

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЛЯ АНАЛИЗА ПАРАМЕТРОВ ЭФФЕКТИВНОСТИ НОВОГО ТИПА ПЛОСКОГО СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА

**М.М. Кунелбаев**

*Институт информационных и вычислительных технологий КН МОН РК,  
г. Алматы, Республика Казахстан*

В данной статье рассматривается новая концепция дизайна плоского солнечного коллектора с использованием гибких трубок. Плоский солнечный коллектор предназначен для запуска холодной воды в системы солнечного теплоснабжения вместо использования дорогих антифризных жидкостей и для удаления вторичных средств. Разработка такого типа солнечных тепловых коллекторов позволит снизить стоимость установки традиционных солнечных тепловых систем без необходимости использования вторичных теплообменников. Определены основные параметры теплоемкости плоского солнечного коллектора. Рассчитан температурный контур пластины-поглотителя плоского солнечного коллектора с температурой на входе 30 °С. В отличие от температурного контура типа змеевика с трубкой обнаружено, что максимальная температура пластины-поглотителя коллектора при одинаковых условиях температуры на входе намного ниже, чем у первой. С помощью коммерческого программного пакета CFD (Computational Fluid Dynamics) ANSYS FLUENT 19.0 были разработаны фазовый дизайн, основанный на прогнозах тепловых характеристик коллектора, и эквивалентный коэффициент теплопередачи пластин поглотителя. Также были рассчитаны переменные экспериментальных испытания для солнечного плоского коллектора, которые были выше при падающем солнечном излучении, чем при температуре окружающей среды.

*Ключевые слова: плоский солнечный коллектор, теплоемкость, ANSYS FLUENT 19.0, КПД коллектора.*

### Введение

Для снабжения бытовой горячей водой широко используются плоские солнечные коллекторы, солнечное тепловое коллекторное устройство с низкотемпературными солнечными тепловыми системами [1] и обслуживание солнечных теплоцентралей [2], а также солнечные гибридные тепловые насосы [3]. Плоские солнечные коллекторы с тепловыми характеристиками имеют первостепенное значение с точки зрения повышения энергоэффективности [4, 5]. Как представлено в [5], солнечные тепловые коллекторные устройства состоят из прозрачной крышки, пластины поглотителя, соединенной с трубами, задней теплоизоляции и металлической рамы, трубками на листе [6]. Существуют различные конфигурации листовой трубки на пластинах коллектора, например, паяные изогнутые стояки, используемые Gunjo и др. [7], и алюминиевые гофрированные вертикальные трубки, как у Alvarez и др. [8]. Del Col и др. в работе [9] показали экспериментальные результаты с высокой производительностью по сравнению с обычными листовыми и трубными коллекторами. Chen и др. в работе [10] изготовили плоский солнечный коллектор с полимерными материалами из-за легкого свойства полимеров и обнаружили, что эффективность полимерного коллектора была на 8–15 % ниже, чем у традиционного металлического коллектора. В работе [11] разработали оптимизацию распределения потока в плоских

солнечных тепловых коллекторах со стояком и коллектором.

В работах исследовали другие конструкции солнечных тепловых коллекторных устройств, включающие схемы расположения потоков [12, 13], крупногабаритные новые коллекторы с тепловыми трубками [14], коллекторы с решетками микротепловых труб [15, 16], коллекторы на основе мини-каналов [17], трубки с откачкой, использующие гидроформированные поглотители [18], коллекторы из пористого металлического пенопласта [19]. В статье описывается недавно разработанная методика расчета и выбор геометрических параметров солнечного коллектора с сифонным эффектом. Также показана зависимость сечения трубы от времени течения для разных значений головки. С увеличением головки сифона время течения жидкости также увеличивается. Это объясняется тем, что с увеличением головки повышается гидравлическое сопротивление сифона, что приводит к уменьшению скорости жидкости. Впервые сформулирована связь, определяющая время истечения жидкости в зависимости от геометрических параметров солнечного коллектора. Разработанная методика позволила установить, что локальное гидравлическое сопротивление и трение играют значительную роль в расходе теплоносителя [20].

В данном исследовании проводилось численное моделирование с помощью программного па-

## Альтернативные источники энергии

кета CFD (Computational Fluid Dynamics) ANSYS FLUENT 19.0 для анализа параметров эффективности нового типа плоского солнечного коллектора.

### 1. Концепция дизайна плоского солнечного коллектора

Плоский солнечный коллектор был построен и установлен в помещении Института информационных и вычислительных технологии КН МОН РК, в г. Алматы, Республика Казахстан (долгота/широта: 77° восточной долготы и 43° северной широты), как показано на рис. 1. У установки есть трубы над пластиной поглотителя, которые действуют по принципу термосифона (рис. 1 и 2). Наклон плоского коллектора 45°, обращен к югу. Вода поступает в коллектор через впускную трубу из бака для воды и забирает тепло от пластины поглотителя. Вода перемещается к выпускной трубе из-за изменения плотности между горячей и холодной водой. Основными компонентами системы солнечного теплоснабжения являются:

- абсорберная пластина: это абсорбирующая пластина, покрытая черной краской с высокой поглощающей способностью;

- трубы: металлическая труба черного цвета помещается над пластиной абсорбера и прикрепляется к ней процессом сварки;

- остекление: стеклянная пластина, имеющая высокий коэффициент пропускания, позволяет солнечной энергии проходить в направлении по-

глотителя и уменьшает потери тепла от пластины поглотителя;

- рабочая жидкость: вода используется в качестве рабочей жидкости, которая получает тепло от пластины поглотителя при прохождении через трубку с помощью термосифона;

- изоляция: изоляция из стекловолокна помещается за пластину абсорбера, чтобы уменьшить потери тепла с задней стороны;

- корпус: это внешняя коробка, содержащая коллектор и другие компоненты;

- резервуар для воды: изолированный резервуар, содержащий воду, используется для поддержания потока воды в коллектор и из него. Изменение плотности воды внутри резервуара вызывает термосифонное действие.

