



Оптимизация функциональных характеристик первичного теплообменника отопительной системы на сверхкритическом CO₂

Рецензия эксперта на статью получена 20.02.2024 [The expert review of the article was received on February 20, 2024]

Введение

В сентябре 2023 года Правительство РФ разработало и утвердило комплексную госпрограмму «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности» [1]. Главная задача программы — поэтапное, более чем на треть, сокращение использования в России энергоресурсов на единицу продукции. Достижение этой цели, естественно, требует большего внимания к развитию сетей производства электроэнергии за счёт альтернативной генерации, включая использование ВИЭ.

В связи с этим ожидается рост использования мини-ТЭЦ в различных отраслях народного хозяйства и бизнеса, в том числе в сфере туризма. В последнее время в РФ значительно возрос спрос на культурно-познавательный, спортивный, экстремальный, лечебно-оздоровительный, экологический и другие виды туризма, что требует строительства в разных районах страны дополнительных гостиниц и домов отдыха. Следовательно, требуется и подведение дополнительных систем электропитания и отопления. В этом случае мини-ТЭЦ, обладающие свойствами мобильности и адаптации к использова-

нию в самых различных условиях эксплуатации (мини-ТЭЦ может работать на разных видах топлива), могут стать одним из решений возникающей проблемы.

Кроме того, современные мини-ТЭЦ позволяют добиваться весьма высокого КПД использования первичной энергии, в частности, путём утилизации сбросовой тепловой энергии, получаемой от работы двигателя ТЭЦ, посредством теплонасосных установок (ТНУ) [2].

Таким образом, при разработке первичного теплообменника, функционирующего в цикле ТНУ и использующего энергию выхлопных газов (например, газопоршневого ДВС), задача интенсификации процесса теплообмена между потоками горячих газов (продуктов горения природного топлива) и рабочим телом установки весьма актуальна.

Современные мини-ТЭЦ позволяют добиваться весьма высокого КПД использования первичной энергии, в частности, путём утилизации сбросовой тепловой энергии

УДК 62.685, 621.577. Научная специальность: 2.1.3 (05.23.03).

Моделирование, исследование и оптимизация в COMSOL Multiphysics функциональных характеристик первичного теплообменника отопительной системы на сверхкритическом CO₂

В. А. Сучилин, д.т.н., профессор; **А. С. Кочетков**, старший преподаватель; **Н. Н. Губанов**, старший преподаватель; **Я. А. Кочеткова**, старший преподаватель, Российский государственный университет туризма и сервиса (РГУТиС)

Современные мини-ТЭЦ позволяют добиться высокого уровня использования первичной энергии, например, энергии, получаемой от работы ДВС установки на природном газе или другом газообразном топливе. Проведённый анализ исследований подобных установок показал, что эффективность их функционирования во многом зависит от стабильности работы первичных теплообменников. Проведено моделирование, исследование и оптимизация в ПО COMSOL Multiphysics первичного теплообменника системы отопления, работающей путём рекуперации тепла выхлопных газов ДВС газовой мини-ТЭЦ. Представлены результаты структурного исполнения и функциональные характеристики термодинамических процессов в теплообменнике.

Ключевые слова: вторичные энергетические ресурсы, мини-ТЭЦ, рекуперация тепла выхлопных газов, первичный теплообменник, коэффициент теплоотдачи, система отопления, хладагент диоксид углерода, транскритический цикл, моделирование, моделирование в ПО COMSOL Multiphysics.

UDC 62.685, 621.577. Scientific specialty number: 2.1.3 (05.23.03).

Modeling, research and optimization in COMSOL Multiphysics functional characteristics of the primary heat exchanger of the heating system based on supercritical CO₂

V. A. Suchilin, Doctor of Technical Sciences, Professor; **A. S. Kochetkov**, senior lecturer; **N. N. Gubanov**, senior lecturer; **Ya. A. Kochetkova**, senior lecturer, Russian State University of Tourism and Service (RGUTIS)

Modern thermal power mini-plants make it possible to achieve a high level of primary energy use, for example, energy obtained from the operation of an internal combustion engine of an installation using natural gas or other gaseous fuels. The analysis of studies of such installations has shown that the efficiency of their operation largely depends on the stability of the primary heat exchangers. Modeling, research and optimization in COMSOL Multiphysics software of the primary heat exchanger of a heating system operating by heat recovery of exhaust gases of an internal combustion engine of a gas thermal power mini-plant has been carried out. The results of structural design and functional characteristics of thermodynamic processes in a heat exchanger are presented.

Key words: secondary energy resources, thermal power mini-plants, exhaust heat recovery, primary heat exchanger, heat transfer coefficient, heating system, carbon dioxide refrigerant, trans critical cycle, modeling in COMSOL Multiphysics.

Вопросам повышения эффективности использования сбросовой тепловой энергии технологических процессов посвящено, как за рубежом, так и у нас в стране, большое число научных и прикладных исследований. В этой области ведутся поиски рациональных структурных решений теплотехнического оборудования и оптимизации термодинамических циклов [3–5].

Для расчёта теплообменников традиционно используют основное уравнение теплообмена:

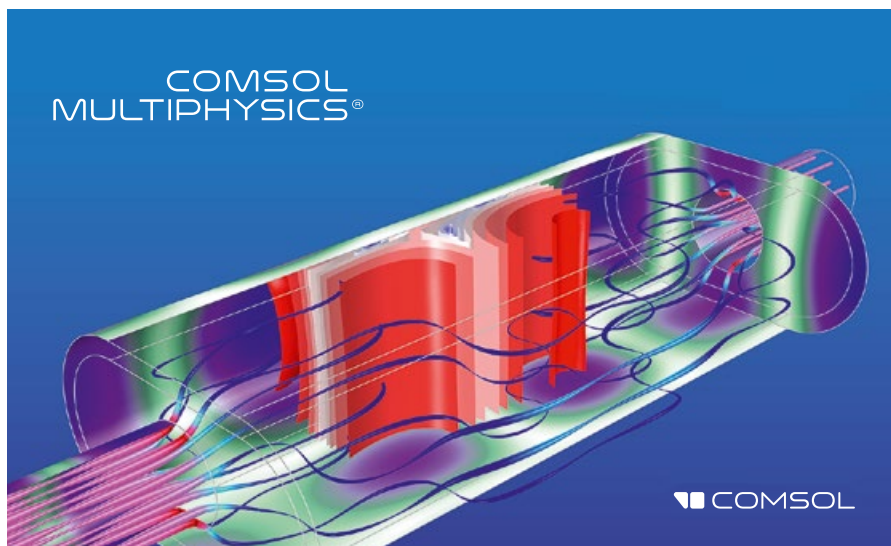
$$Q = kALMTD,$$

где Q — тепловой поток через поверхность теплопередачи; k — средний общий коэффициент теплопередачи; A — площадь поверхности теплопередачи; $LMTD$ (Log Mean Temperature Difference) — логарифмическая средняя разность температур теплоносителей [6]. Коэффициент теплопередачи k показывает, какое количество теплоты передаётся от горячего теплоносителя к холодному за 1 с через 1 м² поверхности теплопередачи при разности температур между теплоносителями, равной 1 К. Его значение зависит от ряда факторов, в том числе от вклада в общий процесс теплопереноса теплопроводности, теплового излучения, конвекции.

