

УДК 621.472

В. А. Габринец, Л. И. Кныш

*Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ТЕПЛОПРИЁМНИКЕ КОМБИНИРОВАННОЙ СОЛНЕЧНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ**

Представлено математичну модель тепломасопереносу в системі прийому сонячного випромінювання комбінованої сонячної електростанції (СЕС). Розроблено комп'ютерний алгоритм та проведено чисельні розрахунки по визначенню температурних характеристик шару сонячних елементів (СЕ) та теплоносія. Отримані значення температур показують можливість реалізації концепції комбінованого фототермодинамічного способу перетворення сонячного випромінювання.

Ключові слова: комбінована сонячна електростанція, система прийому сонячного випромінювання, теплоприймач, сонячний елемент, теплоносій.

Представлена математическая модель тепломассопереноса в системе приёма солнечного излучения комбинированной солнечной электростанции (СЭС). Разработан компьютерный алгоритм и проведены численные расчёты по определению температурных характеристик слоя солнечных элементов (СЭ) и теплоносителя. Полученные значения температур показывают возможность реализации концепции комбинированного фототермодинамического способа преобразования солнечного излучения.

Ключевые слова: комбинированная солнечная электростанция, система приёма солнечного излучения, теплоприёмник, солнечный элемент, теплоноситель.

A mathematical model of heat and mass transfer in the solar radiation receiving system of combined solar power plant (SPP) are presented. A computer algorithm is designed and numerical calculations to determine the temperature characteristics of the photoelectric converters layer and the heat transfer fluid are carried out. The obtained temperature values show the feasibility of the concept of combined photothermodynamic way to convert solar radiation.

Key words: combined solar power plant, system for receiving solar radiation, heat receiver, photoelectric converter, heat transfer fluid.

Введение. Энергетические и экологические проблемы, связанные с использованием традиционного минерального сырья, способствуют продвижению на энергетический рынок технологий на основе возобновляемых источников энергии. Среди таких технологий наиболее перспективными для Украины являются «солнечные» технологии. Географические, климатические и социальные факторы способствуют повсеместному распространению на территории Украины, как автономных бытовых солнечных энергоустановок, так и крупных энергетических комплексов, передающих преобразованное тепло и электричество в общую генерирующую сеть.

В Украине имеется опыт функционирования крупных солнечных электростанций (СЭС). Эксплуатация в Крыму в 1986 – 1994 гг. экспериментальной СЭС башенного типа мощностью 5МВт в п. Щёлково показала возможность и перспективность использования термодинамических СЭС в центральных и южных районах страны.

В декабре 2011 года вступила в строй самая крупная в мире фотоэлектрическая станция мощностью 100 МВт в п. Перово (Крым). Намечено строительство подобных станций в Одесской, Донецкой, Днепропетровской областях.

Основным сдерживающим фактором для повсеместного использования СЭС является высокая стоимость электричества, производимого ими. На эту сто-

имость влияют большие затраты материальных, людских и земельных ресурсов, необходимых для строительства и ввода в эксплуатацию СЭС. Срок окупаемости таких объектов значителен – до 10 – 15 лет.

Поэтому, главной задачей научных разработок в этой области является совершенствование имеющихся технологий и поиск на их основе новых, более эффективных способов преобразования солнечного излучения. К таким способам можно отнести использование в одной энергетической установке фотоэлектрического и термодинамического преобразования. Концепция такой комбинированной фототермодинамической СЭС была предложена в [1]. К очевидным достоинствам комбинированных СЭС относится ассоциативный характер их общего КПД, который вычисляется суммированием КПД фотоэлектрического и термодинамического преобразования. Это отличает комбинированную станцию от традиционных фотоэлектрических станций, башенных СЭС, СЭС с двигателями Стирлинга, СЭС типа LUZ др., в которых выражения для КПД носит коммутативный характер.

