

УДК 621.565.954

Сравнительный анализ различных форм каналов для пластинчато-ребристого теплообменника малоразмерной газотурбинной энергетической установки

Канд. техн. наук Е. В. БЛАГИН¹, д-р техн. наук Д. А. УГЛАНОВ²,

А. А. ШИМАНОВ³, канд. техн. наук А. Б. ШИМАНОВА⁴

¹evgenyblagin@gmail.com, ²dmitry.uglanov@mail.ru, ³tema444st@mail.ru, ⁴a_tsapkova@mail.ru

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева
(Самарский университет)

В данной работе приведен сравнительный анализ работы пластинчато-ребристых теплообменников малоразмерных газотурбинных установок с различной формой каналов. Сравнение проводилось в контексте сравнения эффективности теплообмена, гидравлических потерь и массогабаритных параметров установок. Всего было рассмотрены девять различных форм каналов. Результаты анализа показали, что наиболее всего для малоразмерных газотурбинных установок подходят три вида каналов: полукруглый прямой, полукруглый зигзагообразный и канал со спиралевидной вставкой. В зависимости от приоритетов можно предложить следующие решения: если в приоритете наименьшие гидравлические сопротивления, то рекомендуется использовать прямой полукруглый канал; если в приоритете компактность теплообменника — зигзагообразный полукруглый канал; если в приоритете наименьшая масса теплообменника — рекомендуется использовать канал со спиралевидными вставками.

Ключевые слова: пластинчато-ребристый теплообменник, малоразмерная газотурбинная установка.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 23.09.2023, одобрена после рецензирования 10.10.2023, принята к печати 16.10.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-11-21

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Благин Е. В., Угланов Д. А., Шиманов А. А., Шиманова А. Б. Сравнительный анализ различных форм каналов для пластинчато-ребристого теплообменника малоразмерной газотурбинной энергетической установки. // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С. 11–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-11-21

Comparative analysis of various channel shapes for a plate-fin heat exchanger of a small-sized gas turbine power plant

Ph. D. E. V. BLAGIN¹, D. Sc. D. A. UGLANOV², A. A. SHIMANOV³, Ph. D. A. B. SHIMANOVA⁴

¹evgenyblagin@gmail.com, ²dmitry.uglanov@mail.ru, ³tema444st@mail.ru, ⁴a_tsapkova@mail.ru

Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev (Samara University)

This paper provides a comparative analysis of the operation of plate-fin heat exchangers for small-sized gas turbine units with different channel shapes. The comparison was carried out in the context of comparing the efficiency of heat exchange, friction losses, and mass-dimensional parameters. Nine different channel shapes were considered. The results of the analysis showed that three types of channels are most suitable for small-sized gas turbine installations: a semicircular straight channel, a semicircular zigzag channel, and a channel with a spiral insert. Depending on the priorities, the following solutions can be proposed: if the least hydraulic resistance is a priority, then it is recommended to use a straight semicircular channel; if the compactness of the heat exchanger is a priority — a zigzag semicircular channel; if the least weight of the heat exchanger is a priority, it is recommended to use a channel with spiral inserts.

Keywords: plate-fin heat exchanger, small-sized gas turbine power plant.

Article info:

Received 23/09/2023, approved after reviewing 10/10/2023, accepted 16/10/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-11-21

Article in Russian

For citation:

Blagin E. V., Uglanov D. A., Shimanov A. A., Shimanova A. B. Comparative analysis of various channel shapes for a plate-fin heat exchanger of a small-sized gas turbine power plant. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 4. p. 11–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-11-21

Введение

Применение газотурбинных установок (ГТУ) в энергетической сфере в настоящее время получает все большее распространение в связи с их высокой мобильностью, возможностью применения для питания электроэнергией удаленных объектов и высокой энергетической эффективностью, особенно совместно с паросиловыми установками в составе парогазовых [1]. Соответственно, повышение эффективности рабочих и эксплуатационных параметров ГТУ является важнейшей научно-технической задачей энергетической отрасли.