Перенос теплоты в жидкости происходит как бы механически, частицами потока жидкости, и поэтому определяется преимущественно конвекцией. Аналогично конвекцией определяется перенос теплоты через твёрдую стенку, омываемую с двух сторон двумя разными жидкостями, например, в теплообменных аппаратах. Интенсивность теплопередачи в обоих случаях пропорциональна разности температур, а коэффициент пропорциональности, который характеризует теплообмен между поверхностью твёрдого тела и жидкостью, называется коэффициентом теплоотдачи h . Это отношение плотности теплового потока на стенке q к разности температуры стенки T_w и объёмной температуры жидкости T_b :

$$h = \frac{q}{T_w - T_b}. \quad (1)$$

Коэффициент теплоотдачи показывает, какое количество теплоты передаётся от теплоносителя к 1 м² поверхности стенки (или от 1 м² поверхности стенки к теплоносителю) за 1 с при разности температур между теплоносителем и стенкой, равной 1 К. В отличие от общего для всей конструкции теплообменника коэффициента теплопередачи k коэффициенты теплоотдачи h_i характеризуют перенос теплоты в каждом i -м узле, где теплоноситель контактирует со стенкой.



Следует отметить, что в реальных условиях конвекция всегда сопровождается теплопроводностью. Например, в теплообменных аппаратах у поверхности стенки образуется малоподвижный пограничный динамический слой, в котором конвекция ослабляется, так как частицы жидкости или газа, быстро двигаясь в продольном сечении потока, не контактируют непосредственно со стенкой, а действуют на пограничный слой и отдают ему свою теплоту. Дальнейшая передача теплоты стенке происходит в основном путём теплопроводности в направлении нормали к поверхности стенки.

Пусть нормалью к плоскости стенки является ось y и $y = 0$ соответствует поверхности стенки. При выполнении условия прилипания (то есть при отсутствии проскальзывания) вблизи стенки образуется тонкая плёнка почти неподвижной жидкости. Следовательно, перенос теплоты в этой плёнке осуществляется исключительно за счёт теплопроводности и следует закону Фурье:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0},$$

где λ — коэффициент теплопроводности жидкости, и производная температуры T рассчитывается в неподвижном слое жидкости.

Из определения (1) следует формула для вычисления коэффициента теплоотдачи:

$$h = \frac{-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{T_w - T_b}.$$

На практике измерить толщину пограничного слоя и рассчитать градиент температуры на стенке можно только для простейших случаев теплопереноса. Широко признанным методом расчёта коэффициента теплоотдачи является исполь-

зование уравнений подобия и безразмерного числа Нуссельта [7]:

$$Nu = \frac{hd}{\lambda}, \quad (2)$$

где d — определяющий геометрический размер (например, для потока, движущегося в трубе, d — диаметр трубы). Число Nu характеризует отношение суммарного переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью (то есть теплоотдачей) к теплоте, передаваемой теплопроводностью.

Определение (2) позволяет быстро рассчитать коэффициент теплоотдачи для разных условий теплообмена, в том числе при свободной и вынужденной конвекции в задачах внешнего обтекания и при течении в каналах для объектов правильной геометрической формы (горизонтальных и вертикальных плоских поверхностей, цилиндров и сфер). При наличии эмпирической зависимости, основанной на экспериментальных данных, используют корреляцию чисел Нуссельта для расчёта коэффициента теплоотдачи для реальных деталей теплообменников.

Поскольку конвекция, при которой в переносе теплоты участвуют отдельные слои теплоносителя с разными температурами, в отличие от теплопроводности, явление макроскопическое, то конвекцией теплота переносится намного быстрее, чем теплопроводностью. Поэтому режим турбулентности способствует ускорению конвективного переноса теплоты.

Поле температуры и тепловой поток на границе взаимодействия теплоносителя и стенки остаются непрерывными. Однако температура может быстро изменяться в движущейся жидкости: у поверхности стенки температуры теплоносителя и твёрдого тела близки, но чем дальше от границы, тем ближе температура жидкости к температуре на входе в теплообменник или к температуре окружающей среды.

Слой, в котором температура жидкости изменяется от температуры стенки до температуры на входе или окружающей среды, называется «тепловым пограничным слоем». Отношение толщины динамического δ_v и теплового δ_t пограничных слоёв выражается числом Прандтля:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda},$$

здесь c_p — теплоёмкость жидкости при постоянном давлении; μ — динамическая вязкость. Число Pr характеризует подобие физических свойств теплоносителей: для того, чтобы оно было равно единице, толщины динамического и теплового пограничных слоёв должны совпадать. Для газов $Pr \approx 1$, для жидкостей $10 < Pr < 100$.

Коэффициент теплопередачи теплообменника можно вычислить через коэффициенты теплоотдачи отдельных узлов с помощью уравнения аддитивности термических сопротивлений

При вынужденной конвекции поток теплоносителя приводится в движение воздействием внешних сил или устройств (например, вентиляторов или насосов), которые преобладают над силами плавучести. В этом случае режим потока может быть охарактеризован, аналогично изотермическому потоку, числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu},$$

где ρ — плотность жидкости; u — скорость. Число Re представляет отношение инерционных и вязкостных сил. При малых значениях Re преобладают вязкостные силы, соответственно, поток ламинарный. При более высоких значениях Re силы внутреннего трения в системе невелики, благодаря чему в потоке появляются незначительные возмущения. Если значение числа Рейнольдса будет достаточно большим, поток перейдёт в турбулентный режим.

Оценить толщину динамического пограничного слоя можно с помощью числа Рейнольдса:

$$\delta_v \approx \frac{d}{\sqrt{Re}}.$$

При вынужденной теплоотдаче, когда действием силы тяжести можно пренебречь (например, при движении теплоносителей по трубам), числа Нуссельта, Прандтля и Рейнольдса связаны критерияльным алгебраическим соотношением $Nu = f(Re, Pr)$, конкретная форма которого зависит от условий течения и находится эмпирическим путём.

Таким образом, из равенства (2) можно найти коэффициенты теплоотдачи для теплообменников различной конструкции [6].

Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов:

1. Характера движения теплоносителя и его скорости. При турбулентном режиме с увеличением скорости теплоносителя толщина пограничного слоя δ_v уменьшается и h увеличивается.

2. Физических свойств теплоносителя (динамической вязкости μ , плотности ρ , теплопроводности λ , теплоёмкости c). Коэффициент теплоотдачи h увеличивается с уменьшением μ и увеличением ρ , λ и c . Поскольку физические свойства жидкостей и газов изменяются с температурой T , следовательно, значение h зависит и от T .

3. Размера и формы поверхности теплообмена, а также её обработки (гладкая, шероховатая, загрязнённая).

Коэффициент теплопередачи k теплообменника можно вычислить через коэффициенты теплоотдачи h_i отдельных узлов с помощью уравнения аддитивности термических сопротивлений [7]. Для распространённых типов теплообменников известны готовые формулы с учётом конструктивных параметров [6].

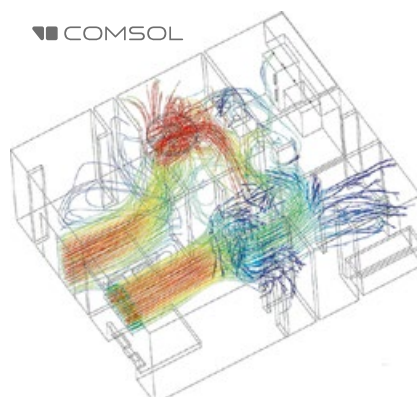
В качестве рабочего тела теплонасосной установки для рекуперации вторичной энергии газопоршневого ДВС мини-ТЭЦ рекомендуется использовать диоксид углерода (R744 по классификации хладагентов) с транскритическим переходом (цикл Ренкина) или в сверхкритическом состоянии (цикл Брайтона) [4–5, 8, 10]. Такой выбор связан с уникальными термодинамическими и экологическими свойствами этого хладагента [9, 10].