Прообразом комбинированной СЭС можно считать популярную на Западе бытовую солнечную энергетическую установку, состоящую из плоского гелиоколлектора, тепловоспринимающая поверхность которого покрыта слоем кремневых СЭ. Теплоноситель этой установки не только утилизирует остаточное тепло панели СЭ, но и может быть использован для горячего водоснабжения и других бытовых и производственных нужд [2]. В модуле комбинированной СЭС также одновременно происходит выработка электричества и утилизация остаточного тепла теплоносителем, являющимся рабочим телом верхнего контура паротурбинного цикла.

Целью работы является создание математической модели процесса тепло-массопереноса в системе приёма солнечного излучения единичного модуля комбинированной СЭС и расчёт на её основе температурных характеристик теплоносителя и СЭ, которые можно положить в основу энергетического расчёта установки в целом.

Постановка задачи. Единичный приёмный модуль комбинированной СЭС состоит из параболоцилиндрического концентратора, в фокусе которого располагается трубчатый приёмник. На перегородке, разделяющей теплоприёмник, крепится тонкий слой арсенид-галлиевых (GaAs) СЭ. Такие СЭ имеют значительно более высокий КПД по сравнению с кремниевыми элементами, кроме того, их КПД не уменьшается при стократном (и выше) концентрировании солнечной энергии и высоких значениях рабочей температуры (больше 110°C), [3].

Для уменьшения конвективных и лучистых потерь с тыльной стороны теплоприёмник закрыт слоем изоляции. Схема такого приёмника тепла представлена на рис. 1.

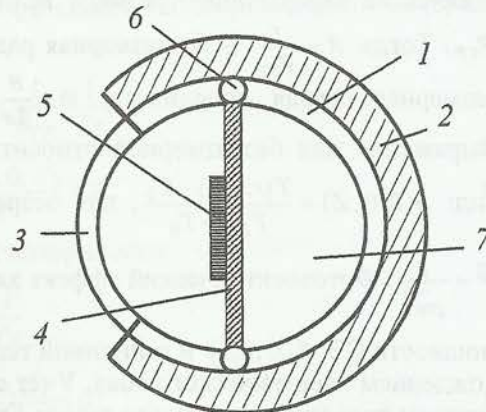


Рис. 1. Схема теплоприёмника с СЭ комбинированной фототермодинамической СЭС: 1 – стеклянная труба; 2 – анизотропная высокотемпературная теплоизоляция; 3 – лучевоотражающая поверхность; 4 – опорная перегородка для СЭ; 5 – пластины СЭ; 6 – силовые каналы; 7 – оптически прозрачный теплоноситель

Теплоноситель в таких установках играет двойную роль – с одной стороны он является рабочим телом термодинамического паротурбинного цикла, с другой – выполняет роль термостабилизатора-охлаждителя солнечных элементов, расположенных внутри трубчатого теплоприёмника. Такая двойная функция накладывает дополнительные требования к его выбору, а также к выбору схемных решений подобного теплоприёмника.

В качестве теплоносителя выбирается прозрачная жидкость, имеющая низкую вязкость, высокую теплоёмкость, стойкость к температурным и другим внешним воздействиям (минеральные масла, жидкости типа ПСМ-10 и пр.).

Расположение СЭ на непроницаемой перегородке внутри канала позволит, с одной стороны, сделать теплообменник максимально компактным, а с другой – выполнить основные энергетические задачи – максимальный захват солнечного излучения СЭ и одновременное охлаждение их теплоносителем с лицевой и тыльной сторон.

Для выполнения таких задач в теплоприёмнике необходимо организовать ламинарный режим течения. Это обусловлено наличием температурных ограничений при течении теплоносителя в канале. Турбулентный режим течения характеризуется значительно более интенсивным теплообменом по сравнению с ламинарным. Поэтому температурные показатели, характерные для турбулентного течения, могут оказаться слишком высокими и не реализующими функцию термостабилизации СЭ. Кроме того, турбулентный режим характеризуется более интенсивным переносом массы, что влияет на оптические показатели теплоносителя.

