Проте, повітряні схеми не забезпечують достатньо ефективного охолодження у літній період, а рідинні схеми характеризуються високою складністю реалізації. Також, у багатьох регіонах підведення води є важким процесом. У даній роботі розглядаються перспективні методи охолодження з використанням тепломасообмінного апарату з генерацією холодного повітря по циклу Майсоценко. Цей метод характеризується високою економічністю, не потребує використання холодильного агенту чи компресора.

Ціль роботи – виконати аналіз схем охолодження сонячних панелей по циклу Майсоценко, обґрунтувати вибір повітряної схеми охолодження і виконати тепловий розрахунок.

1. Схеми охолодження сонячних панелей і їх аналіз

До сучасних методів охолодження відносять також охолодження конвекцією повітря та випарне охолодження [1]. Задля уникнення перегріву сонячної панелі та втрати її ККД [2] розроблено дві схеми

охолодження сонячних панелей. У даному параграфі буде представлено дві можливі перспективні схеми охолодження сонячних панелей.

1.1. Повітряна схема охолодження сонячних панелей

Однією з можливих схем є повітряна схема охолодження сонячної панелі (рис. 1). Дана схема складається з двох підсхем: з охолодженням холодним повітрям та з охолодженням повітрям із вологістю 100% та температурою навколишнього середовища (t_0). Холодне повітря генерується тепломасообмінним апаратом по циклу Майсоценко.

Процес охолодження відбувається таким чином: 1 – подача атмосферного повітря з температурою t_0 до вологого каналу апарату Майсоценко, де повітря з температурою t_0 набує 100% вологості та 2 – викидається у атмосферу або 3 – подається на сонячну панель (7), де панель охолодиться методом випарного охолодження; 4 – подача атмосферного повітря з температурою t_0 до сухого каналу апарату Майсоценко, 5 – вихід охолодженого повітря з сухого каналу апарату Майсоценко з температурою $t_{\text{охол}}$, 6 – подача охолодженого повітря на сонячну панель (7), 8 – подача повітря споживачу.

Перевагою цієї схеми є простота реалізації та економічність. Недоліком може стати неоднорідне охолодження сонячної панелі. Обирається схема з холодним повітрям, так як температура повітря нижче.

Для ліквідації даного недоліку потрібно забезпечити рівномірний теплообмін. З цією метою до задньої стінки сонячної панелі прикріплюється алюмінієва пластина, яка проводить та розподіляє тепло. Також, поверх пластини накладаються W-подібні ребра. Канал охолодження зображено на рис. 2.

^аzlatabukhonok@gmail.com

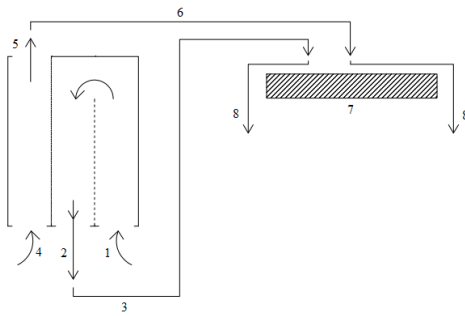


Рис. 1. Повітряна схема охолодження: 1 – вхід у вологий канал тепломасообмінного апарату Майсоценко, 2 – вихід з вологого каналу тепломасообмінного апарату Майсоценко, 3 – канал для подачі вологого повітря до сонячної панелі, 4 – вхід у сухий канал охолодження, 5 – вихід з сухого каналу, 6 – канал для подачі холодного повітря до сонячної панелі, 7 – сонячна панель, 8 – канали подачі повітря споживачу.

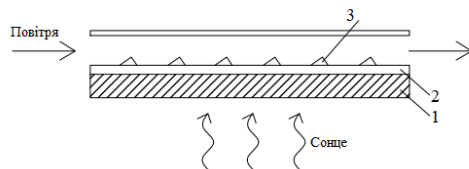


Рис. 2. Канал повітряного охолодження: 1 – сонячна панель, 2 – алюмінієва пластина, 3 – W-подібні ребра.