В ТНУ на сверхкритическом диоксиде углерода (sCO_2) реализуются специфические условия термодинамического цикла, при которых теплообменники в составе таких узлов, как газоохладитель (ГО), рекуператор и первичный теплообменник, функционируют при сверхкритических температуре и давлении. Для оценки эффективности этих узлов ТНУ необходимы проверенные данные о закономер-

ностях теплопередачи между хладагентом и теплоносителем (отопительной водой в ГО или выхлопными газами в первичном теплообменнике), которые можно получить моделированием протекающих в них физических процессов.

К сожалению, обычная методика при построении термодинамического цикла теплотехнического оборудования исходит из предварительно заданной логарифмической средней разности температур на входе и выходе теплообменников и найденных по алгебраическим формулам решений при анализе работоспособности оборудования (и цикла) в целом [6]. Очевидно, что тем самым задача конструктора спроектировать реальный теплообменник под заданный процесс значительно усложняется. Более рациональный процесс конструирования теплообменника должен начинаться с моделирования его функциональных характеристик на основе уравнений в частных производных и решения их методом конечных элементов (МКЭ). В итоге получается геометрия (структура) теплообменника и начальные параметры термодинамического цикла установки, удовлетворяющего поставленной задаче. Построенная математическая модель (цифровой двойник) будет служить для оценки и поддержания надёжности реальной установки в период её эксплуатации, при модернизации и совершенствовании.

В работе [9] авторами проведено моделирование в ПО COMSOL Multiphysics газоохладителя с кожухотрубчатый теплообменником, обеспечивающим температуру отопительной воды около 80°C , в ТН транскритического цикла на sCO_2 . Проблема интенсификации работы кожухотрубчатых теплообменников связана главным образом с выравниванием термических сопротивлений на противоположных сторонах теплообменной поверхности. Этого можно достичь: во-первых, систематической очисткой отложений и удалением примесей из теплоносителя; во-вторых, увеличением поверхности теплообмена, например, оребрением её со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи (в данном случае, sCO_2); в-третьих, увеличением коэффициента теплоотдачи за счёт оптимизации гидродинамики потока sCO_2 . Последнее приведёт к выравниванию скоростей и температур в сечении потока теплоносителя, то есть к уменьшению термического сопротивления его пограничного слоя со стороны потока sCO_2 , а именно сопротивление пограничного слоя является главным фактором, снижающим интенсивность теплопередачи.



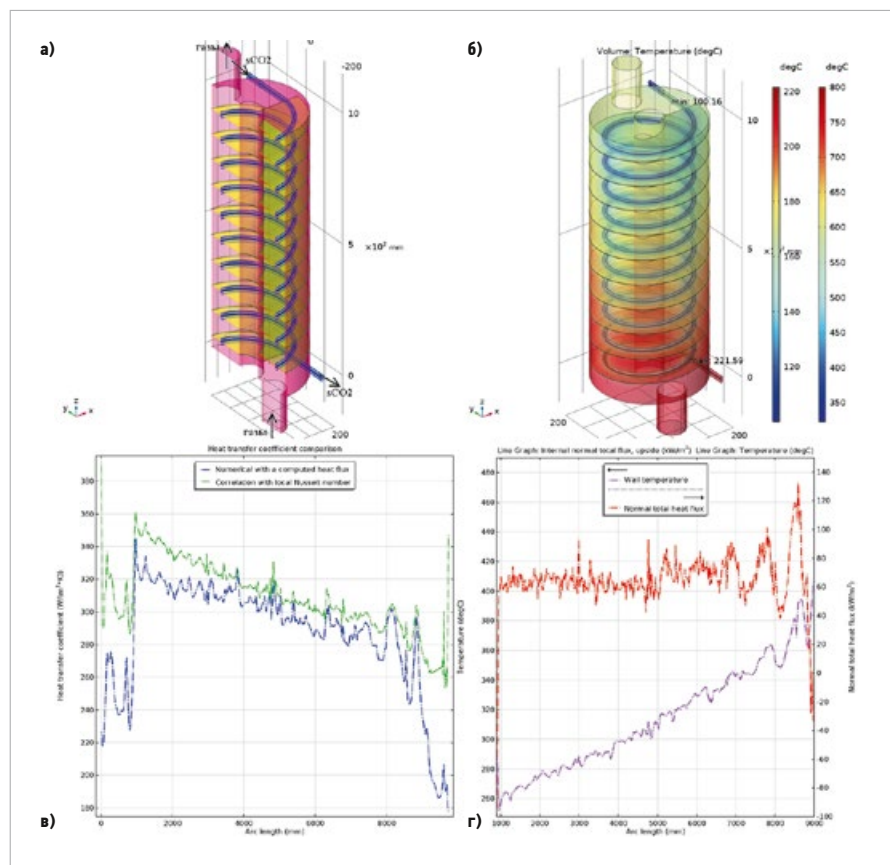


Рис. 1. Геометрия и функциональные характеристики трубчатого змеевикового теплообменника (а — кожух и змеевик с винтом-вставкой, входными и выходными отверстиями (сечение в плоскости yOz); б — стационарное распределение температур хладагента в теплообменнике и выхлопных газов в кожухе; в — сравнение распределений по длине верхней трубки змеевика коэффициента теплоотдачи, вычисленного двумя способами; г — то же для температуры стенки змеевика и плотности теплового потока на ней]

Также теплообмен значительно улучшается при ликвидации застойных зон в межтрубном пространстве со стороны отопительной воды и за счёт искусственного воздействия на разделяющую поверхность элементами, взвихряющими и разрушающими внутренний пограничный слой. Это различного рода вставки (спирали, диафрагмы, диски) и насадки (кольца, шарики), помещаемые в трубу.

Другим видом теплообменников в ТН на sCO_2 являются спиральные теплообменники в виде трубчатого змеевика. Зависимости их характеристик от расположения (горизонтальное или вертикальное), геометрических параметров спирали и различных вставок интенсивно изучается [11–13]. Однако в большинстве работ эти теплообменники рассматриваются в составе ГО или рекуператора, но не первичного теплообменника.

В работе [10] авторами проведено моделирование в ПО COMSOL Multiphysics газоохладителя спирального теплообменника, размещённого в выхлопной трубе ДВС мини-ТЭЦ, и показано, что теплообмен с потоками выхлопных газов позволяет нагревать хладагент R744 до температуры $300^\circ C$, необходимой для обеспечения работоспособности ТНУ по циклу Ренкина.

При этом было сделано допущение, что геометрия модели и поток выхлопных газов полностью осесимметричны, и использовался интерфейс 2D axisymmetric с отдельными граничными условиями конвективного теплового потока на внутренних границах каждого витка змеевика. Однако для вычисления коэффициента теплоотдачи на всей поверхности теплообменника и оптимизации его функциональных характеристик необходимо провести дополнительное исследование в 3D-постановке.

Все отмеченные выше факторы повышения интенсивности теплообменников были учтены при моделировании функциональных характеристик разрабатываемого первичного теплообменника.

Исследуемая модель и результаты

В первичном теплообменнике с передачей теплоты от выхлопных газов в межтрубном пространстве к жидкости в трубчатом змеевике (в данном случае сверхкритическому sCO_2) коэффициент теплоотдачи с наружной стороны труб оказывается примерно на порядок меньше, чем с внутренней стороны [7]. Для интенсификации теплоотдачи со стороны менее эффективного теплоносителя в конструкцию теплообменника добавлена вставка,

имеющая форму винта Архимеда с образующей поверхностью — частью прямого геликоида, ограниченной двумя соосными цилиндрами диаметрами d_1 и d_2 , соответственно.