Математическая модель тепломассопереноса в теплоприёмнике комбинированной СЭС при ламинарном режиме течения базируется на классической системе уравнений Навье-Стокса, записанной для цилиндрической системе координат в приближении тонкого слоя с характерными для этой модели допущениями [4].

Кроме того, будем предполагать, что:

- концентратор точно сориентирован на Солнце и все виды дефокусировок теплоприёмника отсутствуют;
- лучевоспринимающая поверхность приёмника отражает диффузно;
- оптические свойства поверхности приёмника не зависят от координат и температуры;
- теплопроводностью стенок канала пренебрегаем;
- вклад внешней конвективной составляющей будет состоять из вклада свободной конвекции и вынужденной. Причём, в качестве расчётных параметров, выбирается максимальная величина коэффициента теплоотдачи соответствующая этим составляющим.

Для создания математической модели в обобщённых переменных выберем в качестве характерного размера величину радиуса трубы с теплоносителем $R_{ТП}$. Тогда $R = \frac{r}{R_{ТП}}$ – безразмерная радиальная координата, $Z = \frac{z}{R_{ТП}} \cdot \frac{1}{Pe}$ – безразмерная осевая координата, $\Theta = \frac{\theta}{2\pi}$ – безразмерная угловая координата. Выражение для безразмерной относительной избыточной температуры имеет вид: $\mathcal{A}(R, \Theta, Z) = \frac{T(r, \theta, z) - T_0}{T_{BX} - T_0}$, для безразмерной скорости $W_Z(R, \Theta) = \frac{w_Z(r, \theta)}{w}$, а

$\bar{P} = \frac{P}{\rho w^2}$. Фотоэлектрический эффект характеризуется величиной электрической

мощности СЭ $P_\Phi(r, \theta, z)$ и величиной тепловыделения $P(r, \theta, z)$, связанного с прохождением электрического тока. Учёт эффекта поглощения излучения теплоносителем проводится на основе закона Бугера.

Тогда математическая модель процесса теплопереноса в теплоприёмнике в обобщённых переменных будет состоять из:

– уравнения энергии для теплоносителя с лицевой и тыльной стороны канала:

$$\text{при } 0 < R < 1, \quad 0 < \Theta < \frac{1}{2}, \quad \frac{1}{2} < \Theta < 1, \quad 0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$$

$$W_Z(R) \frac{\partial \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial Z} = \frac{\partial^2 \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial R} + \frac{1}{4\pi^2 R^2} \frac{\partial^2 \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial \Theta^2}; \quad (1)$$

– уравнения движения теплоносителя с лицевой и тыльной стороны канала:

$$\text{при } 0 < R < 1, \quad 0 < \Theta < \frac{1}{2}, \quad \frac{1}{2} < \Theta < 1, \quad 0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$$

$$-\frac{\partial \bar{P}}{\partial Z} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 W_Z(R, \Theta)}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial W_Z(R, \Theta)}{\partial R} + \frac{1}{4\pi^2 R^2} \frac{\partial^2 W_Z(R, \Theta)}{\partial \Theta^2} \right) = 0; \quad (2)$$

– граничных условий на прямолинейной перегородке канала с СЭ:

$$\text{при } 0 \leq R < \frac{R_\Phi}{R_{TP}}, \quad 0 < \Theta < \frac{1}{2}, \quad 0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$$

$$\frac{\partial \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial R} = \bar{K}i - Ki_\Phi + Ki_P - \frac{Nu_{TH}}{2} (\vartheta_\Phi(R, \Theta, R) - \vartheta_{CP_{TH}}) - Sk(\vartheta_\Phi(R, \Theta, Z) - \bar{\vartheta})^4; \quad (3)$$