Существуют различные способы повышения эффективности работы энергетических систем, имеющих в своем составе газотурбинные установки. Например, вместо паросиловой установки для утилизации тепла выхлопных газов можно использовать газотурбинную установку, работающую на сверхкритическом углекислом газе [2]. Другим предложенным способом повышения эффективности энергетических систем на основе ГТУ — применение внутрициклового повышения давления топливного газа для управления его потоками внутри цикла [3]. Еще одним способом повышения эффективности является использование тепла уходящих газов для производства новой порции топлива, например, для реформинга метана [4]. Среди кардинальных способов повышения эффективности ГТУ можно выделить передачу часть функционала камеры сгорания топливному элементу, в котором химическая реакция протекает с одновременной выработкой электроэнергии [5]. Кроме того, улучшение работы установок может достигаться не только за счет модернизации схемы или оптимизации рабочих параметров, но и за счет оптимизации режимов работы установок [6].

Многие из предложенных схем модернизации используют в своем составе регенерацию тепла рекуперативным теплообменником. Это позволяет снизить максимальное давление в цикле при сохранении его эффективности. Достаточно большая масса такого теплообменника ограничивает его применения в газотурбинных

двигателях, однако для наземных установок это не является столь большой проблемой.

Применение рекуперативного теплообменника приводит к необходимости решения нескольких согласованных задач. С одной стороны, он должен обеспечивать высокую степень рекуперации, следовательно, обладать высокими коэффициентами теплоотдачи. С другой стороны, гидравлическое сопротивление теплообменника должно оказывать минимальное влияние на работу турбоагрегатов. В связи с тем, что оба теплоносителя (горячий и холодный) находятся в газообразном состоянии, то наиболее подходящим видом теплообменника будет пластинчато-ребристый теплообменник.

В зависимости от поставленной задачи может отличаться форма канала в теплообменнике, соответственно современными исследователями изучаются различные формы каналов, которые будут подробнее рассмотрены в основной части статьи. Если ранее применение сложных форм каналов ограничивалось технологическими возможностями оборудования, то в настоящее время применение аддитивных технологий практически сняло это ограничение [7]. Кроме того, большое развитие программного обеспечения и компьютерного оборудования привело к возможности исследования теплообмена в каналах сложной формы без значительных затрат на их изготовление [8].

Сравнительный анализ различных форм канала для рекуперативного теплообменника

1. Методология исследования

Критериями оценки для сравнения различных конструкций теплообменника могут служить следующие параметры.

1. Коэффициенты теплоотдачи горячей α_r и холодной α_x части теплообменника.
2. Суммарный коэффициент теплопередачи k .
3. Массогабаритные размеры теплообменника. В рассматриваемом случае диаметральные размеры теплообменника будут зафиксированы, поэтому для оценки массогабаритных характеристик будет использована длина теплообменника l .
4. Перепад давления горячей и холодного теплоносителей dp .
5. Коэффициент компактности, который представляет собой отношение площади поверхности теплообмена к объему теплообменника Ω , m^2/m^3 .
6. Масса теплообменника m .

Конструктивно теплообменник располагается на внешней поверхности двигателя, поэтому, как правило, его поперечные размеры определяются размеров остальных элементов двигателя.

В результате термогазодинамического расчета двигателя-прототипа были определены исходные данные для расчета теплообменника, которые представлены в табл. 1. По указанному составу теплоносителя и термодинамическим параметрам (средней температуре и давлению) можно определить основные теплофизические свойства компонентов теплоносителей и теплоносителя в целом. Для определения значений использовались следующие источники [9]–[18]. В качестве материала теплообменника принималась сталь 12X18H10T.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Table 1

Initial data for calculation

Параметр	Горячий теплоноситель	Холодный теплоноситель
Расход G , кг/с	1,0071	0,988
Начальная температура T_1 , К	898,2	443,2
Конечная температура T_2 , К	599,9	761,7
Средняя температура T_{cp} , К	749,05	602,45
Давление p , бар	1	3,02
Массовая доля азота g_{N_2}	0,7549	0,2
Массовая доля кислорода g_{O_2}	0,2267	0,7451
Массовая доля углекислого газа g_{CO_2}	0,009	0,0199
Массовая доля водяного пара g_{H_2O}	0,0093	0,0222
Массовая доля аргона g_{Ar}	0	0,0127
Внешний диаметр D , мм	312	
Внутренний диаметр d , мм	90	
Толщина материала δ , мм	0,3	