Внутренняя и внешняя стенки кожуха глушителя образованы соосными цилиндрами тех же диаметров, так что его центральная часть представляет собой полую трубу. Винт-вставка помещается вертикально в глушитель таким образом, что его боковые грани плотно прилегают к внутренней и внешней стенкам кожуха. К нижнему и верхнему торцам глушителя присоединены патрубки для подачи и отвода газов из выхлопной трубы ДВС мини-ТЭЦ. Таким образом, потоки выхлопных газов движутся по направлению «снизу-вверх» вдоль направляющей винтовой поверхности, что создаёт их завихрение и усиливает давление на стенки теплообменника. Первичный теплообменник состоит из двух одинаковых спиральных змеевиков, идущих вдоль верхней и нижней поверхностей винта-вставки с теми же шагом l и числом витков N . Тепловой контакт спиралей теплообменника с винтом обеспечен спайкой в зоне их касания. Движение sCO_2 внутри трубок, закрученных по спирали, также сопровождается завихрением и увеличением давления потоков sCO_2 на внутренние стенки [11].

Проведено моделирование и исследование функциональных характеристик данного первичного теплообменника в ПО COMSOL Multiphysics. Результаты моделирования представлены на рис. 1. Геометрия теплообменника в виде парного трубчатого змеевика с винтом-вставкой, размещённого в кожухе глушителя ДВС показана на рис. 1а сечением плоскостью yOz .

Параметрическая форма задания поверхности винта:

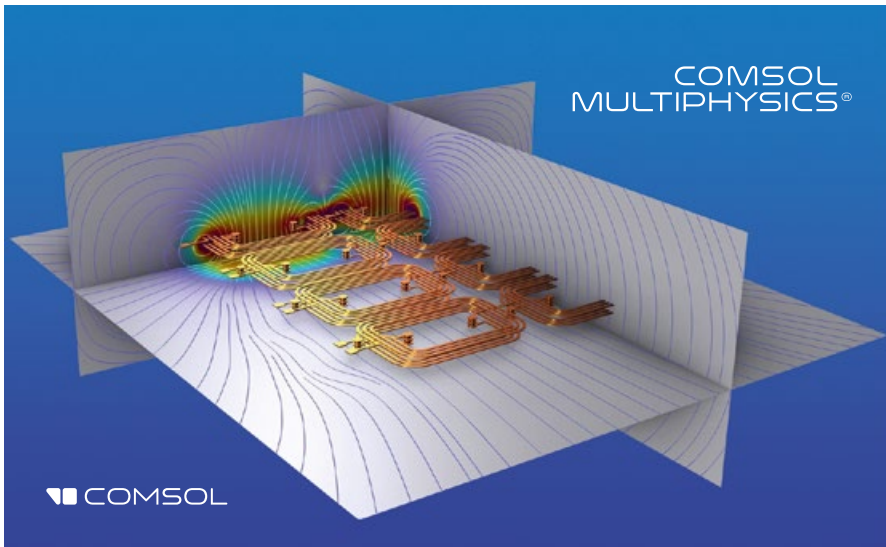
$$x = s_1 \cos\left(\frac{2\pi t}{l}\right);$$

$$y = s_1 \sin\left(\frac{2\pi t}{l}\right);$$

$$z = s_2,$$

где $d_1/2 \leq s_1 \leq d_2/2$, $0 \leq s_2 \leq Nl$ — безразмерные параметры. В данной модели $d_1 = 0,1$, $d_2 = 0,4$, $l = 0,096$, $N = 10$, что даёт десять витков винтовой поверхности с шагом $0,096$ м и общей высотой $0,96$ м.

Трубчатая спиральная поверхность змеевика имеет те же шаг и количество витков, диаметр спирали $D = 0,3$ м, диаметр трубки $d = 12,5$ мм, толщина $1,25$ мм. На входе и выходе из кожуха глушителя спиральный змеевик продолжается отрезками прямых труб длиной $0,2$ м.



Внутренний диаметр кожуха глушителя $d_1 = 0,1$ м, внешний — $d_2 = 0,4$ м. Высота глушителя $H = 1$ м, винт-вставка толщиной 2,5 мм отстоит от его торцов на 18,75 мм. Торцевые цилиндрические патрубки имеют диаметр 0,1 м и высоту 0,15 м.

Материал кожуха — конструкционная сталь, винта-вставки — алюминий, трубок змеевика — медь. В библиотеке материалов COMSOL отсутствуют данные о свойствах CO_2 в сверхкритическом состоянии. Поэтому теплофизические свойства sCO_2 такие, как вязкость, плотность, теплопроводность, теплоёмкость, были сгенерированы на основе базы данных Национального института стандартов и технологий (NIST) [14] и импортированы в COMSOL как табличные функции температуры и давления.

Параметры входного потока sCO_2 соответствуют модели теплонасосных установок с циклом Ренкина из работы [10]: $T_1 = 100,2^\circ\text{C}$, $P_1 = 31$ МПа, $\dot{m} = 3600$ кг/ч. Параметры потока выхлопных газов определяются по характеристикам газопоршневого двигателя MAN E3262 LE232, широко используемого в современных мини-ТЭЦ [15]. Число цилиндров $n = 12$, рабочий объём цилиндра $V = 25,78$ л, частота вращения двигателя $\nu = 1500$ об/мин. Тогда объёмный расход потока газов составит $\dot{V} = nV\nu/2 = 0,32228$ м³/с. Давление после выпускного коллектора равно 1 бар, температура газов на входе в глушитель составляет 800°C .

Физическая модель конвективного теплообмена между потоками выхлопных газов и sCO_2 через стенки трубок змеевика и винта-вставки основывается на интерфейсах Turbulent Flow, $k-\epsilon$ и Heat Transfer in Fluids. Из-за большой разницы давлений потоки в смежных доменах задаются независимо друг от друга, каждый в рамках своего интерфейса турбу-

лентного потока с разными условиями сжимаемости. Для CO_2 выбрано условие «сжимаемый поток», так как его свойства существенно изменяются в зависимости от давления и температуры. Для выхлопных газов на первом этапе решения принято условие несжимаемого потока с приближением Буссинеска, при котором теплофизические свойства зависят от референсных значений температуры и давления, указанных в интерфейсе, что упрощает расчёт. Стационарное уравнение теплопередачи, общее для смежных доменов, содержит в левой части слагаемые, выражающие перенос тепла конвекцией и теплопроводностью, а в правой части — слагаемые, учитывающие как источник тепла работу давления Q_p и вязкостных сил Q_{vd} :

$$\rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q + Q_p + Q_{vd}, \quad (3)$$

здесь $\mathbf{q} = -k \nabla T$, $Q_p = \alpha_p T \mathbf{u} \cdot \nabla p$, где коэффициент теплового расширения жидкости:

$$\alpha_p = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p.$$

На первом этапе решения мы не учитываем естественную конвекцию, вызванную силой плавучести, которая возникает из-за температурных градиентов. Поэтому действием силы тяжести можно пренебречь. Теплообменник может работать как в прямоточном, так и в противоточном режимах. Далее рассматривается направление потока sCO_2 сверху вниз, то есть противоположно направлению выхлопных газов. Поток sCO_2 делится поровну между верхним и нижним змеевиком.

На рис. 16 приведено распределение температур установившихся потоков выхлопных газов и хладагента в области теплопередачи, соответствующее стационарному решению. Видно, что температура sCO_2 увеличивается по мере про-

хождения потока хладагента по змеевику: от $100,16^\circ\text{C}$ на входе в верхний (первый) виток до максимума $221,59^\circ\text{C}$ на нижнем (десятом) витке. При этом температуры на выходе теплообменника вне кожуха равны $209,37$ и $210,3^\circ\text{C}$ для верхней и нижней трубки, соответственно. Таким образом, нагрев рабочего тела в теплообменнике не достигает необходимой для обеспечения рабочего цикла ТНУ температуры 300°C .