где

$$\bar{K}i = \frac{\bar{q}_{PEZ} R_{TP}}{\lambda(T_{BX} - 0)}, \quad \bar{q}_{PEZ} = q_{PEZ} e^{-\alpha R_{TP}}, \quad q_{PEZ} = \int_{f \cdot \Delta\theta}^{h \cdot \Delta\theta} E_{\Pi}(R_{TP}, \theta) d\theta,$$

$$Ki_{\Phi\Pi} = \frac{P_\Phi R_{TP}}{\lambda(T_{BX} - 0)}, \quad Ki_P = \frac{P \cdot R_{TP}}{\lambda(T_{BX} - 0)}, \quad P_\Phi = q_{PEZ} \cdot \eta_\Phi,$$

$$Sk = \frac{\varepsilon \sigma_0 (T_{BX} - 0)^3}{\lambda} \cdot TP, \quad \bar{\vartheta} = \frac{T_0}{T_{BX} - T_0},$$

η_Φ – коэффициент полезного действия СЭ; α – коэффициент поглощения теплопроводящей среды;

$$\text{при } R = \frac{R_{\Phi\Pi}}{R_{TP}}, \quad 0 < \Theta < \frac{1}{2}, \quad 0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$$

$$\lambda_{\Phi \text{ МАТ}} \frac{\partial \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial R} = \frac{\partial \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial R}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\Phi \text{ МАТ}} = \frac{\lambda_\Phi}{\lambda_{\text{МАТ}}}$ – эффективный коэффициент теплопроводности материала перегородки и СЭ;

$$\text{при } \frac{R_\Phi}{R_{TP}} < R < 1, \quad \Theta = 0, \quad \Theta = \frac{1}{2}, \quad 0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$$

$$\frac{\partial^2 \vartheta(R, \Theta, Z)}{\partial R^2} = 0; \quad (5)$$

– условия на лучевоспринимающей поверхности:

$$\text{при } R = 1, \quad \frac{h\Delta\theta}{2\pi} < \Theta < \frac{f\Delta\theta}{2\pi}, \quad 0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$$

$$\frac{\partial \vartheta(1, \Theta, Z)}{\partial R} = 0; \quad (6)$$

при $R = 1$, $\frac{f\Delta\theta}{2\pi} \leq \Theta \leq \frac{h\Delta\theta}{2\pi}$, $0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$

$$\frac{\partial \vartheta(1, \Theta, Z)}{\partial R} = \frac{\overline{Nu}}{2} \bar{\lambda} \vartheta(1, \Theta_{f-h}, Z), \quad (7)$$

где $\overline{Nu} = \frac{2\bar{\alpha}R_{TP}}{\lambda_V}$; $\bar{\lambda} = \frac{\lambda_V}{\lambda}$; λ_V – коэффициентом теплопроводности окружающего воздуха; $\bar{\alpha}$ – коэффициент теплоотдачи между поверхностью теплоприёмника и окружающей средой;

– условия сопряжения тепловых потоков через перегородку в канале с тыльной стороны:

при $0 \leq R < 1$, $\Theta = 0$, $\Theta = \frac{1}{2}$, $0 < Z < \frac{L}{R_{TP}} \cdot \frac{1}{Pe}$

$$\vartheta_{\Phi-ПЕР}(R, \Theta, Z) = \vartheta_{ПЕРНИЗ}(R, \Theta, Z) - \frac{\vartheta_{СРВЕРХ} - \vartheta_{СРНИЗ}}{\left(\frac{\lambda_{\Phi-ПЕР}}{Nu_{ТНВЕРХ}} \cdot \Delta + \frac{\lambda_{\Phi-ПЕР}}{Nu_{ТННИЗ}} \cdot \Delta + 1 \right)}, \quad (8)$$

где $\Delta = \frac{\delta}{R_{TP}}$ – относительная толщина перегородки; $\lambda_{\Phi-ПЕР} = \frac{\lambda_{\Phi-ПЕР}}{\lambda_{ТН}}$ – эффективный коэффициент теплопроводности СЭ или материала перегородки;

– условия на входе в трубу:

при $Z = 0$, $0 < R < 1$, $0 \leq \Theta < 1$, $\vartheta(R, \Theta, 0) = 1$. (9)

Метод решения и анализ результатов. Система уравнений (1) – (9) решалась численно, методом конечного объёма с расщеплением по радиальной и угловой координате. Программа расчёта включала в себя модуль для численного определения профиля скорости в полукруглом канале [5] и модуль расчёта облучённости теплоприёмника тепловым потоком от концентратора [6].