Как показано на рис. 1, сжимаемая трубка с внешним диаметром 12 мм (наружный диаметр) / внутренним диаметром 8 мм (внутренний диаметр) была вставлена в медную коллекторную трубу с внешним диаметром 22 мм / внутренним диаметром 18 мм. Впускной поток коллектора проходит через кольцевой зазор между внешней поверхностью трубки и внутренней поверхностью медной трубки. Поток в кольцевом зазоре разворачивается на конце коллекторной трубы и входит во внутреннюю часть сжимаемой трубки до истечения, что означает, что выпускное отверстие коллектора вернется обратно к месту впуска, но из другого канала потока. Для разделения впускных

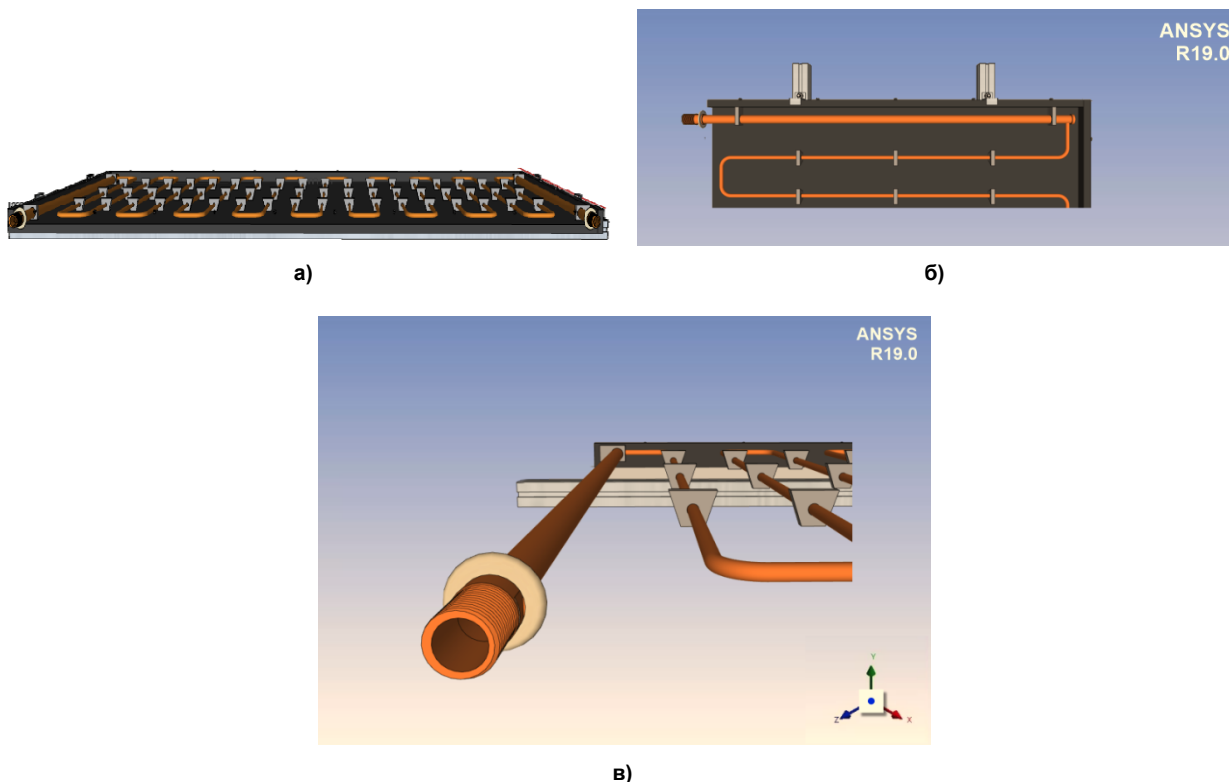


Рис. 1. Схематическое изображение коллекторной трубы теплового трубопровода с вакуумной трубкой: а – коллекторный патрубок; б – вид в разрезе одиночного зажима; в – объединение коллекторной трубы со сжимаемой силиконовой трубкой