1.2. Випарно-конденсаційна схема

Далі розглянуто принципову схему випарно-конденсаційного охолодження сонячної панелі (рис. 4).

Для охолодження сонячної панелі використовується гель. Процес охолодження відбувається таким чином: 1 – атмосферне повітря з температурою t_0 спрямовується до вологого каналу апарату Майсоценко, де набуває 100% вологості (1') та 3 – викидається у атмосферу; 2 – атмосферне повітря з температурою t_0 спрямовується до сухого каналу апарату Майсоценко, де охолоджується до температури $t_{\text{охол}}$ (2') та 5 – подається до тепломасообмінного апарату-конденсатора 12. Під номером 6 зображена сонячна панель, покрита гелем (7). Гель набирає у себе вологу у нічний час, а у денний час охолоджує панель методом випарного охолодження – за рахунок нагрівання сонячної панелі вода з гелю випаровується та 8 – подається до тепломасообмінного апарату-конденсатора 12. У тепломасообмінному апараті-конденсаторі 12 відбувається конденсація водяної пари 8: охолоджене повітря 5 з температурою $t_{\text{охол}}$ контактує з водяною парою 8 через стінку, що призводить до її конденсації. Конденсат (10) направляється до баку-накопичувача конденсату (9). Далі конденсат знову направляється до гелю (7) на сонячній панелі (6). Подача охолодженого повітря, водяного пару та конденсату контролюється кранами (11).

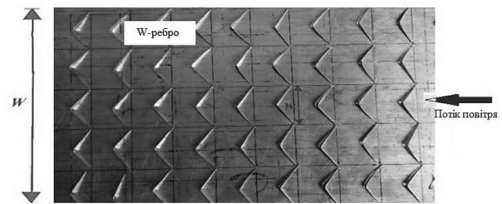


Рис. 3. Вид зверху на зворотню сторону сонячної панелі з W-подібними ребрами [3].

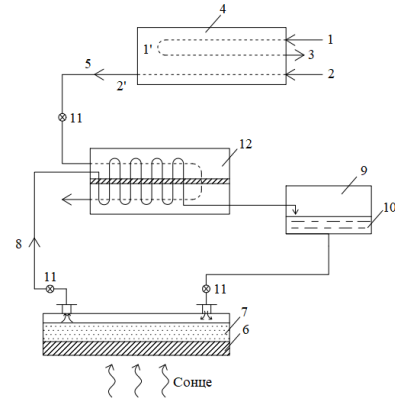


Рис. 4. Випарно-конденсаційна схема: 1 – атмосферне повітря з температурою t_0 , 2 – атмосферне повітря на охолодження з температурою t_0 , 3 – 100% вологе повітря з температурою навколишнього середовища t_0 , 4 – тепломасообмінний апарат Майсоценко, 5 – охолоджене повітря з температурою $t_{\text{охол}}$, 6 – сонячна панель, 7 – гель, 8 – водяна пара, 9 – бак-накопичувач конденсату, 10 – конденсат, 11 – кран, 12 – тепломасообмінний апарат-конденсатор.

Головною перевагою цієї схеми є рівномірне ефективне охолодження. Проте, недоліком є складність конструкції, додаткові витрати, необхідність враховувати вагу гелю (вага гелю значно збільшується під час роботи, що створює додаткове навантаження на конструкцію), відсутність повних характеристик гелю.

Враховуючи усі вищенаведені фактори, для подальшого вивчення обрана повітряна схема з використанням холодного повітря.

2. Приклад теплового розрахунку

Ціль теплового розрахунку – визначення необхідної витрати повітря для підтримки робочої температури сонячної панелі у різні пори року. Тепловий розрахунок повітряної схеми охолодження виконаний для трьох місяців – квітень, липень та жовтень (весна, літо, осінь). Далі буде наведено приклад розрахунку для квітня місяця.

1) Визначення висоти каналу охолодження.

