

УДК 662.997

Л.И.Кныш, докт. техн. наук (Днепропетровский национальный университет им. О.Гончара, Днепропетровск)

Метод учёта тепловой проводимости абсорбера в плоском солнечном коллекторе

Проведено исследование влияния теплопроводности стенок абсорбера на энергетические показатели плоского солнечного коллектора. Учёт тепловой проводимости абсорбера в поперечном направлении проводился на основе стационарного уравнения теплового баланса. Показано существенное влияние теплопроводности материала стенок абсорбера и их геометрии на температурный режим системы. Численно решено нестационарное уравнение теплового баланса и теплопередачи в продольном направлении. Доказано пренебрежительно малое влияние тепловой проводимости в направлении течения теплоносителя.

Ключевые слова: плоский солнечный коллектор, абсорбер, тепловая проводимость, численное исследование.

Проведено дослідження впливу теплопровідності стінок абсорбера на енергетичні показники плоского сонячного колектора. Врахування теплової провідності абсорбера в поперечному напрямі проводилось на основі стаціонарного рівняння теплового балансу. Показано суттєвий вплив теплопровідності матеріалу стінок абсорбера та їх геометрії на температурний режим системи. Чисельно розв'язано нестационарне рівняння теплового балансу та теплопередачі в поздовжньому напрямку. Доказано вкрай малий вплив теплової провідності в напрямку течії теплоносія.

Ключові слова: плоский сонячний колектор, абсорбер, теплова провідність, чисельне дослідження.

Вступление. Плоский солнечный коллектор является наиболее распространённым и относительно простым в конструктивном плане теплообменным аппаратом для получения низкотемпературного тепла. Однако, несмотря на свою относительную технологическую простоту, к солнечным энергетическим системам на их основе предъявляются высокие требования по надёжности, эффективности, срокам службы. Эти требования находятся в тесной взаимосвязи с показателями стоимости системы, что особенно актуально при создании и проектировании нетиповых солнечных модулей. К таким можно отнести воздушные и жидкостные гелиоколлекторы (ГК) для систем отопления и горячего водоснабжения бытовых помещений, теплиц, ангаров, зернохранилищ и пр. Подобные системы применяются как дополнительный элемент современных систем климат-контроля, в различных сушильных технологиях [1].

В этой связи на первый план выступает вопрос выбора конструктивного решения ГК, типа и качества используемых материалов, особенностей динамики теплоносителя. Решение этой задачи основывается на комплексном подходе,

составной частью которого является теоретическое исследование температурных полей в ГК. Поле температур в таком теплообменном устройстве нестационарное трёхмерное с нелинейными граничными условиями, что делает его численное вычисление малоперспективным. В этом случае более предпочтительным является инженерный подход к определению температур в ГК, основанный на принципе суперпозиций, что характерно для расчёта рекуперативных теплообменных аппаратов. Именно с использованием такого подхода становится возможным провести исследование влияния тепловой проводимости материала тепловоспринимающего элемента ГК на энергетические показатели системы. Подобное исследование позволит осуществить выбор типа материала для изготовления стенок тепловоспринимающей поверхности, определить наиболее рациональные геометрические показатели абсорбера.

Постановка задачи. 1 этап. Оценку влияния тепловой проводимости стенок абсорбера на энергетические показатели плоского ГК логично проводить в два этапа. На первом этапе проводился учёт теплопроводности стенок абсорбера в направлении, перпендикулярном течению тепло-

носителя. В щелевом ГК тепловой поток от Солнца воспринимается плоской поверхностью канала и передаётся теплоносителю. В трубчато-ребристом или листотрубном ГК солнечное излучение воспринимается не только поверхностью каналов, но и поверхностью ребер и передаётся теплопроводностью теплоносителю. Очевидно, что в этом случае тепловая проводимость ребер будет влиять на температурный режим теплоносителя.