По результатам моделирования в COMSOL можно рассчитать плотность теплового потока q на стенке змеевика, температуру стенки T_w и объёмную температуру хладагента T_b . В то же время для змеевика теплообменника число Нуссельта при вынужденной конвекции можно вычислить по формуле [11]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(1 + 3,54 \frac{d}{D} \right). \quad (4)$$

Это даёт возможность сравнить значения коэффициента теплоотдачи, найденные двумя способами. На рис. 1в даны распределения коэффициента теплоотдачи h , вычисленного по определению (1) через плотность теплового потока (синяя линия) и по формуле (2) с помощью числа Нуссельта:

$$h = \frac{Nu d}{\lambda}$$

(зелёная линия) по длине верхней трубки змеевика в направлении потока sCO_2 , то есть по направлению «сверху-вниз». Хорошо заметна корреляция этих величин на всех участках змеевика: резкие скачки с большой амплитудой на переходе от входного прямого отрезка трубки к спирали, нерегулярные колебания на витках спирали змеевика с убыванием среднего значения от максимума $360\text{--}345$ Вт/(м²·К) в начале до минимума $264\text{--}238$ Вт/(м²·К) в конце и резкие скачки на переходе к прямому отрезку на выходе. Для характеристики теплоотдачи поверхности змеевика существенным является только значение h на участке от 1,0 до 9,0 м, где параметры потока sCO_2 становятся устойчивыми. На этом отрезке два способа вычисления h дают близкие значения, что подтверждает точность моделирования.

Поскольку массовый расход и давление хладагента на входе заданы постоянными, а изменения теплофизических характеристик sCO_2 в потоке достаточно плавные, колебания величины h вызваны высокой турбулентностью выхлопных газов с нерегулярными скачками величины теплового потока. На рис. 1г показаны распределения температуры стенки змеевика T_w (розовая линия) и плотности теп-

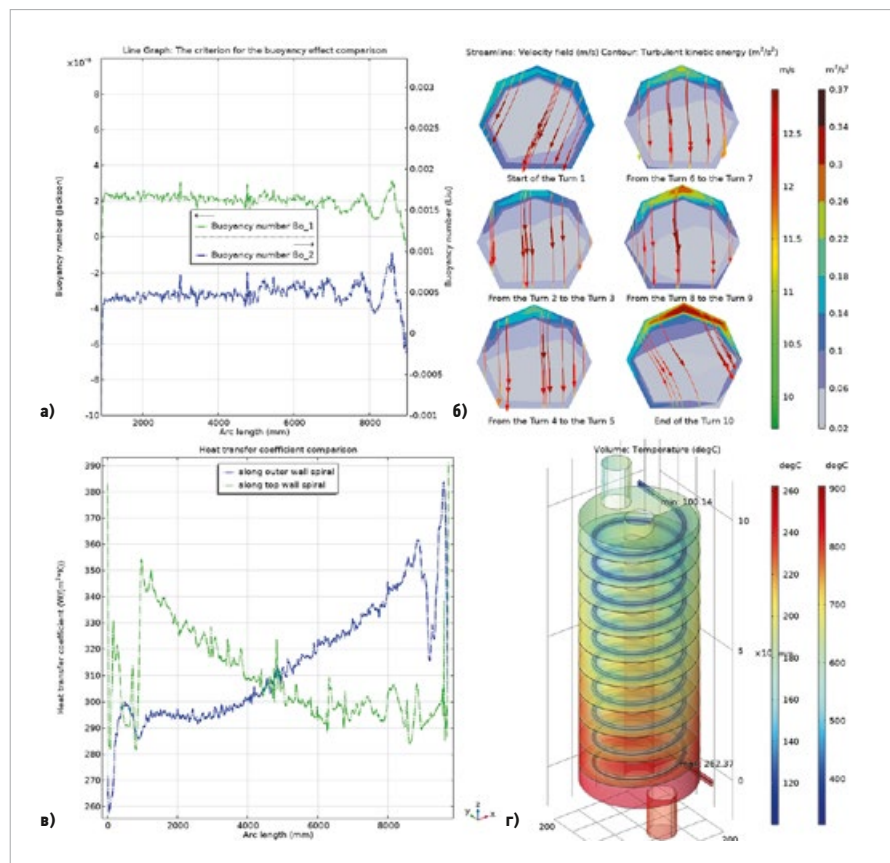


Рис. 2. Влияние естественной конвекции на функциональные характеристики теплообменника [а — сравнение распределений двух вариантов числа плавучести по длине верхней трубки змеевика; б — проекции векторного поля скорости sCO_2 на сечения змеевика в плоскости uOz справа от центральной оси и распределение кинетической энергии турбулентности там же; в — сравнение распределений коэффициента теплоотдачи вдоль верхней и внешней боковой стенки змеевика; г — стационарное распределение температур хладагента в теплообменнике и выхлопных газов в кожухе]

лового потока q на ней (красная линия) в направлении движения sCO_2 («сверху-вниз»). Видно, что величина q колеблется с высокой частотой около медленно возрастающей кривой средних значений от 60 до 80 кВт/м², а температура стенки аналогичным образом возрастает от 250 до 400 °C.

Дальнейшее моделирование связано с учётом действия сил гравитации и плавучести. При естественной конвекции движение жидкости обусловлено самим процессом теплообмена из-за разности температур в потоке.

Число Грасгофа Gr показывает отношение сил вязкости к произведению силы плавучести, определяемой разностью плотностей в различных точках неизолированного потока, и силы инерции [7]. Для потока хладагента в трубке теплообменника [12]:

$$Gr = g \frac{\rho_b(\rho_b - \rho_w)d^3}{\mu_b^2}, \quad (5)$$

где нижние индексы b и w при обозначениях физических свойств указывают, что они рассчитываются по объёмной температуре T_b и по температуре стенки T_w , соответственно. В зависимости от относительной величины силы плавучести

вклад естественной конвекции в теплообмен является неоднозначным и может приводить к противоположным результатам. Его можно связать с «числом плавучести» Bo , различные выражения для которого неоднократно предлагались разными авторами. В данной работе сравниваются традиционная формула [11]:

$$Bo_1 = \frac{Gr}{Re^{3,425} Pr^{0,8}} \quad (6)$$

и уточнённая [13]:

$$Bo_2 = \frac{Gr}{Re^{2,625} Pr^{0,4}} \sqrt{\frac{\rho_b}{\rho_w} \frac{\mu_w}{\mu_b}}. \quad (7)$$

Согласно критерию 1 [11], если $Bo_1 < 4 \times 10^{-8}$, то эффект плавучести невелик, а естественная конвекция недостаточно сильна, чтобы положительно влиять на теплообмен. Таким образом, вынужденная конвективная теплопередача является доминирующей внутри трубки змеевика. В этом случае уменьшение плотности sCO_2 из-за нагрева возле внутренней стенки создаёт неравномерное «тепловое ускорение» в жидкости и приводит к нарушению турбулентности в пристеночном слое и ухудшению теплопередачи. С увеличением Bo_1 сила плавучести возрастает, и естественная

конвекция начинает оказывать положительное влияние на теплообмен. Но при $4 \times 10^{-8} < Bo_1 < 8 \times 10^{-7}$ рост теплопередачи, вызванный естественной конвекцией, не может полностью компенсировать ухудшение теплопередачи из-за нарушения турбулентности. Если $Bo_1 > 8 \times 10^{-7}$, естественная конвекция полностью развивается, и нарушение турбулентности вблизи стенки подавляется, что приводит к улучшению теплопередачи. В то же время уточнённый критерий 2 [13] устанавливает для Bo_2 пороговое значение $1,3 \times 10^{-5}$, ниже которого действием силы плавучести можно пренебречь.

