

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ И КРУГЛЫХ АБСОРБЕРАХ ВАКУУМНОГО КОЛЛЕКТОРА

Ю. А. Анисимов , А. Г. Михайлов

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

 yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

В статье представлены численные результаты исследования математической модели процессов теплообмена в вакуумных солнечных коллекторах с абсорберами круглого и эллиптического профиля. Целью работы является сравнительный анализ тепловой эффективности указанных геометрических конфигураций и оценка потенциала интенсификации теплообмена при переходе от традиционного круглого профиля к эллиптическому.

Методология исследования базируется на разработанной стационарной одномерной тепловой модели, в основе которой лежит уравнение теплового баланса. Модель учитывает радиационный теплообмен между абсорбером и стеклянной колбой, теплоперенос через разреженный газ в вакуумном зазоре, внутреннюю конвекцию в канале теплоносителя и конвективные потери от наружной поверхности стекла в окружающую среду. Для каждого типа геометрии выполнены расчеты температурных полей в характерных узлах системы, определены плотности тепловых потоков всех составляющих теплового баланса, включая полезную тепловую мощность коллектора. Сравнительный анализ проведен при идентичных граничных условиях для двух климатических режимов — холодного и теплого периодов года в условиях умеренно континентального климата Омской области.

Результаты исследования демонстрируют, что эллиптический профиль абсорбера обеспечивает снижение радиационных потерь до 17,8 % и потерь через остаточный газ до 16,7 %, а также увеличение полезной тепловой мощности до 0,8 %. Коэффициент теплогидравлической эффективности достигает 4,8 %, что подтверждает интенсификацию теплообмена при смене геометрии профиля.

Практическая значимость работы заключается в обосновании конструктивного способа повышения энергетической эффективности вакуумных солнечных коллекторов, который после экспериментальной верификации может быть рекомендован при проектировании новых гелиосистем.

Ключевые слова: солнечные вакуумные коллекторы, тепловой баланс, математическое моделирование, абсорбер, эллиптический профиль, интенсификация теплообмена, энергетическая эффективность

Для цитирования: Анисимов Ю. А., Михайлов А. Г. Математическое моделирование теплообменных процессов в эллиптических и круглых абсорберах вакуумного коллектора. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 57–67. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-57-67>. EDN: VHHLSG.



© Анисимов Ю. А., Михайлов А. Г., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER PROCESSES IN ELLIPTICAL AND CIRCULAR ABSORBERS OF THE VACUUM TUBE COLLECTOR

Yu. A. Anisimov✉, A. G. Mikhaylov

Omsk State Technical University, Mira Ave., 11, Omsk, 644050, Russia

✉ yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

The paper presents numerical findings from a mathematical research of heat transfer processes in evacuated tube solar collectors featuring circular and elliptical absorber profiles. The primary aim is to conduct a comparative performance analysis of these two geometries and to evaluate the potential for heat transfer enhancement when replacing the conventional circular cross-section with an elliptical one.

The research employs a steady-state one-dimensional thermal model grounded in the energy balance equation. The model incorporates radiative exchange between the absorber and the glass envelope, heat conduction through the rarefied gas within the vacuum annulus, internal convection within the heat-transfer fluid channel and convective losses from the outer glass surface to the ambient air. The authors calculate temperature distributions at key system nodes and determine heat flux densities for all balance components — including the collector's useful thermal output. Moreover, the article demonstrates the comparison under identical boundary conditions for two distinct climatic scenarios: cold and warm seasons, representative of the temperate continental climate of the Omsk region.

The results reveal that the elliptical absorber reduces radiative losses up to 17.8 % and residual-gas conduction losses up to 16.7 %, while boosting the useful thermal power as much as 0.8 %. The thermohydraulic efficiency coefficient reaches to 4.8 %, confirming enhanced heat transfer performance with the modified geometry.

The research substantiates a design-based approach for improving the energy efficiency of evacuated tube solar collectors. Therefore, this approach can be recommended for integration into the development of next-generation solar thermal systems.

Keywords: vacuum tube solar collectors, heat balance, numerical modeling, absorber, elliptical cross-section, heat transfer enhancement, energy efficiency

For citation: Anisimov Yu. A., Mikhaylov A. G. Mathematical modeling of heat transfer processes in elliptical and circular absorbers of the vacuum tube collector. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):57–67. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-57-67>. EDN: VHHLSG. (In Russ.).



© Anisimov Yu. A., Mikhaylov A. G., 2026.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Согласно Распоряжениям № 4146-р¹ и № 908-р² увеличение интеграции возобновляемых источников энергии в общую энергетическую систему является актуальной задачей, что также подтверждается рядом научных исследований как отечественных [1–4], так и зарубежных [5, 6]. В рамках статьи рассмотрен один из способов повышения энергетической эффективности в солнечных вакуумных коллекторах, расчет которых базируется на классических методах теории теплообмена³, которые могут являться одним из таких источников.

Цель исследования — провести сравнительный анализ тепловой эффективности абсорберов круглого и эллиптического профилей и оценить потенциал интенсификации теплообмена на основе результатов численного моделирования процессов теплообмена в солнечном вакуумном коллекторе.

Теоретические положения

Устройство и принцип работы вакуумного солнечного коллектора с коаксиальной трубкой
Вакуумный солнечный коллектор (ВСК) с коаксиальной теплообменной трубкой — это энерге-

¹ Распоряжение от 28 декабря 2024 г. № 4146-р «Об утверждении Стратегии пространственного развития Российской Федерации на период до 2030 года с прогнозом до 2036 года». URL: <http://static.government.ru/media/files/ttXJCZ4PNa7bmTrRgcUwOlQA8SYR91B.pdf> (дата обращения: 10.10.2025).

² Распоряжение от 12 апреля 2025 г. № 908-р «Об утверждении Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2050 года». URL: <http://static.government.ru/media/files/LWYfSENa10uBrrBoyLQqAAOj5eJYIA60.pdf> (дата обращения: 10.10.2025).

³ Мартыненко О. Г., Михалевич А. А., Шикозов В. К. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1. Классические основы теории теплообмена и общие методы расчета. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.