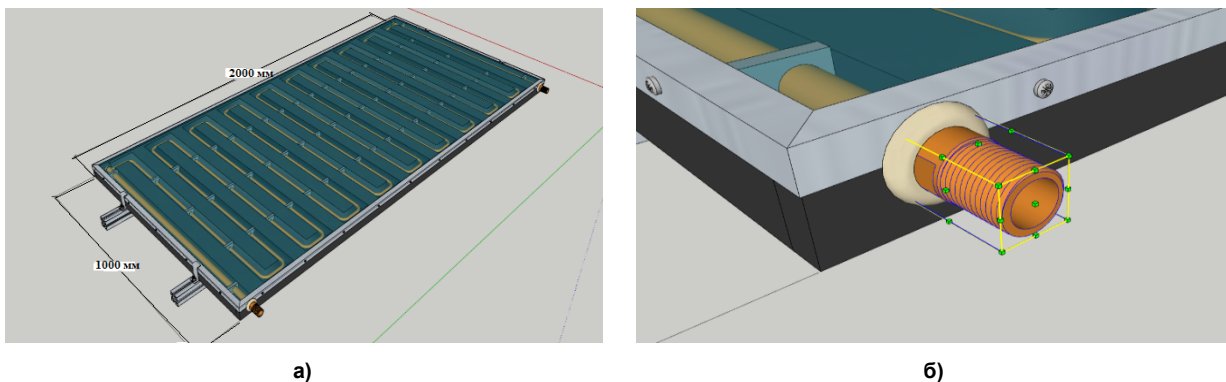


Рис. 2. Общий вид плоского солнечного коллектора (а) и вид нижнего левого угла с Т-образным узлом для впуска и выпуска коллектора (б)

и выпускных трубок коллектора используется Т-образное соединение для сборки впускных и выпускных труб, поскольку трубка является гибкой и ее легко сгибать в вертикальной ветви для оттока. На рис. 2 представлено изображение прототипа стояка, интегрированного с трубкой. Т-образный переход, соединяющий впуск и выпуск коллектора, показан на рис. 2б.

## 2. Методы и условия

Одним из основных методов исследования данной работы является модель параметров теплоемкости в плоском солнечном коллекторе. Термическое сопротивление в плоских солнечных коллекторах с одинарным стекляннм покрытием основано на методе с сосредоточенными параметрами теплоемкости.

Для верхней стеклянной крышки плоского солнечного коллектора –  $g$ :

$$\alpha_g G_g + (h_w + h_{r,g-sky})(T_{amb} - T_g) + h_{c,air-g}(T_{air} - T_g) + h_{r,b-g}(T_b - T_g) = 0, \quad (1)$$

где  $\alpha_g$  – коэффициент температуропроводности;  $G_g$  – массовый расход теплоносителя;  $h_w$  – коэффициент конвективной теплоотдачи в окружающую среду;  $h_{r,g-sky}$  – коэффициент конвективной теплоотдачи в ясный день;  $T_{amb}$  – температура окружающей среды;  $T_g$  – температура верхней стеклянной крышки;  $h_{c,air-g}$  – коэффициент теплоотдачи верхней стеклянной крышки коллектора;  $T_{air}$  – температура воздуха;  $h_{r,b-g}$  – коэффициент теплоотдачи пластины поглотителя.

Для закрытого воздушного слоя между пластиной поглотителя и стеклянной крышкой – воздух ( $air$ ):

$$h_{c,b-air}(T_b - T_{air}) + h_{c,g-air}(T_g - T_{air}) + U_{edge,air-amb} \frac{A_{edge,air}}{A_a} (T_{amb} - T_{air}) = 0, \quad (2)$$

где  $U_{edge,air-amb}$  – коэффициент тепловых потерь от краев рамы коллектора к окружающей среде;  $A_{edge,air}$  – площадь плоского солнечного коллек-

тора между закрытым воздушным слоем и окружающей средой.

Для пластины поглотителя –  $b$ :

$$(\tau\alpha)_{en} G_g A_a - h_{c,b-air} A_a (T_b - T_{air}) - h_{r,b-g} A_a (T_b - T_g) + \lambda_{ins}; \frac{A_{insi}}{D_{ins}} (T_b - T_{ins1}) - h_{e,b-f} \cdot A_{inner} (T_b - T_f) = 0, \quad (3)$$

где  $\lambda_{ins}$  – коэффициент теплопроводности поглотителя;  $A_{inner}$  – внутренняя площадь плоского солнечного коллектора;  $D_{ins}$  – прямая солнечная радиация;  $A_{insi}$  – внутренняя площадь пластины поглотителя;  $(\tau\alpha)$  – эффективный коэффициент пропускания-поглощения рассчитывается по [21]:

$$(\tau\alpha)_{en} = \tau_g \alpha_b \sum_0^\infty [(1 - \alpha_b) \cdot \rho_g]^n = \frac{\tau_g \alpha_b}{1 - (1 - \alpha_b) \rho_g}. \quad (4)$$

Для рабочей жидкости (воды) –  $f$ :

$h_{e,b-f} \cdot A_{inner} (T_b - T_f) - \dot{m}_f c_{pf} (T_{fo} - T_{fi}) = 0, \quad (5)$   
 где  $T_f$  – характеристическая температура воды может рассматриваться как средняя арифметическая температура  $T_f = (T_{fi} + T_{fo})/2$ , означающая, что  $T_{fo} = 2T_f - T_{fi}$  можно использовать для уменьшения неизвестной переменной  $T_{fo}$ ;  $A_{inner}$  – внутренняя площадь плоского солнечного коллектора;  $\dot{m}_f$  – масса рабочей жидкости (воды);  $c_{pf}$  – удельная теплоемкость жидкости.

$h_{r,b-g}$  и  $h_{r,b-sky}$  рассчитываются по формуле

$$h_{r,i-j} = \frac{\sigma_b (T_i + T_j) (T_i^2 + T_j^2)}{\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i A_i} + \frac{1}{X_{ij} A_i + \frac{1 - \epsilon_j}{\epsilon_j A_j}}}, \quad (6)$$

где  $\sigma_b$  – постоянная Больцмана,  $\epsilon$  – проводимость среды.