Математическая модель теплопереноса в трубчато-ребристом ГК двумерная и носит сопряжённый характер. Однако для определения общих закономерностей в первом приближении можно провести исследование на стационарном уровне, используя подход, приведённый в [2]. Там, на основе стационарного уравнения теплового баланса, записанного для элементарного объёма, было определено распределение температуры в ребре постоянной толщины. Учёт особенностей протекания теплообмена в трубчато-ребристом ГК несколько видоизменяет известное решение, которое после всех преобразований имеет вид:

$$\vartheta_R(x) = \frac{\gamma E_{MAX}}{K} - \left(\frac{\gamma E_{MAX}}{K} - \vartheta_{HT} \right) \frac{chmx}{chml_R}, \quad (1)$$

где $\vartheta_R(x) = T(x) - T_{OKP}$ и $\vartheta_{HT} = T_{HT} - T_{OKP}$ – избыточная температура ребра и теплоносителя соответственно; E_{MAX} – максимальная плотность теплового потока в выбранный день года для заданной географической широты; γ – коэффициент восприятия солнечной радиации ГК, учитывающий его конструкцию; K – суммарный коэффициент тепловых потерь ГК; l_R – длина ребра. В комплексе m учитывается толщина ребра δ_R и коэффициент теплопроводности материала ребра λ_R :

$$m = \sqrt{\frac{K}{\lambda_R \delta_R}}.$$

Выражение (1) показывает распределение температуры по ребру ГК. Но кроме ребер в сечении ГК на расстоянии H_{CH} друг от друга находятся и каналы с теплоносителем диаметром b_{CH} . Если ввести в рассмотрение величину, по-

казывающую долю сечения, приходящуюся на каналы $\psi_{CH} = \frac{b_{CH}}{H_{CH}}$, то величину средней температуры по сечению можно записать таким образом:

$$\vartheta_{SEC} = \vartheta_{HT} \xi_R + (1 - \xi_R) \frac{\gamma E_{MAX}}{K}, \quad (2)$$

где $\xi_R = \psi_{CH} + \frac{2}{mH_{CH}} th\left(\frac{mH_{CH}}{2}(1 - \psi_{CH})\right)$ – коэффициент, показывающий неравномерность распределения избыточной температуры в ребре.

Анализируя выражения (1) и (2), можно сделать вывод, что средняя по сечению температура в ГК во многом определяется геометрией системы и тепловой проводимостью ребра $\lambda_R \delta_R$. На рис. 1 показано изменение средней избыточной температуры по сечению ГК в зависимости от тепловой проводимости абсорбера. В качестве параметра выступает величина ψ_{CH} .

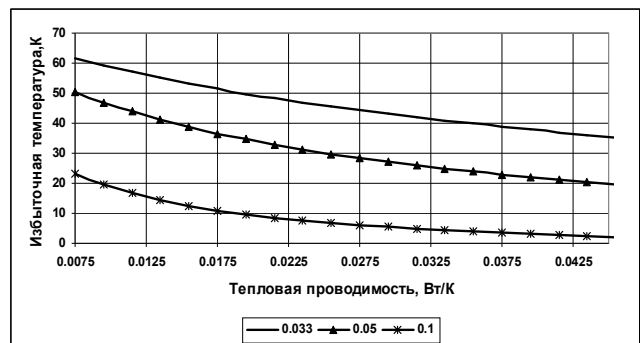


Рис. 1. Изменение температуры по сечению ГК в зависимости от тепловой проводимости абсорбера.

Зависимость построена при постоянном коэффициенте тепловых потерь $K = 6,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, постоянном коэффициенте восприятия солнечной радиации $\gamma = 0,71$ и избыточной температуре теплоносителя $\vartheta_{HT} = -5 \text{ К}$, в предположении, что теплообмен происходит в летний полдень $E = 800 \text{ Вт/м}^2$. Безусловно, использование таких упрощений позволяет оценить лишь качественную картину явления. Так, малые значения тепловой проводимости могут соответствовать случаю использования материала с высоким коэффициентом теплопроводности (например, алю-

миний или его сплавы) и малой толщиной. В этом случае, используя относительно узкие каналы с теплоносителем, для получения высоких значений температуры шаг между каналами необходимо выбирать достаточно большим (20 см и выше). Получение более точных значений необходимых теплофизических параметров требует детальных исследований с учётом специфики протекания процесса теплопереноса в ГК. Именно такой подход предлагается для выявления влияния тепловой проводимости материала стенок абсорбера в направлении течения теплоносителя.