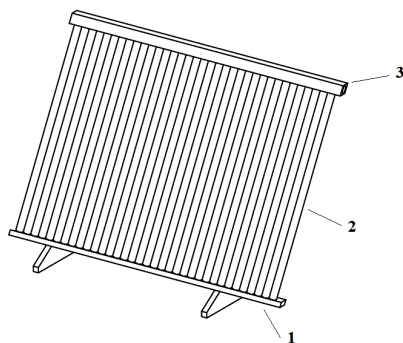


Рис. 1. Общая конструктивная схема вакуумного солнечного коллектора с коаксиальными трубками:
1 — опорная рама; 2 — коаксиальные вакуумные трубки;
3 — коллекторный блок

Fig. 1. General design scheme of the vacuum solar collector with coaxial tubes:

1 — supporting frame; 2 — coaxial vacuum tubes; 3 — collector manifold

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

тическая установка, преобразующая поглощаемое солнечное излучение в тепловую энергию, передаваемую теплоносителю, циркулирующему в герметичном канале трубки. Указанные устройства обладают широким спектром применения и могут быть использованы в системах горячего водоснабжения, отопления или абсорбционных системах холодоснабжения⁴.

Принято считать⁵, что методы интенсификации теплообмена можно подразделять на пассивные (без прямых затрат энергии извне) и активные (требуют внешних затрат энергии). В статье рассмотрен один из пассивных методов интенсификации теплообмена путем применения развитых поверхностей теплообмена, который в данном случае реализован с использованием эллиптического профиля абсорбера. Данный профиль представляет собой компромисс между эффективным теплосъемом и гидравлическим сопротивлением. В отличие от других сечений, эллиптическое, как и круглое, исключает образование застойных зон, поскольку отсутствуют углы. Ключевым преимуществом является его переменная кривизна, которая позволяет целенаправленно деформировать и снижать толщину гидродинамического пограничного слоя на наиболее нагретых участках. Это приводит к росту локального коэффициента теплоотдачи, не провоцируя значительного роста потерь давления. Таким образом, интенсификация достигается в первую очередь за счёт целенаправленного изменения условий обтекания, а не только за счёт изменения площади поверхности. Следует отметить, что в научной среде исследуются и иные пассивные методы интенсификации процессов теплообмена в солнечных коллекторах, как, например, [7].

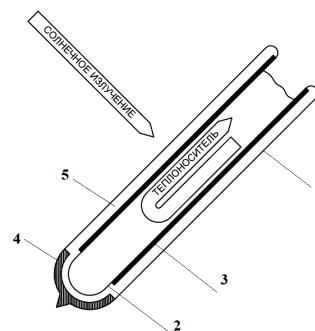


Рис. 2. Продольный разрез коаксиальной вакуумной трубки:
1 — внешняя стеклянная колба;
2 — внутренняя стеклянная колба;
3 — высокоселективное поглощающее покрытие; 4 — индикатор вакуума;
5 — вакуумный зазор между внешней и внутренней колбами

Fig. 2. Longitudinal section of the coaxial vacuum tube:

1 — outer glass envelope;
2 — inner glass envelope;
3 — highly selective absorbing coating;
4 — vacuum indicator; 5 — vacuum gap between the outer and inner envelopes

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

На рис. 1 представлена общая конструктивная схема ВСК с коаксиальной трубкой, которая состоит из следующих ключевых модульных компонентов: опорной рамы, коаксиальной вакуумной теплообменной трубки и коллекторного блока.

Для понимания принципа работы ВСК с коаксиальными трубками необходимо рассмотреть продольный разрез одной из трубок, представленный на рис. 2.

Коллекторный блок и вакуумные трубки монтируются на опорную раму, изготавливаемую из алюминия или оцинкованной стали. Теплоноситель поступает через входной патрубок в коллекторный блок и распределяется по каналам внутренних стеклянных колб. Солнечное излучение проходит сквозь прозрачную внешнюю стеклянную колбу вакуумной трубки, выполненную из боросиликатного стекла и поглощается селективным покрытием, нанесённым на внешнюю поверхность внутренней колбы. Данное покрытие (например, из чёрного хрома или нитрида алюминия) характеризуется высоким коэффициентом поглощения (порядка 95 %) и низким коэффициентом эмиссии в инфракрасном диапазоне (порядка 5 %), что минимизирует радиационные потери. Абсорбированная энергия преобразуется в тепловую и через стенку внутренней колбы передаётся теплоносителю. Ключевым элементом, обеспечивающим высокий КПД коллектора, является вакуумный зазор ($\sim 5 \cdot 10^{-3}$ Па) между колбами, который практически устраняет кондуктивные и конвективные потери тепла в окружающую среду. Колбы герметично спаяны друг

⁴ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики: учеб. справ. рук. / пер. с англ. О. С. Полея. 3-е изд. Долгорукий: Интеллект, 2013. 888 с.

⁵ Мартыненко О. Г., Михалевич А. А., Шикозов В. К. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1. Классические основы теории теплообмена и общие методы расчета. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.

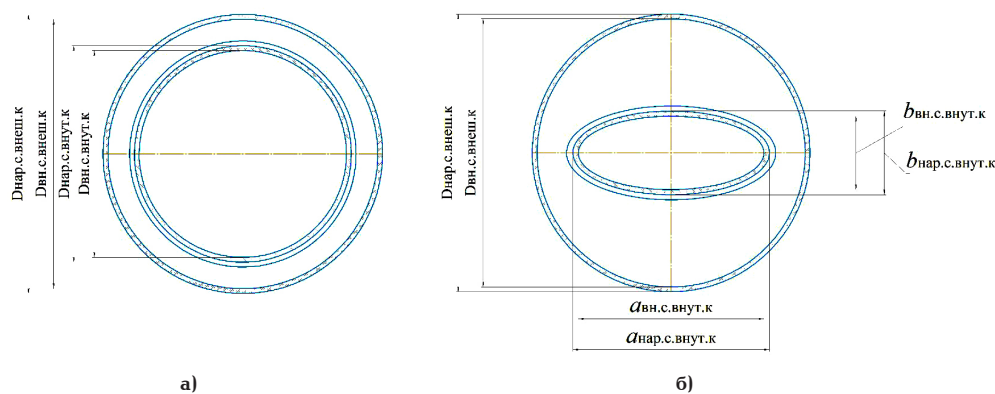


Рис. 3. Сравнение поперечных сечений круглого (а) и эллиптического (б) профилей абсорбера вакуумной коаксиальной трубки: $D_{\text{нар.с.внеш.к}}$ — диаметр наружного стекла внешней колбы; $D_{\text{вн.с.внеш.к}}$ — диаметр внутреннего стекла внешней колбы; $D_{\text{нар.с.внут.к}}$ — диаметр наружного стекла внутренней колбы; $D_{\text{вн.с.внут.к}}$ — диаметр внутреннего стекла внутренней колбы; $a_{\text{нар.с.внут.к}}$ — большая полуось наружного стекла внутренней колбы; $a_{\text{вн.с.внут.к}}$ — большая полуось внутреннего стекла внутренней колбы; $b_{\text{нар.с.внут.к}}$ — малая полуось наружного стекла внутренней колбы; $b_{\text{вн.с.внут.к}}$ — малая полуось внутреннего стекла внутренней колбы