Кроме того, коэффициент тепловых потерь от краев рамы коллектора к окружающей среде определяется как

$$U_{edge,air-amb} = \left( \frac{1}{h_w} + \frac{D_{edge}}{\lambda_{ins}} \right)^{-1}, \quad (7)$$

где  $D_{edge}$  – рассеянная солнечная радиация;  $\lambda_{ins}$  – коэффициент теплопроводности установки.

## Альтернативные источники энергии

### 2.1. Определение параметров плоского солнечного коллектора

Для нахождения эквивалентного коэффициента теплопередачи проводимости и конвекции от пластины абсорбера к рабочей жидкости для численных прогнозов был использован коммерческий программный пакет CFD (Computational Fluid Dynamics) ANSYS FLUENT 19.0, чтобы определить физические модели и решить сопряженную теплопередачу между жидкостью и твердым телом абсорбера, медных трубок и рабочей жидкости (воды).

Угол наклона плоского солнечного коллектора был выбран равным  $\beta = 45^\circ$ , так как город Алматы расположен в центре Евразийского континента, на юго-востоке Республики Казахстан, на  $43^\circ$  северной широты, следовательно, оптимальное расположение угла наклона коллектора будет около  $45^\circ$ , но если мы используем коллекторы круглый год, то угол наклона коллектора к горизонту рекомендуется выбрать на  $15^\circ$  меньше широты. В нашем случае это примерно  $45^\circ$ . Также можно сказать, что если реальная ориентация солнечного коллектора на объекте отличается менее чем на  $15^\circ$  по горизонту от нулевой ориентации на астрономический юг, то потери не столь велики, но если технически невозможно реализовать данные требования, то эффективность гелиосистем падает и инвестиции в них никогда не окупятся.

Угловая эффективная зона работы плоских и вакуумных трубчатых коллекторов составляет около  $45^\circ$  в каждую сторону от перпендикуляра к поверхности, то есть в сумме около  $90^\circ$ , а общее солнечное излучение на наклонной поверхности было установлено как  $G_g = 750 \text{ Вт/м}^2$ . Скорость наружного ветра была установлена равной  $w = 2,5 \text{ м/с}$ , а температура окружающей среды была  $20^\circ \text{C}$ . Тепловая эффективность коллектора ( $\eta_g$ ), основанная на общей площади коллектора ( $A_g$ ), была затем рассчитана на основе модели сосредоточен-

ной емкости коллектора путем указания входных температур коллектора ( $T_{fi}$ ).

Для расчета тепловой эффективности плоского солнечного коллектора были выбраны различные температуры на входе ( $10; 30; 50; 70^\circ \text{C}$ ) для получения нормированных температурных различий [21]:

$$\eta_g = \frac{Q_u}{A_g G_g} = \frac{\dot{m} f c_{pf} (T_{fo} - T_{fi})}{A_g G_g}, \quad (8)$$

$$T_m^* = \frac{T_{fi} - T_{amb}}{G_g}. \quad (9)$$

Тепловой КПД коллектора определяется как [21]

$$\eta_a = \frac{Q_u}{A_a G_g} = \frac{A_g}{A_a} \eta_g. \quad (10)$$

Кривая тепловой эффективности коллектора используется для описания стационарных тепловых характеристик коллектора [20]:

$$\eta_a = \frac{A_a}{A_g} \cdot [F_R] (\tau \alpha)_{en} \cdot K_{\theta b}(\theta) - F_R U_L \frac{(T_{fi} - T_{amb})}{G_g}. \quad (11)$$

Излучения солнечного луча описывается как [20]

$$K_{\theta b}(\theta) = 1 - b_0 \cdot \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right), \quad (12)$$

где  $b_0$  – безразмерный коэффициент модуля угла падения.

### 2.2. Экспериментальные испытания

для определения тепловых характеристик FPSC

Тепловые испытания плоского солнечного коллектора были проведены в Институте информационных и вычислительных технологий МОН РК, г. Алматы, Республика Казахстан.

На рис. 3 изображена модель плоского солнечного коллектора, на рис. 4 – его изображение, а в таблице – технические показатели. Сущность и новизна состоит в том, что, в отличие от известного принципа конструирования, коллектор содержит (см. рис. 3) прозрачный стеклопакет 2 с двойным стеклом и с уменьшенным давлением, а также периметрическую раму 1. Днище деревянной рамы 7 сделано из фанеры толщиной 8 мм, и к нему

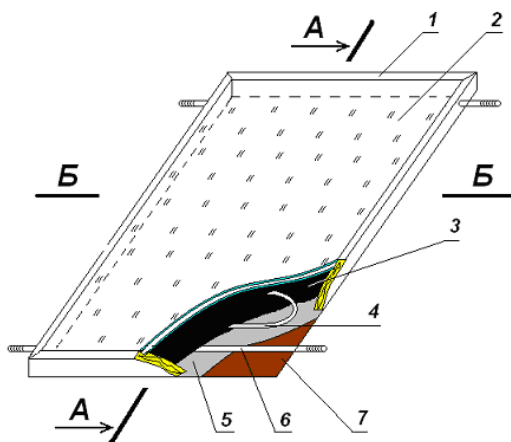


Рис. 3. Принципиальная схема плоского солнечного коллектора



Рис. 4. Изображение плоского солнечного коллектора, протестированного в Институте информационных и вычислительных технологий МОН РК