Тепловую мощность теплообменника можно определить как

$$Q = G_v C_{pv} (T_{2в} - T_{1в}). \quad (1)$$

2. Математическая модель процессов теплообмена в различных каналах

На эффективность расчета могут влиять характерные размеры слоя теплообменника. Чем меньше будет слой, тем будет выше площадь поверхности теплообмена, но тем больше будут гидравлические сопротивления. Для того, чтобы исключить влияние отличия этого размера для различных теплообменников, использовались одинаковые значения высот слоев теплообменника: 5 мм для горячего слоя и 2,5 мм для холодного. Различие в высотах обусловлено отличающимися плотностями газовых потоков и, соответственно, различием в потребной площади живого сечения.

Исследование прямого полукруглого канала (канал № 1) было представлено в [19]. Поперечный и продольный разрезы канала представлены на рис. 1.

Элементарным участком такого канала будет один полукруг горячего канала и два холодного.

Отличительной особенностью критериального уравнения теплообмена для такого канала является тот факт, что оно в себе учитывает не только традиционные компоненты, такие как число Рейнольдса Re и число Прандтля Pr , но и коэффициент трения f . Расчетные соотношения для этих выражений представлены ниже.

$$f = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{1,72 \cdot \log Re - 1,64} \right)^2; \quad (2)$$

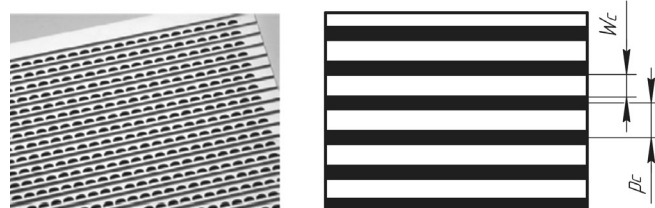


Рис. 1. Поперечный и продольный разрез прямого полукруглого канала

Fig. 1. Longitudinal and cross section of semicircular straight channel

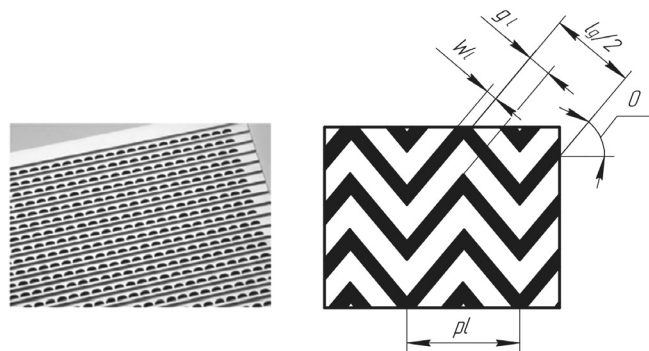


Рис. 2. Поперечный и продольный разрез зигзагообразного полукруглого канала

Fig. 2. Longitudinal and cross section of semicircular zigzag channel

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

Исследование зигзагообразного полукруглого канала (канал № 2) было представлено в работе [20]. Поперечный и продольный разрезы канала показаны на рис. 2.

Основные свойства канала аналогичны свойствам прямого полукруглого канала. Основным отличием будет уравнение теплообмена и коэффициента трения, в данном случае для угла 40° :

$$Nu = 0,0188 \cdot Re^{0,8742}; \quad (4)$$

$$f = 0,2881 \cdot Re^{-0,1322}. \quad (5)$$

Исследование канала со спиральными вставками (канал № 3) было представлено в работе [21]. Поперечный и продольный разрезы канала представлены на рис. 3.