Fig. 3. Comparison of cross-sections of round (a) and elliptical (b) absorber profiles of the vacuum coaxial tube: $D_{\text{нар.с.внеш.к}}$ — outer diameter of the outer glass envelope; $D_{\text{вн.с.внеш.к}}$ — inner diameter of the outer glass envelope; $D_{\text{нар.с.внут.к}}$ — outer diameter of the inner glass envelope; $D_{\text{вн.с.внут.к}}$ — inner diameter of the inner glass envelope; $a_{\text{нар.с.внут.к}}$ — major semi axis of the outer glass of the inner envelope; $a_{\text{вн.с.внут.к}}$ — major semi axis of the inner glass of the inner envelope; $b_{\text{нар.с.внут.к}}$ — minor semi axis of the outer glass of the inner envelope; $b_{\text{вн.с.внут.к}}$ — minor semi axis of the inner glass of the inner envelope

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

с другим, а для поддержания вакуума в трубке размещён индикаторный геттер на основе солей бария⁶.

Особенности геометрии канала при определении эквивалентного диаметра

Непосредственное влияние на процессы, описываемые критериальными уравнениями и уравнением баланса, оказывает конфигурация потока теплоносителя, которая задаётся геометрией канала [8, 9]. Поскольку в статье рассматривается расчет процессов теплообмена как для эллиптических профилей абсорбера, так и для круглых, то переход от круглых каналов к каналам сложной геометрии требует введения универсального параметра, позволяющего сравнивать их гидравлические сопротивления и теплообменные свойства. Таким параметром выступает эквивалентный диаметр.

На рис. 3 представлено сравнение поперечных сечений круглого и эллиптического профилей абсорбера вакуумной коаксиальной трубки.

При определении эквивалентного диаметра для круглого канала задача не представляет сложности, поскольку он тождественно равен геометрическому диаметру. В отличие от сечений произвольной формы, для которых эквивалентный диаметр определяется как

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot S}{P}, \quad (1)$$

где S — площадь поперечного сечения канала, м²; P — смоченный периметр канала, м.

Таким образом, задача определения эквивалентного диаметра для эллиптического сечения сводится к вычислению периметра эллипса. Точное решение этой задачи выражается через полный эллиптический интеграл второго рода, что не всегда удобно для практических вычислений, в связи с чем в данном исследовании для аппроксимации периметра эллипса применяется приближение С. Рамануджана [10]:

$$P \approx \pi \cdot (a + b) \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot \frac{(a - b)^2}{(a + b)^2}}{10 + \sqrt{4 - 3 \cdot \frac{(a - b)^2}{(a + b)^2}}} \right), \quad (2)$$

где a — большая полуось эллипса, м; b — малая полуось эллипса, м.

Площадь поперечного сечения эллиптического профиля определяется в соответствии с

$$S = \pi \cdot a \cdot b. \quad (3)$$

Стоит отметить, что расчет геометрических параметров вакуумной стеклянной трубки для круглого и эллиптического профилей содержит ряд существенных отличий. Ниже приведены аналитические выражения для ключевых параметров согласно принятой методике⁷, наглядно демонстрирующие эти различия:

⁶ ГОСТ Р 51594—2000. Нетрадиционная энергетика. Солнечная энергетика. Термины и определения. Введ. 2001—01—01. Москва: Госстандарт России, 2000. 16 с.

⁷ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики: учеб. справ. рук. / пер. с англ. О. С. Попеля. 3-е изд. Долгопрудный: Интеллект, 2013. 888 с.

— площадь поверхности абсорбера при круглом сечении:

$$A_{\text{абс}} = \pi \cdot D_{\text{вн.с.внут.к}} \cdot L, \quad (4)$$

где L — длина вакуумной трубки, м; $D_{\text{вн.с.внут.к}}$ — диаметр внутреннего стекла внутренней колбы, м.

— площадь поверхности абсорбера при эллиптическом сечении:

$$A_{\text{абс}} = P_{\text{абс}} \cdot L, \quad (5)$$

где $P_{\text{абс}}$ — периметр абсорбера, м. Расчет периметра абсорбера производится в соответствии с (2) при заранее определенных: $a_{\text{вн.с.внут.к}}$ — большая полуось внутреннего стекла внутренней колбы, м; $b_{\text{вн.с.внут.к}}$ — малая полуось внутреннего стекла внутренней колбы, м;

— ширина вакуумного зазора при круглом сечении абсорбера:

$$b_{\text{вз}} = \frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}} - D_{\text{нар.с.внут.к}}}{2}, \quad (6)$$

где $D_{\text{вн.с.внеш.к}}$ — диаметр внутреннего стекла внешней колбы, м; $D_{\text{нар.с.внут.к}}$ — диаметр наружного стекла внутренней колбы, м;

— ширина вакуумного зазора на концах большой оси при эллиптическом сечении абсорбера:

$$b_{\text{вз}} = \frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}} - 2 \cdot a_{\text{нар.с.внут.к}}}{2}, \quad (7)$$

где $a_{\text{нар.с.внут.к}}$ — большая полуось наружного стекла внутренней колбы, м;

— ширина вакуумного зазора на концах малой оси при эллиптическом сечении абсорбера:

$$b_{\text{вз}} = \frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}} - 2 \cdot b_{\text{нар.с.внут.к}}}{2}; \quad (8)$$

— площадь вакуумного зазора при круглом сечении абсорбера:

$$A_{\text{вз}} = \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}}^2 - D_{\text{нар.с.внут.к}}^2}{4} \right); \quad (9)$$

— площадь вакуумного зазора при эллиптическом сечении абсорбера:

$$A_{\text{вз}} = \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}}^2 - 4 \cdot a_{\text{нар.с.внут.к}}^2 \cdot b_{\text{нар.с.внут.к}}^2}{4} \right). \quad (10)$$

Стоит отметить, что при рассмотрении геометрических параметров вакуумных трубок существует ряд характеристик, которые определяются идентичным образом для обоих типов профилей:

— площадь апертуры:

$$A_{\text{а}} = n \cdot D_{\text{вн.с.внеш.к}} \cdot L, \quad (11)$$

где n — число вакуумных трубок в коллекторе, шт.