2 этап. Для оценки влияния тепловой проводимости стенок абсорбера на энергетические показатели плоского ГК в направлении течения теплоносителя было составлено нестационарное уравнение теплового баланса для элементарного объёма, расположенного вдоль течения теплоносителя, которое имеет вид:

$$dQ_R + dQ_{HC1} - dQ_{HC2} + Q_{HT1} - Q_{HT2} - dQ_{\Sigma mc} - dQ_{THL} = 0. \quad (3)$$

Первое слагаемое этого уравнения представляет собой тепловой поток, обусловленный солнечной радиацией:

$$dQ_R = \gamma E_{MAX} f(\tau, \beta, \psi_{DIF}, r_A, R) F d\tau,$$

где $\gamma = \gamma_{SC} - \gamma_R$ – коэффициент восприятия солнечной радиации ГК, учитывающий его конструкцию; F – площадь ГК.

Многочисленная функциональная зависимость $f(\tau, \beta, \psi_{DIF}, r_A, R)$, зависящая от времени τ , учитывает угол установки ГК β , диффузную составляющую солнечного излучения ψ_{DIF} , альбедо Земли r_A , а также включает комплекс R , зависящий от географии местности [3].

Значения dQ_{HC1} и dQ_{HC2} учитывают тепловой поток, поступающий и выходящий из рассматриваемого объёма за счёт теплопроводности стенки абсорбера в направлении течения теплоносителя за время $d\tau$, Q_{HT1} и Q_{HT2} – тепловой поток, вносимый и выносимый теплоносителем из выделенного участка за время $d\tau$, а значения $dQ_{\Sigma mc}$ и dQ_{THL} характеризуют изменение внут-

ренней энергии элементарного объёма и тепловые потери в нём.

Подставляя значения тепловых потоков в уравнение (1) и переходя к избыточной температуре $\mathcal{G} = T - T_{OKP}$, после преобразования получим:

$$\frac{\partial \mathcal{G}(y, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\lambda_R \delta_R F}{\Sigma mc} \frac{\partial^2 \mathcal{G}(y, \tau)}{\partial y^2} - \frac{GC_p L}{\Sigma mc} \frac{\partial \mathcal{G}(y, \tau)}{\partial y} - \frac{K(\mathcal{G}, \tau) F}{\Sigma mc} \mathcal{G}(y, \tau) + (4) + \frac{\gamma FE_{MAX}}{\Sigma mc} f(\tau, \beta, \psi_{DIF}, r_A, R),$$

где

$$\Sigma mc = m_A c_A + m_{HT} c_{HT} + \frac{1}{2} (m_G c_G + m_I c_I) -$$

суммарная теплоёмкость ГК, состоящая из теплоёмкости тепловоспринимающего элемента, теплоносителя, стекла и изоляции, Дж/К; L – ширина канала ГК, м; G – расход теплоносителя, кг/с; C_p – теплоёмкость теплоносителя, Дж/кг·К.

Коэффициент тепловых потерь в уравнении (4), который учитывает конвективные и лучистые потери через прозрачное покрытие и изоляцию, конвективные потери теплоносителя, а также кондуктивные потери через изоляцию и прозрачное покрытие, выражается в виде:

$$K(\mathcal{G}, \tau) = K_1(\mathcal{G}, \tau) + \xi K_2(\mathcal{G}, \tau), \quad (5)$$

где $K_1(\mathcal{G}, \tau)$ и $K_2(\mathcal{G}, \tau)$ – коэффициенты теплопередачи с лицевой и тыльной стороны ГК, Вт/м²·К; ξ – множитель, учитывающий тепловые потери с торцов ГК [4].

Система уравнений (4), (5) дополняется граничными и начальными условиями вида:

$$\mathcal{G}(0, \tau) = \mathcal{G}_E; \mathcal{G}(y, 0) = \mathcal{G}_{PR}, \quad (6)$$

где \mathcal{G}_E – избыточная температура на входе в канал; \mathcal{G}_{PR} – заданная избыточная температура, по достижению которой начинается процесс движения теплоносителя в канале [5].