Технические показатели плоского солнечного коллектора

Параметры	Значение
Материал поглощающей пластины	Медь
Размеры пластины поглотителя	2 м × 1 м
Толщина плиты	0,4 мм
Материал для остекления	Закаленное стекло
Размеры остекления	2 м × 1 м
Толщина остекления	4 мм
Изоляция	Пеноплекс (пенополиуретан)
Угол наклона коллектора	45°
Теплопроводность поглотителя	401 Вт/(м · К)
Теплопроводность изоляции	0,04 Вт/(м · К)
Коэффициент пропускания – поглощения	0,855
Видимая температура солнца	4350 К
Температура окружающей среды	303 К
Интенсивность излучения	1000 Вт/м <sup>2</sup>

приклеена теплоизолирующая пленка 5 с фольгой. В зазоре, образуемом между стеклопакетом и дном рамы, проложена гибкая тонкостенная нержавеющая гофрированная трубка 4 Ø16 мм в виде змеевика. Концы трубки прикреплены к входным и выходным торчащим трубам 6.

3. Результаты и обсуждение

Четыре температурных условия на входе (10; 30; 50; 70 °С) рассматривались для получения эквивалентных коэффициентов теплопередачи

абсорбирующих пластин для прогнозирования тепловых характеристик коллектора.

Чтобы проверить надежность нового типа TRNSYS TYPE 15-3, по сравнению со стандартным TYPE 45a, проводилось сравнение результатов моделирования с соответствующими экспериментальными данными. В частности, были исследованы температура рабочей жидкости на входе/ выходе из/в коллектор, массовый расход термосифона и полученная полезная тепловая мощность (рис. 5).

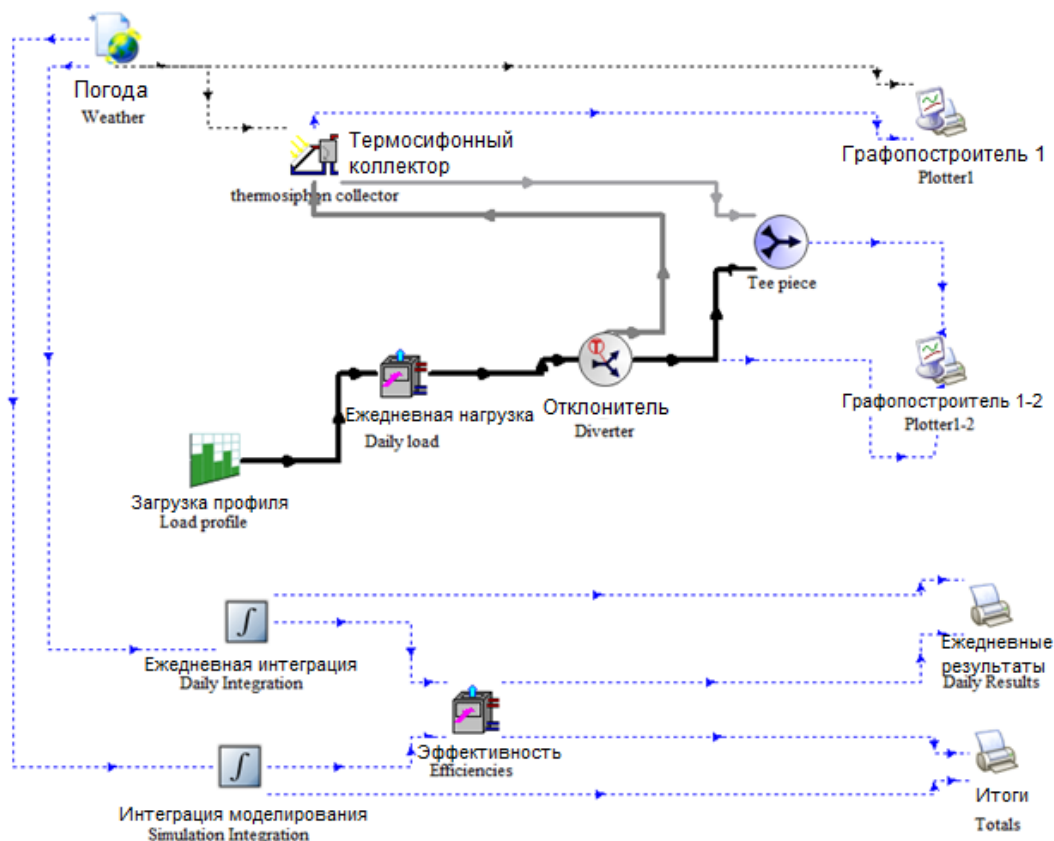


Рис. 5. Схема TRNSYS моделируемой термосифонной системы солнечного коллектора



## Альтернативные источники энергии

Как видно из рис. 6, температура возле змеевидной трубки намного ниже между соседними параллельными частями трубки. Градиент температуры обусловлен эффективностью пластины поглотителя.

На рис. 7 приведен температурный контур пластины поглотителя коллектора с температурой на входе 30 °С. В отличие от температурного контура типа змеевика с трубкой обнаружено, что максимальная температура пластины поглотителя коллектора при одинаковых условиях температуры на входе намного ниже, чем у первой.

Тепловые испытания плоского солнечного коллектора проводились в течение нескольких ясных дней с 1 января по 1 апреля 2020 года.