— площадь внутренней поверхности стеклянной трубки:

$$A_{\text{л}} = \pi \cdot D_{\text{вн.с.внеш.к}} \cdot L. \quad (12)$$

Сравнительный анализ геометрии трубок выявляет принципиальное отличие эллиптической трубки от круглой, которое заключается в наличии двух независимых геометрических параметров — большой и малой полуосей, тогда как круглый профиль обладает лишь одним — диаметром. Эта особенность позволяет рассматривать различные сценарии оптимизации ВСК: например, возможное увеличение площади поглощающей поверхности, при сохранении малого гидравлического сечения или минимизация объема теплоносителя при заданной площади абсорбции.

Аналитические выражения (1–11) были использованы в качестве одного из основных параметров для последующего расчета процессов теплообмена в ВСК.

Критериальные уравнения,

описывающие процессы теплообмена ВСК

Ключевым аспектом при сравнении круглого и эллиптического профилей вакуумных трубок является их способность передавать тепловую энергию теплоносителю. Для количественной оценки этой способности используют критериальные уравнения теплообмена, связывающие геометрию канала, режим течения и теплофизические свойства среды [11].

Для определения соотношения между интенсивностью молекулярного переноса импульса и интенсивностью молекулярного переноса тепла в жидкости или газе используют критерий Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}, \quad (13)$$

где μ — динамическая вязкость среды, Па·с; C_p — удельная теплоемкость среды, Дж/(кг·К); λ — коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К).

Для описания режимов течения жидкостей или газов используется критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot \rho \cdot d_{\text{экв}}}{\mu}, \quad (14)$$

где w — скорость течения теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³.

Интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью твердого тела и окружающей его жидкостью или газом характеризуется критерием Нуссельта. Этот критерий показывает, во сколько раз теплоотдача при конвекции больше, чем теплоотдача при чистой теплопроводности в неподвижной жидкости. Выбор аналитического выражения для определения критерия Нуссельта зависит от режима течения:

— при ламинарном режиме течения теплоносителя ($\text{Re} < 2300$):

$$\text{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668 \cdot \left(\frac{d_{\text{экв}}}{L} \right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 0,04 \cdot \left[\left(\frac{d_{\text{экв}}}{L} \right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \right]^{\frac{2}{3}}}. \quad (15)$$

В данном исследовании критерий Нуссельта для ламинарного режима течения определяется в соответствии с корреляцией Хаусена [11]:

— при турбулентном режиме течения ($\text{Re} > 4000$):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}. \quad (16)$$

Параметр f — коэффициент потерь на трение по длине, определяемый в соответствии с аппроксимацией Хааланда [12]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \cdot \log_{10} \left(\left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d_{\text{эКВ}}} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right), \quad (17)$$

где ε — абсолютная эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы, мм.

На основании критерия Нуссельта определяется коэффициент теплоотдачи к теплоносителю

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{эКВ}}}. \quad (18)$$

Тепловой баланс ВСК: модель и алгоритм расчёта

При сравнении энергетической эффективности круглого и эллиптического профилей необходимо математическое описание всех энергетических потоков в системе. Для этого используют уравнение теплового баланса, которое устанавливает, что количество тепла, поглощённое селективным покрытием, распределяется между полезным нагревом теплоносителя и неизбежными тепловыми потерями^{8,9} [11].

Уравнение теплового баланса для абсорбера вакуумной трубки представлено ниже:

$$Q_{\text{ПОЛЕЗ}} = Q_{\text{ПОГЛОЩ}} - Q_{\text{РАД}} - Q_{\text{ГАЗ}}, \quad (19)$$

где $Q_{\text{ПОГЛОЩ}}$ — поглощённая солнечная энергия, Вт; $Q_{\text{РАД}}$ — радиационные потери в вакуумном зазоре, Вт; $Q_{\text{ГАЗ}}$ — потери через остаточный газ, Вт.

При составлении уравнения теплового баланса на основании потерь в окружающую среду состав компонентов уравнения изменяется:

$$Q_{\text{ПОЛЕЗ}} = Q_{\text{ПОГЛОЩ}} - Q_{\text{НАР.С}}, \quad (20)$$

где $Q_{\text{НАР.С}}$ — наружные потери от стекла в окружающую среду, Вт.

Соответственно, справедливо следующее утверждение:

$$Q_{\text{РАД}} + Q_{\text{ГАЗ}} = Q_{\text{НАР.С}}. \quad (21)$$

Непосредственное сравнение тепловой эффективности круглого и эллиптического профилей, обладающих разной геометрией поглощающей поверхности, требует перехода от абсолютных значений тепловых потоков к удельному энергетическому балансу. Такой подход позволяет исключить

влияние площади и проводить анализ в инвариантной форме. В качестве базовой расчетной величины далее используется плотность теплового потока на апертурную площадь q , определяемая для любого из рассматриваемых потоков Q (поглощенного, полезного или потерь) по соотношению:

$$q = \frac{Q}{A_{\text{А}}}. \quad (22)$$

Ниже представлен детальный разбор всех составляющих теплового баланса:

— плотность потока поглощенной солнечной энергии:

$$q_{\text{ПОГЛОЩ}}^{\text{н}} = I \cdot A_{\text{А}} \cdot \tau \cdot \alpha_{\text{АБС}}, \quad (23)$$

где I — интенсивность солнечной радиации¹⁰, Вт/м² [13]; τ — коэффициент пропускания стеклянной трубки; $\alpha_{\text{АБС}}$ — коэффициент поглощения абсорбера;