Для дослідження обрано сонячну панель марки KV7-280P («Kvazar»). Розмір панелі – $1640 \times 992 \times 40$ мм, ККД – 15,9 %, максимальна температура роботи – 85°C , тепловий потік на сонячну панель $Q^* = 942 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$. Канал охолодження сонячної панелі зображено на рис. 5.

Відповідно до стандарту ASHRAE (1977) довжина L , ширина W і висота H визначаються

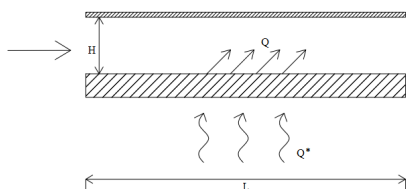


Рис. 5. Канал охолодження сонячної панелі: L – довжина сонячної панелі, H – висота каналу охолодження, Q^* – тепловий потік на сонячну панель, Q – тепловий потік від сонячної панелі

рівнянням (1):

$$L = 5\sqrt{W \cdot H} \quad (1)$$

Звідси висота каналу H (2):

$$H = \frac{L^2}{25W} \quad (2)$$

Підставляючи значення L і W , знаходимо H (3):

$$H = \frac{(1640 \text{ мм})^2}{25 \cdot 992 \text{ мм}} = 108,45 \text{ мм} \quad (3)$$

2) Визначення теплофізичних властивостей повітря.

Теплофізичні властивості повітря на виході з апарату Майсоценко для квітня місяця (за температури $t = 2,5^\circ\text{C}$) взяті із довідника (табл.1) [4].

Табл. 1. Теплофізичні параметри повітря на виході з апарату Майсоценко для квітня місяця

Місяць	ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	ν , $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	C_p , $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$
Квітень	1,28	$13,5 \cdot 10^{-6}$	$2,46 \cdot 10^{-2}$	1005

3) Визначення теплового потоку на зворотній стороні панелі.

Тепловий потік Q визначається по формулі (4):

$$\begin{aligned} Q &= Q^* \cdot (1 - \eta) \cdot F = \\ &= 942 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot 0,84 \cdot 1,64 \text{ м} \cdot 0,992 \text{ м} = \\ &= 1287,3 \text{ Вт} \end{aligned} \quad (4)$$

4) Визначення еквівалентного розміру каналу охолодження D_{eq}
Еквівалентний розмір каналу визначається по формулі (5):

$$D_{eq} = 4 \frac{F^*}{\Pi}, \quad (5)$$

де F^* – площа прохідного перерізу каналу, Π – периметр каналу.

$$D_{eq} = 4 \frac{992 \text{ мм} \cdot 108,45 \text{ мм}}{2 \cdot (992 \text{ мм} + 108,45 \text{ мм})} = 195,52 \text{ мм} \quad (6)$$

5) Задаємо еквівалентне число Рейнольдса і визначаємо швидкість потоку
Обираємо пробне значення числа Рейнольдса $Re_D = 12000$.

Тоді швидкість потоку в каналі:

$$\bar{V} = \frac{Re_D \cdot \nu}{D_{eq}} = \frac{12000 \cdot 13,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}}{0,19552 \text{ м}} = 0,83 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (7)$$

6) Визначаємо витрату повітря в каналі охолодження

$$\begin{aligned} \sigma &= \rho \cdot F^* \cdot \bar{V} = \\ &= 1,28 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 0,992 \text{ м} \cdot 0,10845 \text{ м} \cdot 0,83 \frac{\text{м}}{\text{с}} = \\ &= 0,1143 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned} \quad (8)$$

7) Для заданого числа Рейнольдса по графіку Nu (Re) визначаємо число Nu (рис. 6) і середній коефіцієнт тепловіддачі [3]