На рис. 8 показана зависимость тепловой эффективности от изменения температуры солнечного коллектора с трубкой. Тепловые КПД коллектора змеевидных трубок на 4 % выше, чем у других типов антифризных коллекторов, так как змеевид-

ное расположение трубок устраняет возможность протекания через соединительные отверстия и обеспечивает равномерный поток жидкости. Также можно сказать, что при спуске жидкости из коллектора, во избежание ее замерзания в зимний период времени, могут возникнуть трудности, так как в изогнутых трубках может местами оставаться вода.

На рис. 9 показана зависимость солнечной радиации от времени. При проведении экспериментальных испытаний для солнечного плоского коллектора временные данные будут выше при падающем солнечном излучении, чем при температуре окружающей среды.

На рис. 10 показана зависимость тепловой эффективности при скорости течения потока 1,7 литра. При численном моделировании зависимость тепловой эффективности плоских солнечных коллекторов выше, чем в измеренных экспериментальных работах. Как видно из графика (см. рис. 10),

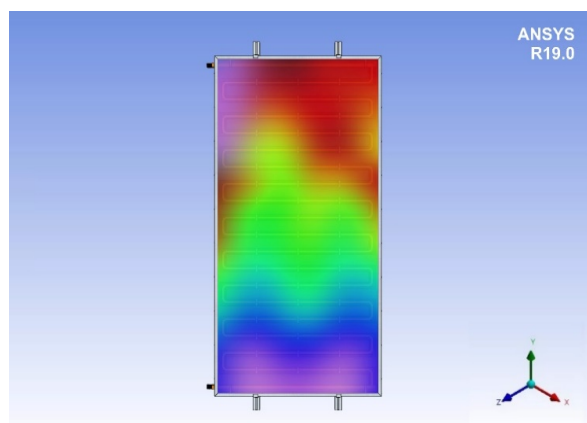


Рис. 6. Вычислительная область пластины поглотителя змеевидной трубки

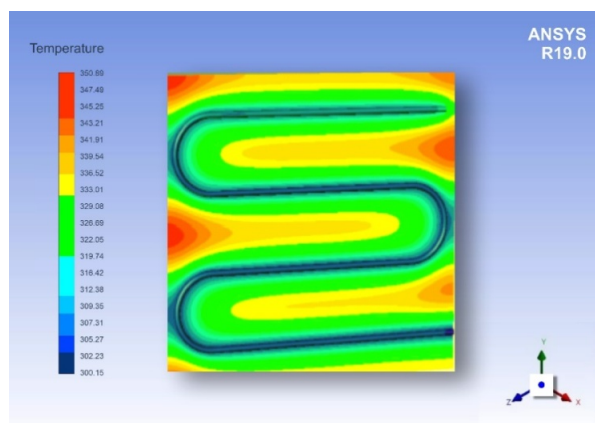


Рис. 7. Температурные контуры пластин при температуре на входе 30 °С

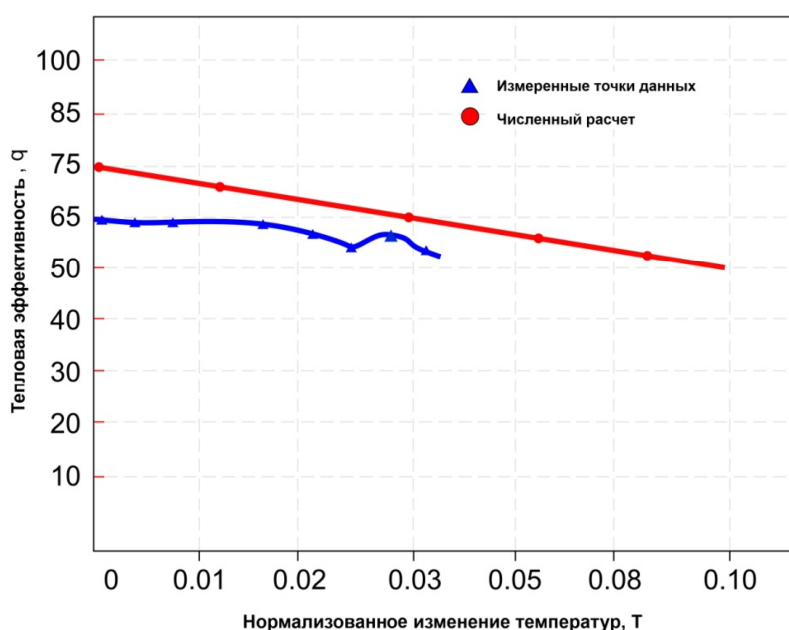


Рис. 8. Зависимость тепловой эффективности от изменения температуры