— плотность потока радиационных потерь в вакуумном зазоре:

$$q_{\text{РАД}}^{\text{н}} = \frac{\sigma \cdot \frac{A_{\text{АБС}}}{A_{\text{А}}} \cdot (T_{\text{А}}^4 - T_{\text{С}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{А}}} + \frac{A_{\text{АБС}}}{A_{\text{С}}} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{С}}} - 1 \right)}, \quad (24)$$

где σ — постоянная Стефана–Больцмана, $5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴); $T_{\text{С}}$ — температура внутренней поверхности стекла, К; $T_{\text{А}}$ — температура поверхности абсорбера, К; $\varepsilon_{\text{А}}$ — степень черноты абсорбера; $\varepsilon_{\text{С}}$ — степень черноты стекла; $A_{\text{АБС}}$ — площадь абсорбера, м²; $A_{\text{С}}$ — площадь стекла трубки, м²;

— плотность потока тепловых потерь через остаточный газ:

$$q_{\text{ГАЗ}}^{\text{н}} = \frac{A_{\text{В.З.}}}{A_{\text{А}}} \cdot \frac{\lambda_{\text{эфф.В.З.}}}{b_{\text{В.З.}}} \cdot (T_{\text{А}} - T_{\text{С}}), \quad (25)$$

где $A_{\text{В.З.}}$ — площадь вакуумного зазора между стеклом и абсорбером, м²; $\lambda_{\text{эфф.В.З.}}$ — эффективный коэффициент теплопроводности остаточного газа в вакуумном зазоре, Вт/(м·К); $b_{\text{В.З.}}$ — ширина вакуумного зазора, м;

— плотность потока тепловых потерь через внешнюю колбу вакуумной трубки:

$$q_{\text{НАР.С}}^{\text{н}} = \frac{A_{\text{С}}}{A_{\text{А}}} \cdot \alpha_{\text{НАР.С}} \cdot (T_{\text{С}} - T_{\text{О}}), \quad (26)$$

где $\alpha_{\text{НАР.С}}$ — внешний коэффициент теплоотдачи наружной поверхности стекла к окружающей среде, Вт/(м²·К); $T_{\text{О}}$ — температура наружного воздуха, К.

Оценка энергетической эффективности ВСК

Энергетическая эффективность солнечного коллектора определяется балансом между поглощённой солнечной энергией и тепловыми потерями в окружающую среду. Ключевым расчётным

⁸ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики: учеб. справ. рук. / пер. с англ. О. С. Попеля. 3-е изд. Долгосрочный: ИД Интеллект, 2013. 888 с.

⁹ ГОСТ Р 55617.2—2013. Возобновляемая энергетика. Установки солнечные термические и их компоненты. Солнечные коллекторы. Часть 2. Методы испытаний. Введ. 2015—07—01. Москва: Стандартинформ, 2014. 98 с.

¹⁰ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики.

параметром при этом выступает коэффициент полезного действия. В современной практике проектирования принято характеризовать коллектор с помощью мгновенного КПД, определяемого в квазистационарных условиях и описываемого стандартизированным характеристическим уравнением, параметры которого получают в ходе стендовых испытаний:

— оптический коэффициент полезного действия ВСК (идеализированный параметр, который не учитывает линейные и квадратичные тепловые потери):

$$\eta_o = \tau \cdot \alpha_{\text{абс}}; \quad (27)$$

— линейный (a_1) и квадратичный (a_2) коэффициенты тепловых потерь¹¹.

Мгновенный коэффициент полезного действия ВСК определяется в соответствии с

$$\eta_{\text{inst}} = \eta_o - a_1 \cdot \frac{\Delta T - T_o}{I} - a_2 \cdot \left(\frac{\Delta T - T_o}{I} \right)^2, \quad (28)$$

где ΔT — средняя температура теплоносителя, К.

Расчет средней температуры теплоносителя осуществляется в соответствии с

$$\Delta T = \frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2}, \quad (29)$$

где $T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$ — температуры на входе и выходе из коллектора, К.

Методика расчета эффективных температур (T_A , T_c и $T_{\text{вых}}$), а также линейного (a_1) и квадратичного (a_2) коэффициентов тепловых потерь, для данной математической модели, выходят за рамки данной работы и будут подробно изложены в отдельной публикации.

Методика интенсификации процессов теплообмена в ВСК

Как было отмечено ранее, конечной целью данного исследования является оценка потенциала интенсификации процессов теплообмена в ВСК, при переходе от круглого к эллиптическому профилю абсорбера. Данное конструктивное изменение приводит к двум основным следствиям: увеличению площади поверхности теплообмена и модификации структуры течения теплоносителя, что в совокупности способствует интенсификации теплопереноса.

На основании анализа исследований в смежных областях [14, 15] для количественной оценки такого перехода в качестве критерия был использован коэффициент теплогидравлической эффективности. Данный критерий представляет собой отношение относительного изменения теплоотдачи к относительному изменению гидравлических потерь:

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_o} \cdot \left(\frac{f}{f_o} \right)^{-\frac{1}{3}}, \quad (30)$$

где Nu и Nu_o — коэффициенты Нуссельта для модифицированного и исходного профилей соответственно, определяемые согласно (13–16); f и f_o — коэффициенты потерь на трение по длине для модифицированного и исходного профилей.

Если характер течения теплоносителя турбулентный, то расчет коэффициента потерь на трение по длине производится согласно (17), при ламинарном режиме течения, расчет осуществляют в соответствии с

$$f = \frac{64}{Re}. \quad (31)$$

Интенсификация процессов теплообмена считается успешной только в том случае, если

$$\eta > 1. \quad (32)$$

Результаты и обсуждение

Для верификации теоретических положений и количественной оценки преимуществ эллиптического абсорбера было выполнено численное моделирование на основе представленной тепловой модели. Все расчеты проведены при идентичных граничных условиях.

В табл. 1 систематизированы исходные параметры, общие для обоих рассматриваемых профилей, включая свойства материалов для вакуумных трубок¹², климатические условия¹³ и характеристики теплоносителя, в качестве которого принят этиленгликоль¹⁴ [16, 17].