На рис. 2 показано влияние естественной конвекции на функциональные характеристики предложенного теплообменника. На рис. 2а даны распределения числа плавучести Bo_1 , вычисленного по определению (6) (зелёная линия), и Bo_2 по определению (7) (синяя линия) по длине верхней трубки змеевика в направлении потока sCO_2 . Видно, что на отрезке от 1,0 до 9,0 м, где параметры потока sCO_2 становятся устойчивыми, $Bo_1 < 4 \times 10^{-8}$, но $Bo_2 > 10^{-4}$. Следовательно, в данном случае влияние силы плавучести на теплообмен отрицательное, а естественная конвекция не создаёт вторичной турбулентности вблизи стенок.

Это объясняется тем, что температура и давление sCO_2 в первичном теплообменнике намного выше критических и свойства сверхкритической жидкости однородны по всему сечению потока, включая пристеночные зоны.

На рис. 2б проекции векторного поля скорости хладагента вдоль оси y показаны для некоторых из сечений змеевика плоскостью xOz справа от центральной оси: в начале первого витка, на стыке второго и третьего, четвёртого и пятого, шестого и седьмого, восьмого и девятого витков, и в конце десятого витка. Легенда графика соответствует полной средней скорости, хотя проекция y -компоненты скорости равна нулю. Также дано распределение кинетической энергии турбулентности в указанных сечениях. Видно, что на входе в первый виток и на выходе из последнего направление потока sCO_2 следует за изменением кривизны трубки змеевика, а в промежуточных сечениях линии скорости отклоняются под действием центробежной силы. В этих сечениях наибольшая средняя скорость (до 12,9 м/с) достигается в середине трубки, а на её внешней стороне скорость течения выше, чем на внутренней. Таким образом, на x -компоненту скорости течения влияет преимущественно центробежная сила, но не сила плавучести.

Распределение кинетической энергии турбулентности показывает её рост от середины сечения ($0,01 \text{ м}^2/\text{с}^2$) к границам с увеличением наибольших значений от $0,14 \text{ м}^2/\text{с}^2$ в начале первого витка до $0,37 \text{ м}^2/\text{с}^2$ в конце последнего. При этом зона наибольшей турбулентности сосредоточена у верхней границы сечения, то есть вверху трубки змеевика. При увеличении объёмной температуры sCO_2 на каждом витке область максимальной z -компоненты скорости движется к верхней стенке трубки из-за плавучести, которая толкает нагретую жидкость вверх. Высокая турбулентность в пристеночном слое усиливает теплопередачу, но и температура верхней стенки выше, чем в других областях, что может уменьшить коэффициент теплоотдачи. Таким образом, сила плавучести оказывает комбинированное влияние на конвекцию вблизи верхней стенки трубки, и оценить его можно, сравнив коэффициенты теплоотдачи на верхней и боковой стенках змеевика.

На рис. 2в приведены распределения коэффициента теплоотдачи h , вычисленного по определению (1) вдоль верхней стенки (зелёная линия) и вдоль внешней боковой стенки (синяя линия), по длине верхней трубки змеевика в направлении потока sCO_2 , то есть «сверху-вниз». Видно, что при близости средних значений с минимумом около $290 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и максимумом около $360 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ графики выражают противоположные изменения. Убывание коэффициента h вдоль верхней стенки объясняется ростом температуры T_w из-за контакта с более нагретой жидкостью, вызванного силой плавучести. Возрастание коэффициента h вдоль внешней боковой стенки объясняется действием центробежной силы на пристеночный слой. Таким образом, действие сил гравитации и плавучести оказывает существенное влияние на характеристики модели и должно быть учтено в решении.

На втором этапе решения в качестве начальных значений для уравнения (3) использованы данные предыдущего исследования. Для выхлопных газов принято условие слабо сжимаемого потока, позволяющее учесть естественную конвекцию. На рис. 2г приведено распределение температур установившихся потоков выхлопных газов и хладагента в области теплопередачи, соответствующее стационарному решению. Видно, что температура sCO_2 увеличивается по мере прохождения потока хладагента по змеевику: от $100,14^\circ\text{C}$ на входе в первый виток до максимума $262,37^\circ\text{C}$ на нижнем (десятом) витке. При этом температуры на выходе теплообменника вне кожуха равны

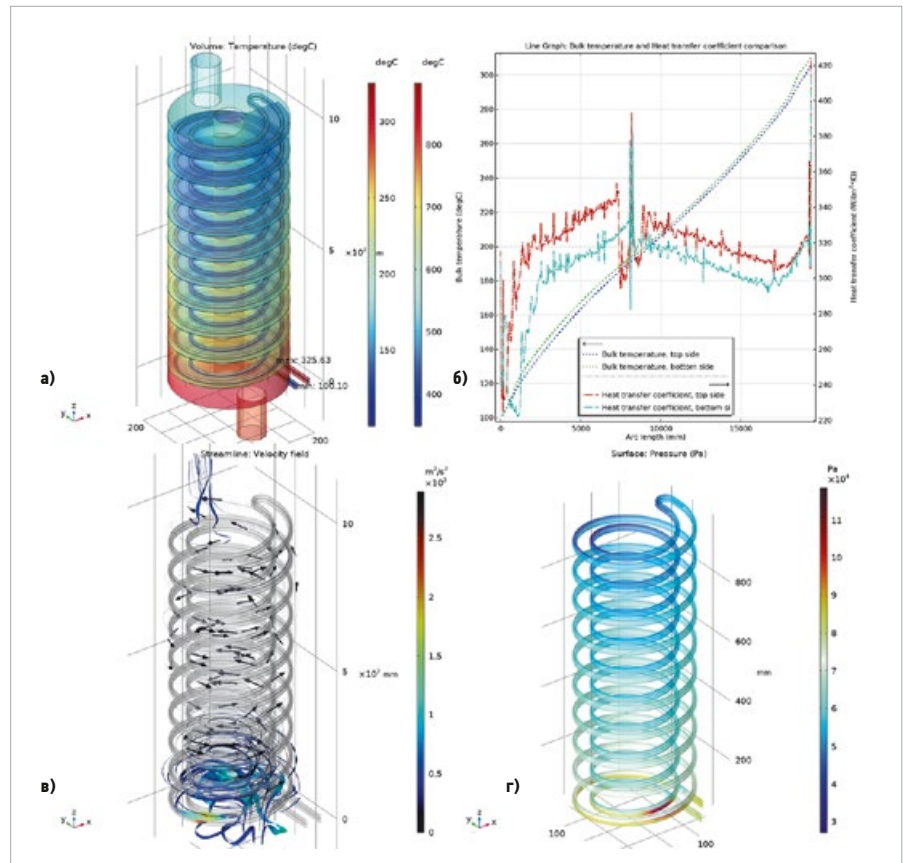


Рис. 3. Функциональные характеристики оптимизированного теплообменника [а — стационарное распределение температур хладагента в теплообменнике и выхлопных газов в кожухе; б — сравнение распределений объёмной температуры и коэффициента теплоотдачи вдоль верхней и нижней спирали змеевика; в — линии потока и поле скорости выхлопных газов пропорционально кинетической энергии турбулентности; г — давление выхлопных газов на стенки змеевика]

$245,78$ и $248,12^\circ\text{C}$ для верхней и нижней трубки, соответственно. Таким образом, нагрев рабочего тела всё ещё недостаточен для обеспечения рабочего цикла ТНУ, и необходима оптимизация конструкции теплообменника.