Численные эксперименты проводились для единичного модуля, геометрия которого совпадала с геометрией параболоцилиндрических систем приёма солнечного излучения американско-израильской фирмы LUZ, являющейся на сегодняшний день эталонной для станций подобного типа [7]. В качестве теплоносителя было выбрано синтетическое силиконовое масло ПМС-10, обладающее необходимыми теплофизическими свойствами.

Расход теплоносителя определялся итерационным методом на основе интегрального уравнения теплового баланса. Вычисление среднемассовой температуры теплоносителя в каждом сечении теплоприёмника проводилось стандартными кубатурными формулами.

Численные исследования проводились для комбинированной СЭС, которая предположительно будет функционировать на юге Украины при средних для этого региона показателях скорости ветра $w_V = 3.8$ м/с, и использовании концентраторов, поверхность которых близка к идеальной.

На рис. 2. показано изменение относительной среднеинтегральной температуры СЭ в зависимости от относительной длины канала Z .

Как видно из графика, относительная температурная стабильность слоя СЭ достигается достаточно быстро, причём абсолютные температурные показатели арсенид-галлиевых СЭ соответствуют значениям, когда их КПД не уменьшается.

Распределение относительной среднемассовой температуры теплоносителя по длине трубы представлено на рис. 3.

Как и следовало ожидать, температура теплоносителя с лицевой и тыльной стороны теплоприёмника существенно отличаются. Но общий температурный баланс системы охлаждения СЭ соответствует параметрам, характерным для паротурбинного цикла.



Рис. 2. Изменение среднеинтегральной температуры СЭ по длине канала



Рис. 3. Изменение среднemasовой температуры теплоносителя по длине канала

Выводы. Численные расчёты, проведенные на основе предложенной математической модели, позволили выявить основные температурные характеристики системы приёма комбинированной СЭС. Эти показатели полностью соответствуют, как функции термостабилизации СЭ, так и функции рабочего тела верхнего контура паротурбинного цикла. Проведенные исследования показали теоретическую возможность реализации концепции комбинированных СЭС в средних и южных широтах Украины.

Библиографические ссылки

1. Васильев В. А. Расчётные технико-экономические характеристики солнечных комбинированных фототермодинамических энергоустановок / В. А. Васильев, Б. В. Тарнижевский // Известия Российской академии наук. Энергетика. — 2005. — № 3. — С. 148–156.
2. Кныш Л. И. Температурные характеристики панели ФЭП с водяным охлаждением / Л. И. Кныш // Системне проектування та аналіз характеристик аерокосмічної техніки. Збірник наукових праць. — 2006. — Т. VI. — С. 73–78.
3. Алферов Ж. И. Солнечные преобразователи на основе гетеропереходов в $pGa_{1-x}Al_xAs-nGaAs$ / Ж. И. Алферов, В. М. Андреев, М. И. Каган и др. // Физика и техника полупроводников. — 1970. — № 12. — С. 2378–2379.
4. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. — М., 1967. — 440 с.
5. Кныш Л. И. Особенности расчёта поля скорости при течении вязкой несжимаемой жидкости в каналах полукруглой формы / Л. И. Кныш, В. И. Давыдов // Вісник Дніпропетр. ун-ту. Серія: «Механіка». — 2010. — Вип. 14, т. 1. — С. 174–180.
6. Кныш Л. И. Методика расчёта облученности трубчатого приемника тепла в составе солнечной энергетической системы с параболическим концентратором / Л. И. Кныш, В. И. Давыдов // Вісник Дніпропетр. ун-ту. Серія: «Механіка». — 2011. — Вип. 15, т. 1. — С. 105–112.
7. Solar Electric Generating System IX Technical Description, LUZ International Limited: 1990. — 47 p.

Надійшла до редколегії 23.04.2012.