Выбор этиленгликолевого теплоносителя связан с тем, что в ходе исследования рассматривалась эффективность использования ВСК как в теплый период (с апреля по сентябрь), так и в холодный (с октября по март), когда отрицательная температура окружающей среды может привести к заморозке теплоносителя внутри вакуумных трубок в ночное время или в дни с повышенной атмосферной облачностью.

Методика определения оптимальных углов для солнечных коллекторов представлена в [13]. В соответствии с этой методикой получены следующие сведения о среднесуточной инсоляции в Омской области:

— в наименее благоприятном месяце (январь) — 2560 Вт/м²;

— в наиболее благоприятном месяце (июнь) — 5850 Вт/м².

¹¹ ГОСТ Р 55617.2—2013. Возобновляемая энергетика. Установки солнечные термические и их компоненты. Солнечные коллекторы. Часть 2. Методы испытаний. Введ. 2015—07—01. Москва: Стандартинформ, 2014. 98 с.

¹² ГОСТ EN 1748-1-1-2016. Стекло боросиликатное. Технические требования. Введ. 2018—03—01. Москва: Стандартинформ, 2017. 16 с.

¹³ СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200095546> (дата обращения: 01.12.2025).

¹⁴ Дымент О. Н., Казанский К. С., Мирошников А. М. [и др.]. Гликоли и другие производные окисей этилена и пропилен / под общ. ред. О. Н. Дымента. Москва: Химия, 1976. 376 с.

Таблица 1. Исходные данные для расчета процессов теплообмена при сравнении профилей абсорбера ВСК
Table 1. Input data for the heat-transfer calculations in comparing absorber profiles of the vacuum solar collector

Параметр	Тип профиля абсорбера			
	Круглый		Эллиптический	
Территориальное расположение	Российская Федерация, г. Омск			
Режим эксплуатации	Холодный	Теплый	Холодный	Теплый
Температура окружающей среды T_o , К	236,15	300,15	236,15	300,15
Индекс прозрачности атмосферы	1,00			
Оптимальный угол наклона коллектора, град.	77°	26°	77°	26°
Азимутальный угол для установки, град.	0°			
Материал стеклянной вакуумной трубки	Боросиликатное стекло 3.3			
Длина трубки L , м	1,8			
Диаметр стекла $D_{\text{вн.с.внеш.к.}}$, м	0,058			
Характерный размер абсорбера, м ²	$D_{\text{вн.с.внут.к.}} = 0,047$		$a_{\text{вн.с.внут.к.}} = 0,0235$	
			$b_{\text{вн.с.внут.к.}} = 0,0157$	
Эквивалентный диаметр абсорбера $d_{\text{экв}}$, м	0,047		0,037	
Площадь поверхности абсорбера $A_{\text{абс.}}$, м ²	0,266		0,224	
Покрытие абсорбера	Высокоselectивное покрытие типа «Al-Ni-Al»			
Коэффициент пропускания стеклянной трубки τ	0,90			
Коэффициент поглощения абсорбера $\alpha_{\text{абс}}$	0,95			
Степень черноты абсорбера $\varepsilon_{\text{а}}$	0,06			
Степень черноты стекла $\varepsilon_{\text{с}}$	0,90			
Тип теплоносителя	60-процентный водный раствор этиленгликоля			
Температура теплоносителя на входе в коллектор $T_{\text{вх}}$, К	313,15			
Предварительная средняя температура теплоносителя ΔT , К	328,15			
Плотность теплоносителя ρ , кг/м ³	1053,86			
Динамическая вязкость теплоносителя μ , Па·м	$2,044 \cdot 10^{-3}$			
Коэффициент теплопроводности теплоносителя $\lambda_{\text{ж}}$, Вт/(м·К)	0,379			
Удельная теплоемкость теплоносителя C_p , Дж/(кг·К)	3404,89			

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Такой подход к оценке связан со спецификой проектирования комбинированных систем теплоснабжения (одновременное потребление тепловой энергии от солнечных коллекторов и из тепловых сетей). Необходимо, с одной стороны, определить минимальный вклад контура ВСК в покрытие нагрузки в наихудших условиях (зимний период), а с другой — оценить потенциал максимального замещения энергии от традиционных источников в период высокой солнечной активности (летний период). Анализ тепловых режимов для комбинированных систем теплоснабжения будет представлен в рамках другого исследования.

В табл. 2 продемонстрированы результаты расчета процессов теплообмена в ВСК при сравнении круглого и эллиптического профилей абсорбера.

На основании расчетных данных и в соответствии с (30) коэффициент теплогидравлической эффективности принимает следующие значения:

- для теплого периода — $\eta = 1,045$;
- для холодного периода — $\eta = 1,048$.

Таким образом, результаты исследования подтверждают теоретическую перспективу интенсификации процессов теплообмена в ВСК при переходе от круглого профиля абсорбера к эллиптическому.

Безусловно, абсолютный прирост мощности при использовании эллиптического профиля абсорбера (в сравнении с круглым) в рассмотренном слу-

чае относительно мал (до 0,8 % в холодный период и до 0,34 % в теплый период). Принципиальная важность результата заключается в доказательстве работоспособности концепции. Для реализации полного потенциала данной разработки необходимы дальнейшие изыскания:

- проведение параметрического анализа для определения оптимального соотношения полуосей эллипса при различных температурах теплоносителя и уровнях солнечной радиации;
- технико-экономическое обоснование, учитывающее возможное изменение стоимости изготовления трубок сложной формы;
- экспериментальные испытания опытных образцов для валидации расчётных данных.