Основным отличием подобного канала от прочих рассмотренных является наличие трех основных режимов вместо классических ламинарного и турбулентного: ламинарный, ламинарный с макровихрями и турбулентный. Соответственно граница ламинарного и ламинарного с макровихрями режимов определяются следующим образом:

$$Re_{\text{лам-макро}} = 11,6 \sqrt{0,5 + \frac{8}{\pi^2} \left(\frac{s}{d} \right)^2}, \quad (6)$$

где s — шаг закрутки; d — диаметр трубы.

Для границы между ламинарным течением с макровихрями и турбулентным потоком:

$$Re_{\text{макро-турб}} = 38900 \left(\frac{s}{d} \right)^{1,16} + 2300. \quad (7)$$

Для оценки влияния макровихрей на структуру потока используется число Дина (De):

$$De = \frac{Re}{\sqrt{0,5 + \frac{8}{\pi^2} \left(\frac{s}{d} \right)^2}}. \quad (8)$$

Для ламинарного течения с макровихрями, при значениях $De = 150 \dots 8 \cdot 10^3$ и $s/d = 2,5 \dots 11$, теплоотдача в длинной трубе описывается следующим уравнением:

$$Nu_{\text{макро}} = 0,3 Re^{0,33} De^{0,27} Pr^{0,43}. \quad (9)$$

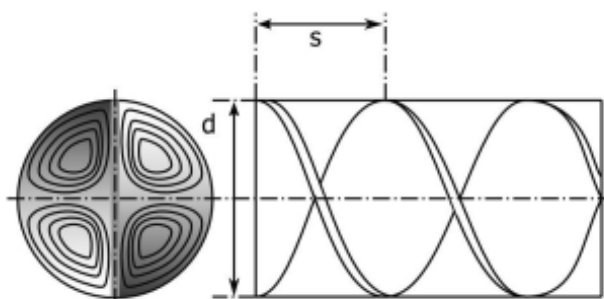


Рис. 3. Поперечный и продольный разрез канала со спиральными вставками

Fig. 3. Longitudinal and cross section of a channel with a spiral insert

Для турбулентного течения при $Re=Re_{\text{макро-турб}} \dots 5,9 \cdot 10^4$ и $s/d=1,79 \dots 13$:

$$Nu=0,079 Re^{0,52} De^{0,22} Pr^{0,43}. \quad (10)$$

Далее при расчете были использованы классические выражения формулы Блаузиуса:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (11)$$

Использование прямого круглого канала (канал № 4) с малой вероятностью можно назвать рациональным для пластинчато-ребристого теплообменника, многие турбулизаторы применяют для расчета своих течений параметры, которые можно получить в прямом гладком канале.

Уравнение теплообмена в таком канале будет следующим [21]:

$$Nu=0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}. \quad (12)$$

Для расчета коэффициента трения используется вышеупомянутая формула Блаузиуса.

Исследование прямого круглого канала с кольцевой накаткой (канал № 5) было представлено в работе [22]. Продольный разрез канала представлен на рис. 4.

В таких каналах интенсификация будет осуществляться в зависимости от диаметра канавки и ее шага. Для заданного случая, когда $d/D=0,95$ и $t/D=0,5$, критериальное уравнение будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = \left(1 + \frac{\log Re - 4,6}{35} \right) \left(3 - 2e^{\left(\frac{-18,2(1-d/D)^{1,13}}{(t/D)^{0,326}} \right)} \right). \quad (13)$$

Коэффициент трения можно найти по выражению

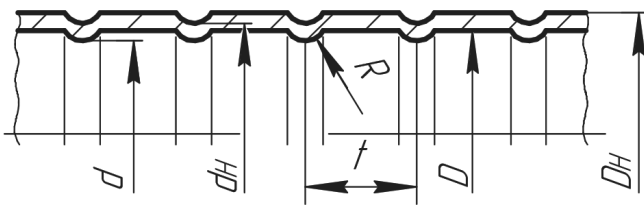


Рис. 4. Продольный разрез трубы с кольцевой накаткой
Fig. 4. Longitudinal section of a pipe with ring knurling