Предложенная конструкция теплообменника позволяет варьировать такие параметры трубчатого змеевика, как диаметр спирали, диаметр и толщину трубки, не изменяя шаг и число витков. При этом не нарушается связь с винтом-вставкой, составляющим каркас теплообменника. Вместе с тем возможно и увеличение общей длины змеевика за счёт добавления на поверхности винта вставки дополнительных витков спирали. Например, на верхней поверхности можно разместить две соосные спирали разных диаметров, соединив их в общий контур петель в верхней части кожуха глушителя. Аналогично на нижней поверхности размещается вторая пара спиралей, образующих второй контур, так что общая длина змеевика увеличивается почти вдвое по сравнению с исходным вариантом.

Геометрия модели оптимизированного теплообменника, в отличие от исходного, включает две пары трубчатых спиральных поверхностей с диаметрами $D_1 = 0,25 \text{ м}$ и $D_2 = 0,35 \text{ м}$. Остальные параметры совпадают с исходными. Нижние витки

сдвоенного спирального змеевика продолжают отрезками прямых трубок длиной $0,2 \text{ м}$, так что вход и выход из кожуха глушителя находятся на одном уровне. Теплообменник сочетает прямоточный и противоточный режим движения теплоносителей. Далее рассматривается вариант с движением потока sCO_2 от входа в кожух по направлению «снизу-вверх» по внутренней спирали меньшего диаметра, то есть в направлении выхлопных газов, и возвратным движением «сверху-вниз» по внешней спирали, то есть противоположно направлению выхлопных газов. Поток sCO_2 делится поровну между змеевиками на верхней и на нижней поверхностях винта-вставки.

Уравнение (3) решается с прежними начальными условиями с учётом естественной конвекции, как для потока sCO_2 , так и для выхлопных газов.

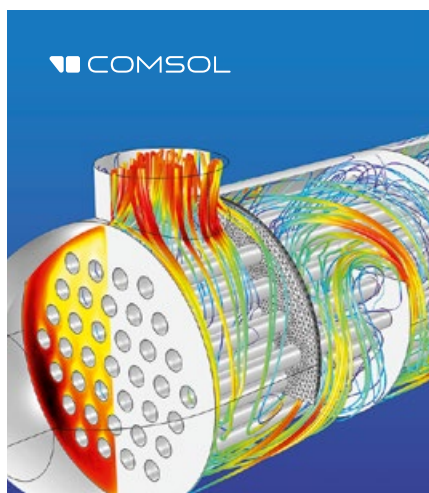
На рис. 3 показан результат оптимизации первичного теплообменника. На рис. 3а приведено стационарное распределение температур выхлопных газов и хладагента в области теплопередачи. Видно, что температура sCO_2 растёт от $100,1^\circ\text{C}$ на входе в первый (нижний) виток внутренней спирали до максимума $325,63^\circ\text{C}$ на выходе из десятого (нижнего) витка внешней спирали. При этом температуры на выходе теплообменника из ко-

жуха равны 305,41 и 310,0 °C для верхней и нижней части, соответственно. Таким образом, рабочее тело ТНУ нагревается до необходимой температуры.

На рис. 3б сравниваются распределения объёмной температуры sCO_2 в верхней (синяя линия) и нижней (зелёная линия) спиралях змеевика и коэффициента теплоотдачи вдоль верхней (красная линия) и нижней (голубая линия) спиралей. Видно, что температура изменяется синхронно в обеих частях теплообменника с небольшим превышением в нижней части, что обеспечивает равномерный нагрев хладагента и нужную температуру суммарного потока. Напротив, коэффициент теплоотдачи вдоль верхней спирали выше, что объясняется большей плотностью теплового потока на верхней части теплообменника. Скачок в середине графика соответствует переходу с внутренней спирали на внешнюю и не должен учитываться при вычислении среднего значения коэффициента.

На рис. 3в показаны линии потока и поле скорости выхлопных газов вдоль поверхности змеевика. Ширина линий пропорциональна кинетической энергии турбулентности, шкала которой составляет легенду графика. Видно, что турбулентность потока резко возрастает на входе в каналы, образованные винтом-вставкой, с наибольшим значением энергии $2,9 \times 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$ на первом витке змеевика. Вторичный рост турбулентности отмечается на выходе из винтовых каналов. Этим объясняются резкие скачки величин плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи в начале и в конце змеевика (рис. 1в, 1г, 2в и 3б).

На рис. 3г показано давление выхлопных газов на стенки змеевика. Видно, что область наибольшего давления (до $1,2 \times 10^5 \text{ Па}$) также приходится на его нижние витки, вызывая скачки характеристик теплообменника. Таким образом,



их нужно определять участках от 1,0 до 7,5 м и от 8,5 до 18 м, где параметры потоков становятся устойчивыми.

Заключение

1. В связи с ростом интереса и развитием различных видов внутреннего туризма необходимо строительство новых гостиниц и домов отдыха. Следовательно, потребуется подведение дополнительных систем электропитания и отопления. Решение возможно за счёт мини-ТЭЦ, которые позволяют достичь высокого КПД использования первичной энергии, в частности, путём утилизации сбросовой тепловой энергии, получаемой от работы двигателя ТЭЦ, применяя её в теплонасосных установках.

2. При разработке первичного теплообменника, функционирующего в цикле ТНУ и использующего энергию выхлопных газов, например, газопоршневого

Использование при моделировании функциональных характеристик процесса теплопередачи первичного теплообменника критериев подобия позволило осуществить оптимизацию процесса теплопередачи в первичном теплообменнике

ДВС, весьма актуальной является задача интенсификации процесса теплообмена между потоками горячих газов (продуктов горения природного топлива) и sCO_2 как рабочим телом установки.

3. Проведено моделирование и исследование принципиально новой структурной схемы первичного теплообменника в ПО COMSOL Multiphysics на основе уравнений k - ϵ -модели турбулентности и теплопередачи в жидкостях с использованием обширной научной базы, заложенной в интерфейсах и библиотеках COMSOL Multiphysics.

4. Показано, что рациональная форма первичного теплообменника со вставкой в форме винта Архимеда и трубчатыми змеевиками на его сторонах сообщает потокам выхлопных газов ДВС мини-ТЭЦ движение вдоль направляющей винтовой поверхности, что создаёт их завихрение и усиливает давление на стенки теплообменника. Аналогичные эффекты обеспечиваются и для потоков sCO_2 в трубчатом змеевике, что позволяет решить ключевые вопросы эффективности функционирования подобных теплообменников.

5. Использование при моделировании функциональных характеристик процесса теплопередачи первичного теплообменника критериев подобия Нуссельта, Прандтля, Рейнольдса, Грасгофа (отражающих, соответственно: теплоотдачу через стенку с учётом совместного действия конвекции и теплопроводности; роль пограничных слоёв вблизи стенки в теплопередаче; влияние турбулентного режима потоков в теплообменнике на теплопередачу; роль отношения сил вязкости и плавлучести в конвекции потока sCO_2 и, следовательно, в теплообмене через стенку) позволило осуществить оптимизацию процесса теплопередачи в первичном теплообменнике и получить искомые температурные параметры sCO_2 на выходе из теплообменника. ●