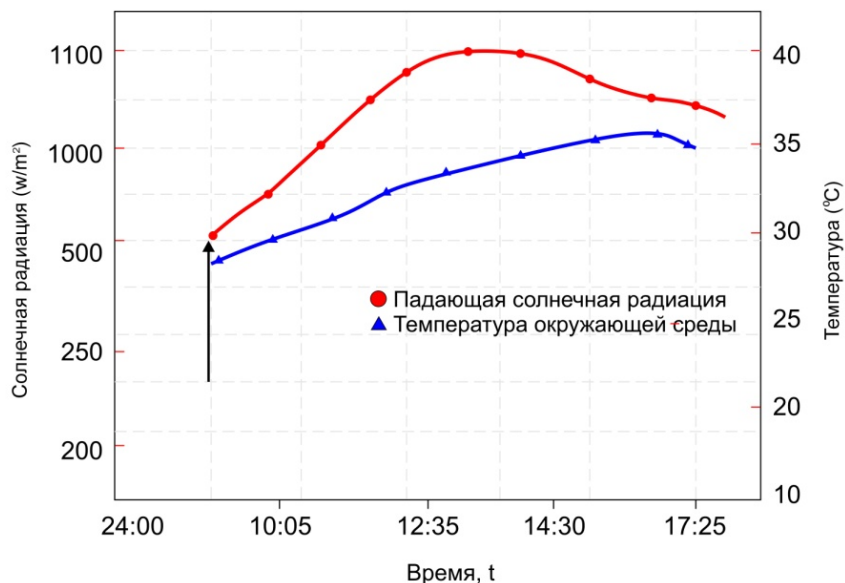


Рис. 9. Зависимость солнечной радиации от времени на 10 января 2020 года

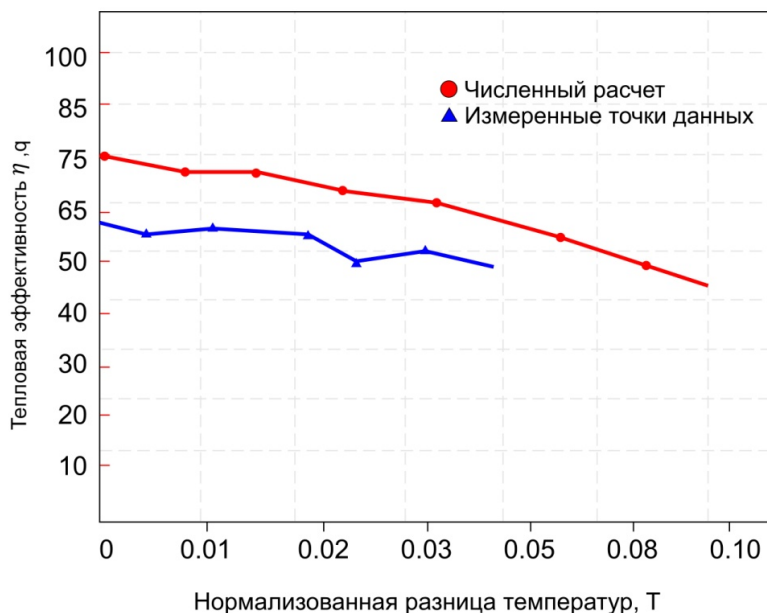


Рис. 10. Зависимость тепловой эффективности плоских солнечных коллекторов при скорости потока 1,7 л/мин ( $\pm 0,1$  л/мин)

при исследовании численным моделированием на 7–10 % тепловой КПД плоского солнечного коллектора будет выше, чем при экспериментальных данных.

**Выводы**

Представлена новая концепция плоского солнечного коллектора, в которой проведены численные расчеты наряду с экспериментальными испытаниями для анализа параметров эффективности коллектора. Численные расчеты показывают, что температура возле змеевидной трубки намного ниже между соседними параллельными частями трубки. Градиент температуры обусловлен эффективностью пластины поглотителя. В отличие от

температурного контура типа змеевика с трубкой, обнаружено, что максимальная температура пластины поглотителя коллектора при одинаковых условиях температуры на входе намного ниже, чем у первой. Тепловые КПД коллектора змеевидных трубок на 4 % выше, чем у других типов антифризных коллекторов. При исследовании численным моделированием на 7–10 % тепловой КПД плоского солнечного коллектора будет выше, чем при экспериментальных данных.

Работа выполнялась при поддержке гранта МОН РК BR05236693 в Институте информационных и вычислительных технологий КН МОН РК по договору № 318 от 30.03.2018 г.