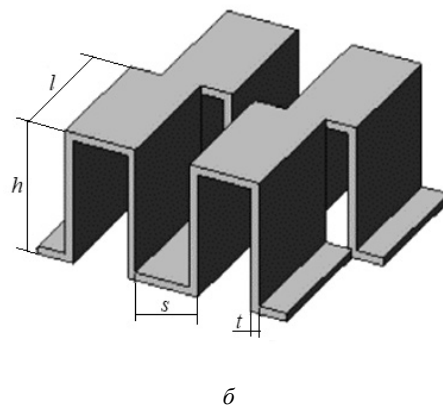
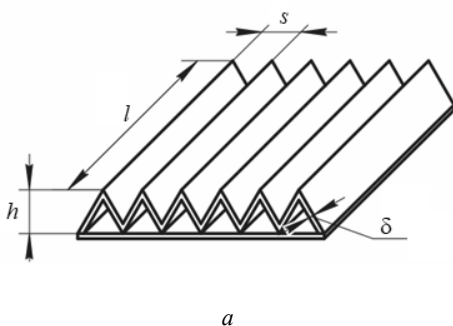


Рис. 5. Поперечный разрез теплообменников с треугольными каналами (а) и со смещенными прямоугольными каналами (б)
Fig. 5. Cross-section of heat exchangers with triangle channels (a) and with displaced rectangular channels (b)

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} = \left(1 + \frac{\log Re - 4,6}{3,4 \frac{Re}{10^5} + 6} \right) \left(1,3 - \sqrt{\frac{d}{D} - 0,93} \right) e^{20,9(1-d/D)^{1,05}}. \quad (14)$$

Значения параметров для гладкой трубы можно взять из расчета прямого круглого канала.

Исследование прямого треугольного канала (канал № 6) было представлено в [23]. Поперечный разрез канала представлен на рис. 5, а.

Уравнение для теплообмена и для гидравлических потерь в таком канале описывается следующими уравнениями:

$$\alpha = \frac{1}{d_{\text{гидр}}} 0,01565 \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{\delta} \right)^{0,19} \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{l} \right)^{0,17} Re^{0,77} \lambda. \quad (15)$$

$$\xi = 10,5 \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{l} \right)^{1,26} Re^{-0,52} \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{l} \right)^{0,29}. \quad (16)$$

Исследование смещенного прямоугольного канала (канал № 7) было представлено в публикации [24]. Поперечный разрез канала представлен на рис. 5, б.

Критериальное уравнение теплообмена для такой сетки записывается в виде J-фактора аналогии Чилтона и Колберна:

$$J = 0,6522 Re^{-0,5403} \alpha^{-0,1541} \delta^{0,1499} \gamma^{-0,0678} \times (1 + 5,269 \cdot 10^{-5} Re^{1,34} \alpha^{0,504} \delta^{0,456} \gamma^{-1,055}), \quad (17)$$

а сам J-фактор Колберна может быть записан как

$$J = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}}. \quad (18)$$

Коэффициент трения записывается следующим образом:

$$f = 9,6243 Re^{-0,7422} \alpha^{-0,1856} \delta^{0,3053} \gamma^{-0,2659} \times (1 + 7,669 \cdot 10^{-8} Re^{4,429} \alpha^{0,92} \delta^{3,767} \gamma^{0,236})^{0,1}. \quad (19)$$

Коэффициенты α , δ и γ могут быть определены следующим образом:

$$\alpha = \frac{s}{h}; \quad \delta = \frac{t}{l}; \quad \gamma = \frac{t}{s}. \quad (20)$$