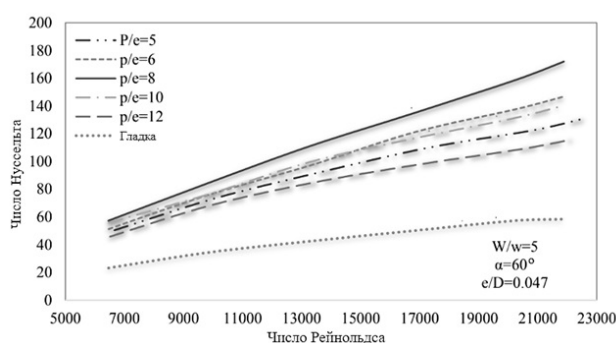


Рис. 6. Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса для поверхні з W-ребрами [3]

Даному числу Рейнольдса відповідає число Нуссельта $Nu = 100$. Використовуючі задане число Рейнольдса та знайдене число Nu , дістаємо середній коефіцієнт тепловіддачі в каналі по формулі (9):

$$\begin{aligned} \bar{\alpha} &= \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{eq}} = \\ &= \frac{100 \cdot 2,46 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}}{0,19552 \text{ м}} = 12,58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \end{aligned} \quad (9)$$

8) Підігрів повітря в каналі охолодження.

$$Q = \sigma \cdot C_p (t_{f_{\text{вих}}} - t_{f_{\text{вх}}}) \quad (10)$$

$$\begin{aligned} t_{f_{\text{вих}}} - t_{f_{\text{вх}}} &= \frac{Q}{\sigma \cdot C_p} = \\ &= \frac{1287,3 \text{ Вт}}{0,1143 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \cdot 1,005 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}} = 11,21^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (11)$$

Температура потоку на виході з каналу охолодження:

$$\begin{aligned} t_{f_{\text{вих}}} &= 11,21^\circ\text{C} + t_{f_{\text{вх}}} = 11,21^\circ\text{C} + \\ &+ 2,5^\circ\text{C} = 13,71^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (12)$$

9) Середня температура повітря в каналі охолодження.

$$\begin{aligned} \bar{t}_f &= \frac{1}{2} (t_{f_{\text{вх}}} + t_{f_{\text{вих}}}) = \frac{1}{2} (2,5^\circ\text{C} + 13,71^\circ\text{C}) = \\ &= 8,11^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (13)$$

- 10) Визначаємо середню температуру зворотної сторони сонячної панелі з рівняння Ньютона

$$Q = \bar{\alpha}(\bar{t}_w - \bar{t}_f) \cdot F \quad (14)$$

Звідси середня температура зворотної сторони сонячної панелі:

$$\begin{aligned} \bar{t}_w &= \frac{Q}{\bar{\alpha} \cdot F} + \bar{t}_f = \\ &= \frac{1287,3 \text{ Вт}}{12,58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \cdot 1,64 \text{ м} \cdot 0,992 \text{ м}} + 8,11^\circ\text{C} = \\ &= 71,01^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (15)$$

- 11) Дана температура значно менша за 80°C . Отже, можна обрати менше число Рейнольдса, тобто зменшити швидкість та витрату повітря та провести розрахунок знову ($Re = 10000$). Дані розрахунків для двох чисел Рейнольдса і трьох місяців представлені у таблиці (2).

Табл. 2. Значення чисел Рейнольдса та відповідних температур панелі для різних місяців

Місяць	Re_{D1}	$\bar{t}_{w1}, ^\circ\text{C}$	Re_{D2}	$\bar{t}_{w2}, ^\circ\text{C}$
Квітень	12000	71,01	10000	87,82
Липень	12000	86,33	15000	74,26
Жовтень	12000	69,5	11000	76,5

На основі цих даних побудований графік залежності температури зворотної сторони сонячної панелі від числа Рейнольдса (рис. 7). Для визначення робочого режиму для кожного місяця проводимо на цьому графіку горизонтальну лінію на рівні 80°C (допустима температура зворотної сторони панелі), де точка перетину цієї лінії в залежності від температури визначає робочу точку (число Рейнольдса) (рис. 8).