Заключение

Проведённое численное моделирование при идентичных граничных условиях подтвердило, что эллиптический профиль абсорбера обеспечивает повышение тепловой эффективности по сравнению с круглым профилем. Результаты расчетов также демонстрируют, что при использовании эллиптического профиля абсорбера достигается снижение плотности радиационных потерь (до 16,31 % в холодный период и до 17,80 % в теплый период) и потеря через остаточный газ (до 15,38 % в холодный период и до 16,73 % в теплый период), а также про-

Таблица 2. Результаты процессов теплообмена при сравнении профилей абсорбера ВСК
Table 2. Results of the heat-transfer processes in comparing absorber profiles of the vacuum solar collector

Параметр	Тип профиля абсорбера			
	Круглый		Эллиптический	
Режим эксплуатации	Холодный	Теплый	Холодный	Теплый
Температура поверхности абсорбера T_A , К	352,46	375,06	351,59	372,186
Температура на внутренней поверхности стекла $T_{ст}$, К	242,71	306,07	241,64	305,02
Температура на выходе из коллектора $T_{вых}$, К	345,13	342,85	345,39	342,95
Расчетная средняя температура теплоносителя ΔT , К	329,14	328	329,27	328,05
Плотность потока поглощенной солнечной энергии $q''_{\text{ПОГЛОЩ}}$, Вт/м ²	2188,8	5001,75	2188,8	5001,75
Плотность потока полезной тепловой энергии $q''_{\text{ПОЛЕЗ}}$, Вт/м ²	2085,8	4908,698	2102,6	4925,26
Плотность потока радиационных потерь в вакуумном зазоре $q''_{\text{РАД}}$, Вт/м ²	102,99	93,0519	86,19	76,4931
Плотность потока тепловых потерь через остаточный газ $q''_{\text{ГАЗ}}$, Вт/м ²	$1,30 \cdot 10^{-5}$	$8,07 \cdot 10^{-6}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$6,72 \cdot 10^{-6}$
Плотность потока тепловых потерь через внешнюю колбу вакуумной трубки $q''_{\text{НАР.С.}}$, Вт/м ²	103,00	93,052	86,20	76,4932
Полезная мощность одной вакуумной трубки, Вт	217,8	512,5	219,5	514,2
Количество вакуумных трубок, шт.	10	10	10	10
Критерий Рейнольдса для теплоносителя Re	26,51	67,17	31,47	79,74
Критерий Прандтля Pr	18,36	18,36	18,36	18,36
Критерий Нуссельта Nu	4,36	5,19	4,32	5,12
Линейный коэффициент тепловых потерь a_l , Вт/(м ² ·К)	0,878	1,745	0,744	1,486
Квадратичный коэффициент тепловых потерь a_q , Вт/(м ² ·К ²)	0,0014	0,0023	0,0012	0,0019
Коэффициент теплоотдачи теплоносителя $\alpha_{ж}$, Вт/(м ² ·К)	35,16	41,85	44,25	52,45
Оптический КПД $\eta_{\text{оп}}$, %	85,5			
Мгновенный КПД $\eta_{\text{инст}}$, %	82,3	84,7	84,7	84,8
Коэффициент потерь на трение по длине f	2,4145	0,9528	2,038	0,8026

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

исходит увеличение полезной тепловой мощности коллектора (до 0,80 % в холодный период и до 0,34 % в теплый период) в сравнении с традиционным круглым профилем абсорбера. На основании коэффициента теплогидравлической эффективности преимущество использования эллиптического профиля составляет 4,5 % для теплого периода и 4,8 % для холодного периода, что свидетельствует об успешной интенсификации теплообмена при сохранении приемлемого гидравлического сопротивления.

Основным преимуществом эллиптического абсорбера является увеличение полезной тепловой мощности при меньшей площади теплообменной поверхности ($A_{\text{АБС}} = 0,266 \text{ м}^2$ при круглом сечении и $A_{\text{АБС}} = 0,224 \text{ м}^2$ при эллиптическом сечении), что открывает потенциал для оптимизации геометрических параметров абсорбера с целью дальнейшего повышения энергетической эффективности ВСК.

Таким образом, наряду с другими исследованиями [18] переход к эллиптическому профилю абсорбера представляет собой конструктивно эффективный способ интенсификации теплообмена в ВСК, который в дальнейшем может быть рекомендован к использованию (после экспериментальной верификации) при проектировании энергоэффективных гелиосистем.

Список источников / References

1. Омаров Р. А., Кунелбаев М. М., Омаров Д. Р. Результаты исследований двухконтурной гелиоустановки с термосифонной циркуляцией в зимний период // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер. Энергетика. 2021.

Т. 21, № 4. С. 66–72. <https://doi.org/10.14529/power210408>. EDN: YNQCZK.

Omarov R. A., Kunelbaev M. M., Omarov D. R. Results of studies of a two-circuit solar installation with thermosiphon circulation in winter. *Bulletin of the South Ural State University. Series Power Engineering*. 2021;21(4):66–72. <https://doi.org/10.14529/power210408>. EDN: YNQCZK. (In Russ.).

2. Нгуен Т., Гильфанов К. Х., Гилязов Д. Р. Моделирование гелиоабсорбционной теплонасосной системы горячего водоснабжения // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2021. Т. 23, № 4. С. 55–65. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2021-23-4-55-65>. EDN: ALSBBD.

Nguen T., Gil'fanov K. Kh., Gilyazov D. R. Modeling of a helioabsorption heat pump system for hot water supply. *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2021;4(23):55–65. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2021-23-4-55-65>. EDN: ALSBBD. (In Russ.).

3. Хорева В. А., Елистратов С. Л. Исследование работы вакуумного солнечного коллектора для получения тепловой энергии в Новосибирске // Энергосбережение и водоподготовка. 2022. № 5 (139). С. 23–27. EDN: DVEXCW.

Khoreva V. A., Elistratov S. L. Study of the operation of a vacuum solar collector for thermal energy production in Novosibirsk. *Energy Saving and Water Treatment*. 2022;5(139):23–27. EDN: DVEXCW. (In Russ.).

4. Хуторной А. Н., Цветков Н. А., Кривошеин Ю. О. [и др.]. Эффективность использования солнечных вакуумных трубчатых коллекторов в природно-климатических условиях Якутии // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2016. № 3 (56). С. 156–165. EDN: TVARMK.

Khutornoy A. N., Tsvetkov N. A., Krivoshein Yu. O. [et al.]. Effective utilization of vacuum tube solar collectors in climatic

conditions in Yakutia. *Journal of Construction and Architecture*. 2016;3(56):156–165. EDN: TVARMK. (In Russ.).

5. Агаджанов А. М., Чопанов В. Я., Якубов Я. Д. Методика определения количества вакуумных солнечных коллекторов для горячего водоснабжения в климатических условиях Марыйской области Туркменистана // Вестник Сыктывкарского университета. Сер. Естественные науки. Медицина. 2024. № 3 (31). С. 63–67. <https://doi.org/10.34130/2306-6229-2024-3-63>. EDN: DEIMQY.