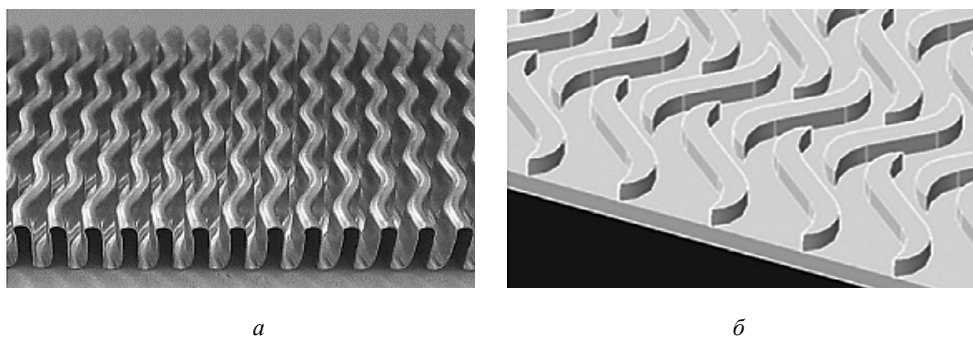


Рис. 6. Внешний вид волнообразного прямоугольного (а) и S-образного (б) каналов
 Fig. 6. Waveform channels (a) and S-shaped (b) channels

Исследование волнообразного прямоугольного канала (канал № 8) было представлено в работе [25]. Внешний вид слоя представлен на рис. 6, а.

Критериальное уравнение теплообмена для такой сетки записывается в виде J-фактора аналогии Чилтона и Колберна:

$$J = 0,0836 Re^{-0,2309} \left(\frac{h}{s}\right)^{0,1284} \left(\frac{h}{2A}\right)^{-0,153} \left(\frac{L}{L_d}\right)^{-0,326}, \quad (21)$$

здесь A — амплитуда волны; L — длина волны; L_d — длина всего ребра.

Коэффициент трения f записывается следующим образом:

$$f = 1,16 Re^{-0,309} \left(\frac{h}{s}\right)^{0,3703} \left(\frac{h}{2A}\right)^{-0,25} \left(\frac{L}{L_d}\right)^{-0,152}. \quad (22)$$

Исследование S-образного канала (канал № 9) было представлено в [26]. Внешний вид слоя представлен на рис. 6, б.

Критериальное уравнение теплообмена для такого канала будет выглядеть следующим образом:

$$Nu = 0,174 Re^{0,593} Pr^{0,43}. \quad (23)$$

Уравнение для коэффициента сопротивления будет различаться для горячего и холодного каналов:

$$f_r = 0,607 Re^{-0,372}, \quad (24)$$

$$f_x = 0,1769 Re^{-0,242}. \quad (25)$$

Анализ результатов расчета

Для упрощения графического представления результатов сравнительного анализа удобно использовать номерные, а не текстовые обозначения каналов, поэтому обозначим все рассмотренные каналы следующим образом: прямой полукруглый канал — № 1; зигзагообразный полукруглый канал — № 2; канал со спиральными вставками — № 3; прямой круглый канал — № 4; прямой круглый канал с канавками — № 5; треугольный канал — № 6; смещенный прямоугольный канал — № 7; волнообразный канал — № 8; S-образный канал — № 9.

Результаты сравнения коэффициентов теплоотдачи горячей и холодной полостей различных каналов показаны на рис. 7. Анализ зависимости позволяет выделить две основные особенности:

- коэффициент теплоотдачи в холодном канале всегда больше, чем коэффициент теплоотдачи в горячем канале, что говорит о возможной необходимости переразмерить каналы в пользу увеличения проходного сечения холодного канала и уменьшения горячего;

- форма канала (круглая, полукруглая и т. д.) не оказывает значительного воздействия на величину коэффициента теплоотдачи, а наличие турбулизаторов или отклонение траектории движения газа от прямолинейной приводит к значительному повышению коэффициента теплоотдачи.

Вслед за коэффициентами теплоотдачи, логичным шагом будет оценить коэффициент теплопередачи через