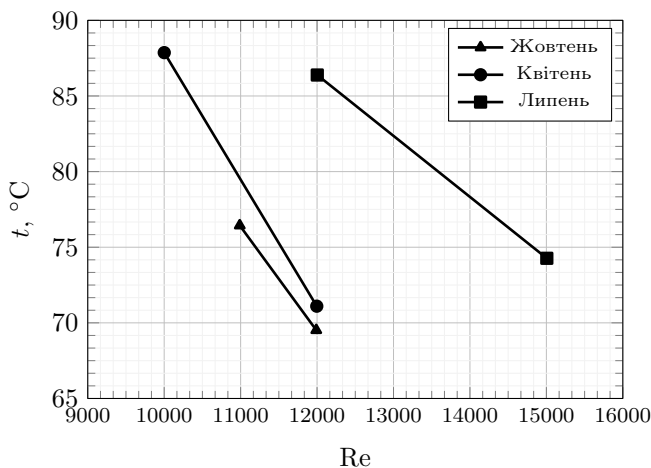


Рис. 7. Залежність температури зворотної сторони сонячної панелі t від числа Рейнольдса Re

Таким чином, отримуємо необхідне число Рейнольдса та витрату повітря через канал охолодження сонячної панелі для підтримки температури зворотної сторони на рівні 80°C для трьох місяців.

Висновки

Виконаний аналіз двох можливих схем охолодження сонячних панелей: з використанням випарного

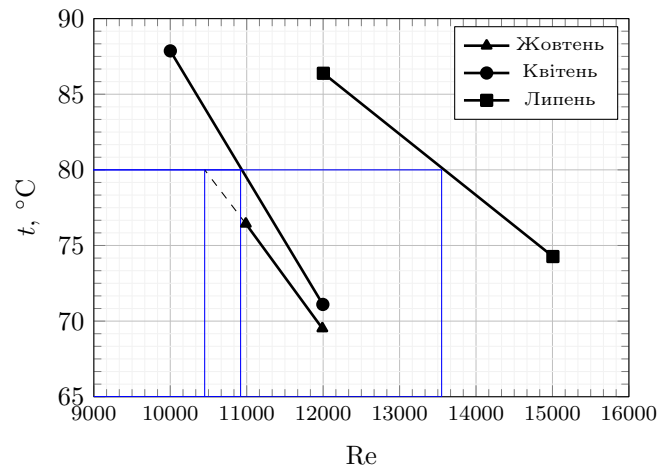


Рис. 8. Визначення робочої точки для кожного місяця

Табл. 3. Необхідна витрата повітря для температури панелі 80°C

Місяць	Re_D	σ , кг/с
Квітень	10 925	0,1038
Липень	13 550	0,1340
Жовтень	10 500	0,1006

охолодження та з використанням холодного повітря чи 100% вологого повітря. Для подальшого дослідження обрана схема з використанням холодного повітря. Розроблена схема повітряного охолодження з використанням тепломасообмінного апарату Майсоценко.

Розроблений метод теплового розрахунку з метою визначення температури зворотної сторони сонячної панелі при повітряному охолодженні.

Для весняного, літнього та осіннього періодів 2020 року виконані розрахунки та визначені необхідні витрати холодного повітря для підтримки робочої температури зворотної сторони сонячної панелі на рівні 80°C .

Підтримка температури зворотної сторони сонячної панелі на рівні 80°C (максимально допустима температура 85°C) забезпечує найвищий коефіцієнт корисної дії (15,9%) у весняний, літній та осінні періоди.

Перелік використаних джерел

1. Dwivedi Pushpendu, Sudhakar K., Soni Archana. Advanced cooling techniques of P.V. modules: A state of art // Case Studies in Thermal Engineering. — 2020. — no. 21.
2. C. Misiopceki, A. Gustavsen, B. Time. Cooling of PV panels by natural convection // ZEB Project report. — 2012. — no. 6.
3. Kumar Amit, Layek Apurba. Heat transfer measurement in a rectangular channel of solar air heater with Winglet type ribs using liquid crystal thermography // International Journal of Thermal Sciences. — 2021.
4. Schobeiri Meinhard T. Applied Fluid Mechanics for Engineers. — McGraw-Hill Education, 2014.