Agadzhanov A. M., Chapanov V. Ya., Yakubov Ya. D. Methodology for determining the number of vacuum solar collectors for hot water supply in the climatic conditions of the Mary region of Turkmenistan. *Bulletin of Syktvykar University. Series 2. Natural Science. Medicine*. 2024;3(31):63–67. <https://doi.org/10.34130/2306-6229-2024-3-63>. EDN: DEIMQY. (In Russ.).

6. Aggarwal S., Kumar R., Lee D. [et al.]. A comprehensive review of techniques for increasing the efficiency of evacuated tube solar collectors. *Heliyon*. 2023;4(9):e15185. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e15185>.

7. Bellos E., Tzivanidis C. Alternative designs of parabolic trough solar collectors. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2019;71:81–117. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.11.001>.

8. Jowzi M., Veysi F., Sadeghi G. Experimental and numerical investigations on the thermal performance of a modified evacuated tube solar collector: Effect of the bypass tube. *Solar Energy*. 2019;183:725–737. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.03>.

9. Gad J., Gryzgoridis J. The effect of different working fluids and internal geometries on the efficiency of evacuated tube heat pipe solar collectors. *Journal of Energy in Southern Africa*. 2020;4(31):16–25. <https://doi.org/10.17159/2413-3051/2020/v31i4a8480>.

10. Харди Г. Двенадцать лекций о Рамануджане: монография / пер. с англ. А. Г. Арзамасцева. Москва: Институт компьютерных исследований, 2002. 336 с.

Khaldi G. Dvenadtsat' lektsey o Ramanudzhane / trans. from Engl. by A. G. Arzamastsev. Moscow, 2002. 336 p. (In Russ.).

11. Bergman T. L., Lavine A. S. Fundamentals of heat and mass transfer. 8th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2017. 1046 p.

12. Haaland S. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. *Journal of Fluids Engineering*. 1983;105:89–90. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3240948>.

13. Михайлов А. Г., Анисимов Ю. А. Разработка математической модели для определения оптимального угла наклона солнечных коллекторов на примере умеренно континентального климата Омской области // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 3, № 9. С. 22–29. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-3-22-29>. EDN: UGWMDV.

Mikhaylov A. G., Anisimov Yu. A. Developing a mathematical model to determine the optimal solar collector tilt angle: A case study of the temperate continental climate in the Omsk region. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(3):22–29. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-3-22-29>. EDN: UGWMDV. (In Russ.).

14. Rostami S., Hamid A. S. A., Sopian K. [et al.]. Heat transfer analysis of the flat plate solar thermal collectors with elliptical and circular serpentine tubes. *Applied Sciences*. 2022;9(12):4519. <https://doi.org/10.3390/app12094519>.

15. Комаров И. И. Разработка научно-технических решений для повышения технико-экономической эффективности перспективных энергетических установок на органическом топливе: дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2023. 367 с.

Komarov I. I. Razrabotka nauchno-tekhnicheskikh resheniy dlya povysheniya tekhniko-ekonomicheskoy effektivnosti perspektivnykh energeticheskikh ustanovok na organicheskom toplive. Moscow, 2023. 367 p. (In Russ.).

16. Финиченко А. Ю., Полозкова А. П. Комбинированный метод применения солнечного коллектора и теплового насоса в условиях низких температур // Известия Транссиба. 2022. № 1 (49). С. 103–110. EDN: NNCCWL.

Finichenko A. Yu., Polozkova A. P. Combined method of application of solar collector and heat pump under low temperature conditions. *Journal of Transsib Railway Studies*. 2022;1(49):103–110. EDN: NNCCWL. (In Russ.).

17. Giri A. V., Calota R., Nichita T. M. [et al.]. Quantifying the Energy Efficiency, Aging Effects, and Heat Losses of Flat-Plate Solar Collectors in a Temperate Climate. *Energies*. 2026;19(3):817. <https://doi.org/10.3390/en19030817>.

18. Kadam T., Pakhare S. Y., Godse A. B. Performance analysis of solar thermal collectors: A comprehensive review. *Measurement Energy*. 2025;7:100059. <https://doi.org/10.1016/j.meane.2025.100059>.

Вклад авторов:

Ю. А. Анисимов. Постановка цели и задач исследования, анализ современного состояния вопроса по методам интенсификации теплообмена в вакуумных солнечных коллекторах, разработка стационарной одномерной тепловой модели и алгоритма численного расчёта, проведение параметрических расчётов для двух климатических режимов, обработка и визуализация результатов моделирования, оценка погрешностей и интерпретация полученных данных, формулировка выводов, подготовка основного текста статьи.

А. Г. Михайлов. Обоснование выбора геометрической конфигурации (эллиптического профиля) как объекта исследования, выбор критерия теплогидравлической эффективности и методики его расчёта, верификация математической модели и оценка достоверности результатов расчёта

Authors' contribution:

Yuriy A. Anisimov. Formulation of the research aim and objectives, review of the problem in heat transfer enhancement techniques for evacuated tube solar collectors, development of the steady state one dimensional thermal model and the numerical solution algorithm, performing parametric simulations for two climatic scenarios, processing and visualisation of modelling results, assessment and interpretation of the obtained data, writing conclusions, preparation of the text of the article.

Andrey G. Mikhaylov. Justification of the elliptical absorber geometry as the object of research, selection of the thermohydraulic efficiency criterion and the corresponding calculation methodology, verification of the mathematical model and assessment of the calculated results reliability.

Информация об авторах:

АНИСИМОВ Юрий Алексеевич, аспирант кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 3854-6131

AuthorID (РИНЦ): 1320469

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-5122-9968>

e-mail: yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7337-8036

AuthorID (РИНЦ): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

e-mail: mikhailovand@yandex.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в пред-

ставленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 27.03.2026; одобрена после рецензирования 27.04.2026; принята к публикации 22.06.2026.

Information about the authors:

ANISIMOV Yuriy Alekseyevich, Postgraduate of the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 3854-6131

AuthorID (RSCI): 1320469

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-5122-9968>

e-mail: yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

MIKHAYLOV Andrey Garrievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 7337-8036

AuthorID (RSCI): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

e-mail: mikhailovand@yandex.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 27.03.2026; approved after reviewing 27.04.2026; accepted for publication 22.06.2026.