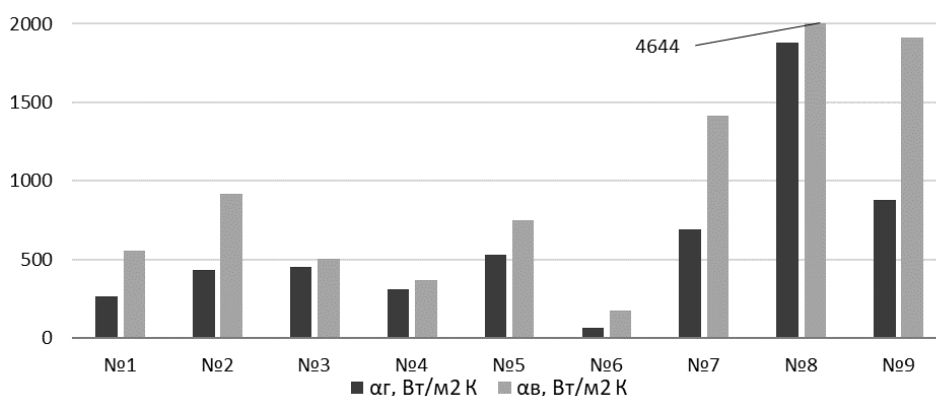


Рис. 7. Сравнительный анализ коэффициентов теплоотдачи горячей и холодной полостей различных каналов
 Fig. 7. Comparative analysis of heat-transfer coefficients for hot and cold cavities of various channels

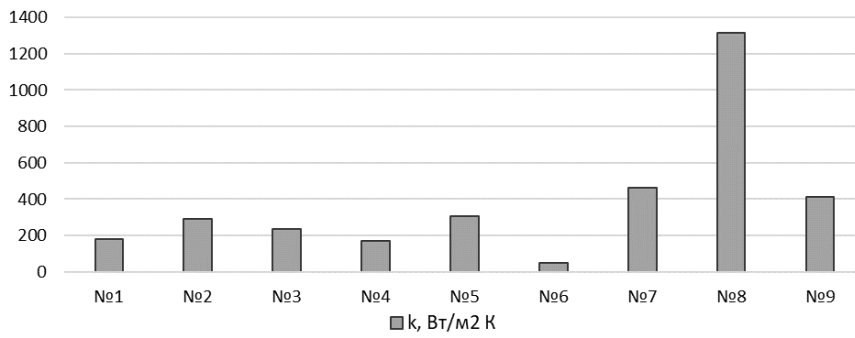


Рис. 8. Сравнительный анализ коэффициентов теплопередачи

Fig. 8. Comparative analysis of heat-transfer coefficients

стенки теплообменника. Результаты сравнения представлены на рис. 8.

Характер зависимостей в целом совпадает с представленным на рис. 7. Незначительные отличия вызваны тем, что в ряде случаев не совпадали площадь поверхности теплообмена горячей и холодной полости теплообменника, и проводилась соответствующая коррекция.

Однако величина коэффициента теплопередачи хоть и показывает эффективность теплообмена, но не учитывает степень развитости поверхности теплообмена, которая также влияет на величину передаваемых тепловых потоков. Развитость поверхности теплообмена оценивается при помощи коэффициента компактности, который представляет собой отношение площади поверхности

теплообмена к объему, занимаемому теплообменником. Результаты сравнения коэффициент компактности теплообменников представлены на рис. 9.

Из анализа рис. 9 видно, что наиболее развитой поверхностью теплообмена обладает канал с треугольным сечением. Это объясняется удобной компоновкой канала, где треугольниками замащивается практически весь канал, тогда как использование, например, полукруглых или круглых каналов либо оставляет большое количество неиспользованного места, либо требует использования шахматного расположения каналов, что приводит к усложнению доставки теплоносителей до своих каналов. Интересно отметить, что для треугольного канала значение коэффициента теплопередачи было минимальным.