- Об утверждении комплексной государственной программы Российской Федерации «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности»: Постановление Правительства РФ от 09.09.2023 №1473.
- Мини-ТЭЦ (типы, области применения). Газотурбинные мини-ТЭЦ [Электр. текст]. Режим доступа: gigavat.com. Дата обрац.: 14.02.2024.
- Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S., Delpech B., Chauhan A., Tassou S.A. Waste heat recovery technologies and applications. Thermal Science and Engineering Progress. 2018. Vol. 6. Pp. 268–289.
- Alsagri A.S., Chiasson A.D. Thermodynamic analysis and multi-objective optimizations of a combined recompression sCO_2 Brayton cycle — tCO_2 Rankine cycles for waste heat recovery. International Journal of Current Engineering and Technology. 2018. Vol. 8. No. 3. Pp. 541–548.
- Rogalev N., Rogalev A., Kindra V., Zlyvko O., Bryzgunov P. Review of closed sCO_2 and semi-closed oxy-fuel combustion power cycles for multi-scale power generation in terms of energy, ecology and economic efficiency. Energies. 2022. Vol. 15. Issue 23.
- Kharaji Sh. Heat exchanger design and optimization. Web-source: intechopen.com. Access date: February 14, 2024.
- Виноградов С.Н., Таранцев К.В., Виноградов О.С. Выбор и расчёт теплообменников: учеб. пособие. — Пенза: ПГУ, 2001. 100 с.
- Очков В.Ф. Цикл турбинной установки на сверхкритическом CO_2 [Электр. текст]. Расчётный сервер НИУ «МЭИ». Режим доступа: twt.mpei.ac.ru. Дата обрац.: 14.02.2024.
- Сучилин В.А., Кочетков А.С., Губанов Н.Н. Моделирование и исследование в программном обеспечении Aspen HYSYS и COMSOL Multiphysics функциональных характеристик теплового насоса для объектов социальной инфраструктуры // Журнал СОК. 2023. №4. С. 60–67.
- Сучилин В.А., Кочетков А.С., Кочеткова Я.А. Моделирование и исследование в ПО Aspen HYSYS и COMSOL Multiphysics системы отопления путём рекуперации вторичных энергоресурсов технологических процессов // Журнал СОК. 2023. №6. С. 36–43.
- Zhang W., Wang Sh., Li Ch., Xu Ji. Mixed convective heat transfer of CO_2 at supercritical pressures flowing upward through a vertical helically coiled tube. Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 88. Pp. 61–70.
- Zhang Sh., Xiao Ch., Gong D., Huo E. The role of buoyancy and thermal acceleration in heat transfer deterioration and thermal oscillation for the CO_2 around pseudo-critical region. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2024. Vol. 218.
- Liu Xi., Li Sh., Liu L., He Ch., Sun Zh., Özdemir F., Aziz M., Kuo Po-Ch. Research progress on convective heat transfer characteristics of supercritical fluids in curved tube. Energies. 2022. Vol. 15. Issue 22.
- NIST Reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP). Web-source: nist.gov. Access date: February 14, 2024.
- ГПУ-250 (газопоршневая электростанция MAN 250) [Электр. текст]. ООО «Новая энергия». Режим доступа: gen-newenergy.ru. Дата обрац.: 14.02.2024.

References — see page 79.

Modeling, research and optimization in COMSOL Multiphysics functional characteristics of the primary heat exchanger of the heating system based on supercritical CO₂. Pp. 70–77.

Vladimir A. Suchilin, Doctor of Technical Sciences, Professor; **Alexander S. Kochetkov**, senior lecturer; **Nikolay N. Gubanov**, senior lecturer; **Yana A. Kochetkova**, senior lecturer, Russian State University of Tourism and Service (RGUTS)

1. *Ob utverzhdenii kompleksnoj gosudarstvennoj programmy Rossijskoj Federatsii "Jenergoberezhenie i povyschenie jenergeticheskoy jeffektivnosti"* [On the approval of the "Energy saving and increasing energy efficiency" Integrated State Program of the Russian Federation]. *Postanovlenie Pravitel'stva RF ot 09.09.2023 №1473* [Decree of the Government of the Russian Federation No. 1473 of September 9, 2023]. [In Russian]
2. *Mini-TjeTs (tipy, oblasti primeneniya). Gazoturbinnye mini-TjeTs* [Thermal power mini-plants (types, areas of application). Gas turbine thermal power mini-plants]. Web-source: gigavat.com. Access date: February 14, 2024. [In Russian]
3. H. Jouhara, N. Khordehghah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, S.A. Tassou. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 6. Pp. 268–289.
4. A.S. Alsagri, A.D. Chiasson. Thermodynamic analysis and multi-objective optimizations of a combined recompression sCO₂ Brayton cycle — tCO₂ Rankine cycles for waste heat recovery. *International Journal of Current Engineering and Technology*. 2018. Vol. 8. No. 3. Pp. 541–548.
5. N. Rogalev, A. Rogalev, V. Kindra, O. Zlyvko, P. Bryzgunov. Review of closed sCO₂ and semi-closed oxy-fuel combustion power cycles for multi-scale power generation in terms of energy, ecology and economic efficiency. *Energies*. 2022. Vol. 15. Issue 23.
6. Sh. Kharaji. Heat exchanger design and optimization. Web-source: intechopen.com. Access date: February 14, 2024.
7. S.N. Vinogradov, K.V. Tarantsev, O.S. Vinogradov. *Vybor i raschet teploobmennikov* [Choosing and calculating heat exchangers: A textbook]. Penza. PGU [Penza State University]. 2001. 100 p. [In Russian]
8. V.F. Ochkov. *Tsikl turbinnoy ustanovki na sverkhkriticheskom CO₂* [Turbine plant cycle on supercritical CO₂]. *Raschetnyj server NIU MPEI* [The calculated server of the Moscow Power Engineering Institute] Web-source: twt.mpei.ac.ru. Access date: February 14, 2024. [In Russian]
9. V.A. Suchilin, A.S. Kochetkov, N.N. Gubanov. *Modelirovanie i issledovanie v PO Aspen HYSYS i COMSOL Multiphysics funkcional'nykh kharakteristik teplovogo nasosa dlja ob'ektov sotsial'noj infrastruktury* [Modeling and research in Aspen HYSYS and COMSOL Multiphysics functional characteristics of the heat pump for social infrastructure facilities]. *Zhurnal Santehnika, otoplenie, konditsionirovanie (SOK)* [Journal of Plumbing, Heating, Ventilation]. 2023. No. 4. Pp. 60–67. [In Russian]
10. V.A. Suchilin, A.S. Kochetkov, Ya.A. Kochetkova. *Modelirovanie i issledovanie v PO Aspen HYSYS i COMSOL Multiphysics sistemy otopleniya putem rekuperatsii vtorichnykh jenergoresursov tekhnologicheskikh protsessov* [Modeling and research in Aspen HYSYS and COMSOL Multiphysics of the heating system by recovery of secondary energy resources of technological processes]. *Zhurnal Santehnika, otoplenie, konditsionirovanie (SOK)* [Journal of Plumbing, Heating, Ventilation]. 2023. No. 6. Pp. 36–43. [In Russian]
11. W. Zhang, Sh. Wang, Ch. Li, Ji. Xu. Mixed convective heat transfer of CO₂ at supercritical pressures flowing upward through a vertical helically coiled tube. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 88. Pp. 61–70.
12. Sh. Zhang, Ch. Xiao, D. Gong, E. Huo. The role of buoyancy and thermal acceleration in heat transfer deterioration and thermal oscillation for the CO₂ around pseudo-critical region. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024. Vol. 218.
13. Xi. Liu, Sh. Li, L. Liu, Ch. He, Zh. Sun, F. Özdemir, M. Aziz, Po-Ch. Kuo. Research progress on convective heat transfer characteristics of supercritical fluids in curved tube. *Energies*. 2022. Vol. 15. Issue 22.
14. NIST Reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP). Web-source: nist.gov. Access date: February 14, 2024.
15. *GPU-250 (gazopornshnevaja jelektrstantsija MAN 250)* [Gas power plants (Gas electric power plant MAN 250)]. *OOO "Novaja jenergija"* ["New Energy", LLC]. Web-source: gen-newenergy.ru. Access date: February 14, 2024. [In Russian]