Решение краевой задачи (4)–(6) позволяет определить температурные поля в ГК при выбранном уровне детальности и выявить влияние

теплопроводности материала абсорбера на его энергетические показатели.

Метод решения и анализ результатов.

Система уравнений (4), (5) с условиями (6) решалась численно с использованием явной разностной схемы. Шаг по времени рассчитывался в соответствии с условиями устойчивости явной схемы, в предположении, что число Куранта не превосходит единицы.

На каждом шаге по пространственной координате был организован итерационный процесс по вычислению коэффициента теплопередачи $K(\vartheta, \tau)$. Необходимость организации такого процесса связана с неявным характером зависимости значения этого коэффициента от температур поверхности тепловоспринимающего элемента, стекла и изоляции. Сходимость итераций на каждом шаге достигалась относительно быстро (7-10 приближений), а в качестве первого приближения выбиралось распределение температур с предыдущего временного шага.

На рис. 2 показано изменение температуры теплоносителя на выходе из канала с учётом тепловой инерционности и продольной тепловой проводимости стенок абсорбера. Расчёт начала времени отсчёта проводился с учётом разогрева ГК до заданной температуры, после достижения которой начинается циркуляция теплоносителя.

Исследования проводились для лабораторного солнечного коллектора, параметры которого описаны в [5].

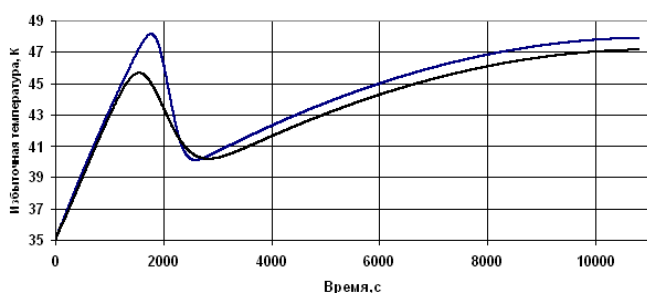


Рис. 2. Изменение температуры на выходе из канала ГК с учётом продольной тепловой проводимости абсорбера.

Графики на рис. 2 построены при значениях

параметра $\lambda_R \delta_R$, которые отличаются на порядок. При этом значение избыточной температуры на выходе из канала уменьшается крайне незначительно. Некоторый перепад температур, имеющий место на начальных этапах наблюдения, связан с изменением общей тепловой инерционности ГК. Однако этот перепад не влияет, в конечном счете, на энергетические показатели ГК. Таким образом, можно с уверенностью сказать, что тепловая проводимость абсорбера в направлении течения теплоносителя практически не влияет на конечные уровни температур в ГК, и при проведении теплотехнических расчётов этой составляющей можно пренебречь.

Выводы. Проведенные исследования позволили выявить особенности теплообмена в плоском солнечном коллекторе при учёте тепловой проводимости стенок абсорбера. Решение задачи в приближённой стационарной постановке показало, что теплопроводность абсорбера в направлении, перпендикулярном течению теплоносителя, существенно влияет на температурный режим системы. Учёт тепловой проводимости вдоль течения теплоносителя проводился численно на основе нестационарной системы уравнений энергии и теплопередачи. Результаты расчёта позволили сделать вывод о пренебрежительно малом влиянии продольной теплопроводности на энергетические показатели данного теплообменного устройства.

1. Суржик Т.В., Щекина В.А. Некоторые аспекты использования сушильных технологий // Альтернативная энергетика и экология. – 2013. – №17 (139). – С. 125–132.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 345 с.
3. Даффи Дж.А., Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. – М.: Мир, 1977. – 420 с.
4. Сиворакиа В.Ю., Золотко К.С. та ін. Теплові розрахунки геліосистем. – Дніпропетровськ, ДНУ, 2003. – 123 с.
5. Кныш Л.И. Влияние тепловой инерционности элементов плоского солнечного коллектора на его энергетические показатели // Альтернативная энергетика и экология – 2013. – №17(139). – С. 36–39.