### Литература/References

1. Sint N.K.C., Choudhury I.A., Masjuki H.H., Aoyama H. Theoretical analysis to determine the efficiency of a CuO-water nanofluid based-flat plate solar collector for domestic solar water heating system in Myanmar. *Solar Energy*, 2017, vol. 155, pp. 608–619. DOI: 10.1016/j.solener.2017.06.055
2. Tian Z., Perers B., Furbo S., Fan J. Annual measured and simulated thermal performance analysis of a hybrid solar district heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series. *Applied Energy*, 2017, vol. 205, pp. 417–427. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.07.139
3. Li Q., Chen Q., Zhang X. Performance analysis of a rooftop wind solar hybrid heat pump system for buildings. *Energy Build*, 2013, vol. 65, pp. 75–83. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.05.048
4. Tian Z., Zhang S., Deng J., Fan J., et al. Large-scale solar district heating plants in Danish smart thermal grid: Developments and recent trends. *Energy Convers Manag*, 2019, vol. 189, pp. 67–80. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.03.071
5. Kalogirou S.A. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004, vol. 30, pp. 231–295. DOI: 10.1016/j.pecs.2004.02.001
6. Cerón J.F., Pérez-García J., Solano J.P., García A., Herrero-Martín R. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy*, 2015, vol. 140, pp. 275–287. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.11.069
7. Gunjo D.G., Mahanta P., Robi P.S. Exergy and energy analysis of a novel type solar collector under steady state condition: experimental and CFD analysis. *Renew Energy*, 2017, vol. 114, pp. 655–669. DOI: 10.1016/j.renene.2017.07.072
8. Álvarez A., Tarrío-Saavedra J., Zaragoza S., López-Beceiro J., Artiaga R., Naya S., et al. Numerical and experimental study of a corrugated thermal collector. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2016, vol. 8, pp. 41–50. DOI: 10.1016/j.csite.2016.03.007
9. Del Col D., Padovan A., Bortolato M., Dai Prè M., Zambolin E. Thermal performance of flat plate solar collectors with sheet-and-tube and roll-bond absorbers. *Energy*, 2013, vol. 58, pp. 258–269. DOI: 10.1016/j.energy.2013.05.058
10. Chen G., Doroshenko A., Koltun P., Shestopalov K. Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors. *Solar Energy*, 2015, vol. 115, pp. 577–588. DOI: 10.1016/j.solener.2015.03.021
11. Facão J. Optimization of flow distribution in flat plate solar thermal collectors with riser and header arrangements. *Solar Energy*, 2015, vol. 120, pp. 104–112. DOI: 10.1016/j.solener.2015.07.034
12. Fan J., Shah L.J., Furbo S. Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips. *Solar Energy*, 2007, vol. 81, pp. 1501–1511. DOI: 10.1016/j.solener.2007.02.001
13. Zhou F., Ji J., Yuan W., Cai J., Tang W., Modjinoua M. Numerical study and experimental validation on the optimization of the large size solar collector. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 133, pp. 8–20. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.026
14. Wang N., Zeng S., Zhou M., Wang S. Numerical study of flat plate solar collector with novel heat collecting components. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2015, vol. 69, pp. 18–22. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.10.012
15. Deng Y., Zhao Y., Wang W., et al. Experimental investigation of performance for the novel flat plate solar collector with micro-channel heat pipe array (MHPA-FPC). *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 54, iss. 2, pp. 440–449. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.02.001
16. Deng Y., Wang W., Zhao Y., Yao L., Wang X. Experimental study of the performance for a novel kind of MHPA-FPC solar water heater. *Applied Energy*, 2013, vol. 112, pp. 719–726. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.06.019
17. Mansour M.K. Thermal analysis of novel minichannel-based solar flat-plate collector. *Energy*, 2013, vol. 60, pp. 333–343. DOI: 10.1016/j.energy.2013.08.013
18. Moss R.W., Shire G.S.F., Henshall P., Eames P.C., Arya F., Hyde T. Design and fabrication of a hydroformed absorber for an evacuated flat plate solar collector. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 138, pp. 456–464. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.033
19. Saedodin S., Zamzamian S.A.H., Eshagh Nimvari M., Wongwises S., Javaniyan Jouybari H. Performance evaluation of a flat-plate solar collector filled with porous metal foam: experimental and numerical analysis. *Energy Conversion and Management*, 2017, vol. 153, pp. 278–287. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.09.072
20. Amirgaliyev Y., Kunelbayev M., Wójcik W., Amirgaliyev B., Kalizhanova A., Auelbekov O., Kataev N., Kozbakova A. Calculation and selection of flat-plate solar collector geometric parameters with thermosiphon circulation. *Journal of Ecological Engineering*, 2018, vol. 19, iss. 6, pp. 176–181. DOI: 10.12911/22998993/91882
21. Duffie J.A., Beckman W.A. *Solar Engineering of Thermal Processes. 4th edition*, New York, John Wiley & Sons, 2013. 944 p.



Кунелбаев Мурат Меркебекович, старший научный сотрудник, Институт информационных и вычислительных технологий КН МОН РК, г. Алматы, Республика Казахстан; murat7508@yandex.kz.

Поступила в редакцию 22 сентября 2020 г.

DOI: 10.14529/power200409

## NUMERICAL SIMULATIONS FOR ANALYZING THE EFFICIENCY PARAMETERS OF A NEW TYPE OF FLAT-PLATE SOLAR COLLECTORS

M.M. Kunelbayev, murat7508@yandex.kz

Institute of Information and Computational Technologies CS MES RK,  
Almaty, Republic of Kazakhstan

This article discusses a new design concept for a flat solar collector using flexible tubes. A flat-plate solar collector is designed to run cold water into solar heating systems instead of using expensive antifreeze fluids and to remove secondary media. The development of this type of solar thermal collectors will reduce the installation costs of traditional solar thermal systems without the need for secondary heat exchangers. We determined the main parameters of the heat capacity of a flat solar collector and computed the temperature profile of the absorber plate of a flat-plate solar collector with an inlet temperature of 30 °C. In contrast to a tube coil type temperature loop, it was found that the maximum temperature of the collector plate under the same inlet temperature conditions is much lower than that of the former. Using the CFD (Computational Fluid Dynamics) ANSYS FLUENT 19.0 commercial software package, a phase design was developed based on predictions of the reservoir thermal characteristics and the equivalent heat transfer coefficient of the absorber plates. Experimental test variables for a flat-plate solar collector were also calculated; these were higher with incident solar radiation than with ambient temperature.

*Keywords: flat-plate solar collector, heat capacity, ANSYS FLUENT 19.0, collector efficiency.*

This work was supported by a grant from the MES RK BR05236693, carried out at the Institute of Information and Computational Technologies of the CN of the MES RK, under Contract No. 318 dated 03.30.2018.

Received 22 September 2020

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Кунелбаев, М.М. Численное моделирование для анализа параметров эффективности нового типа плоского солнечного коллектора / М.М. Кунелбаев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2020. – Т. 20, № 4. – С. 77–85. DOI: 10.14529/power200409

### FOR CITATION

Kunelbayev M.M. Numerical Simulations for Analyzing the Efficiency Parameters of a New Type of Flat-Plate Solar Collectors. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2020, vol. 20, no. 4, pp. 77–85. (in Russ.) DOI: 10.14529/power200409