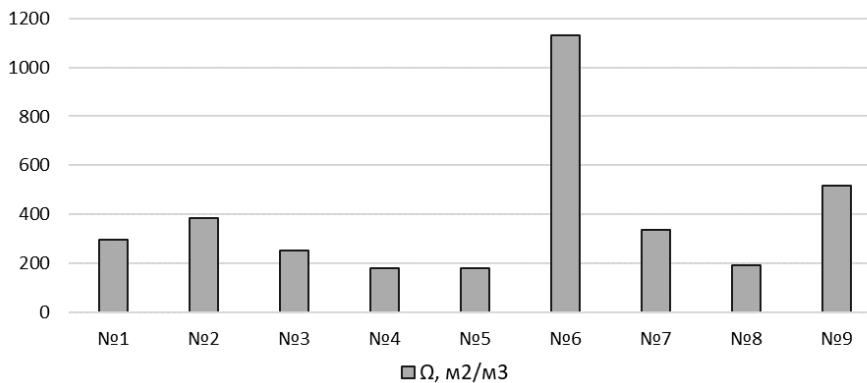


Рис. 9. Сравнительный анализ коэффициентов компактности теплообменников

Fig. 9. Comparative analysis of volume-to-size ratios for the heat-exchangers

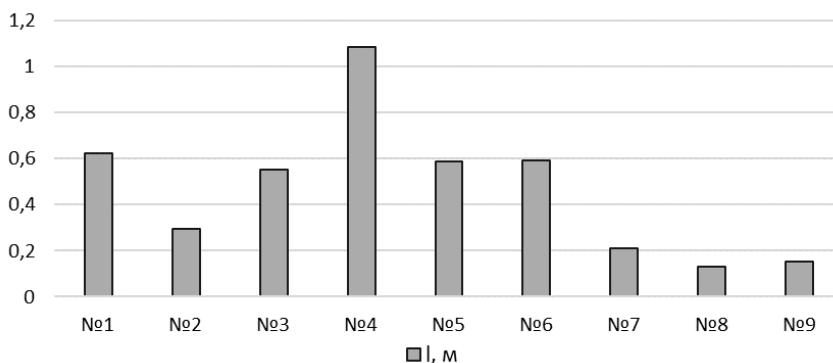


Рис. 10. Сравнительный анализ длин теплообменников

Fig. 10. Comparative analysis of heat-exchangers' lengths

Для более корректного сравнения эффективности теплообмена в теплообменниках, нужно учитывать фактор, который будет одновременно в себе учитывать как совершенство теплообмена, так и развитость поверхности теплообмена. Кроме того, такой фактор должен быть понятен потенциальному потребителю. Поэтому в качестве такого фактора предлагается использовать длину теплообменника. Сравнительный анализ длин различных компоновок теплообменника представлен на рис. 10.

Результат расчета говорит о том, что влияние высокого коэффициента теплоотдачи больше влияния площади поверхности теплообмена, и каналы с турбулизаторами либо с искривленной формой дают в итоге более короткий теплообменник.

Однако зачастую высокая интенсивность теплообмена связана с высокой скоростью движения газа в канале, что чревато значительным гидравлическим сопротивлением. Наличие гидравлического сопротивления оказывает двойной негативный эффект на работу газотурбинной установки, так как необходимость прокачки теплоносителя приводит к необходимости повышения степени повышения давления в компрессоре для преодоления гидравлических потерь холодного канала и уменьшения степени расширения в турбине для оставления необходимого запаса давления для преодоления потерь в горячем контуре теплообменника. Таким образом, уменьшается располагаемая работа турбины и увеличивается затрачиваемая работа компрессора. При значительных гидравлических потерях такие потери могут

полностью компенсировать повышение эффективности за счет регенерации тепла цикла. Результат сравнительного анализа потерь давления в горячем и холодном контурах показан на рис. 11.

Результат анализа говорит о тенденции, согласно которой величина гидравлических потерь коррелирует с величиной коэффициента теплопередачи. При этом величина гидравлических потерь в каналах турбулизаторов составляет величины порядка 50 кПа и больше, что приведет к значительному падению мощности установки и общему негативному эффекте от внедрения теплообменника-рекуператора.

Кроме того, для потенциального пользователя интерес представляет стоимость теплообменника, которую косвенным образом можно оценить по материалоемкости теплообменника. Сравнительный анализ масс различных теплообменников представлен на рис. 12.

В целом сравнительный анализ масс показывает корреляцию с двумя факторами: с длиной теплообменника и с коэффициентом компактности. Если с длиной логика зависимости очевидна, то влияние коэффициента компактности можно объяснить следующим образом: чем более полно используется внутреннее пространство теплообменника, тем более развитая поверхность теплообмена, и тем меньше внутри теплообменника остается собственнo материала.

Очевидно, что, оценивая лишь один фактор совершенства теплообмена или гидравлических потерь невозможно создать эффективный и компактный теплообмен-

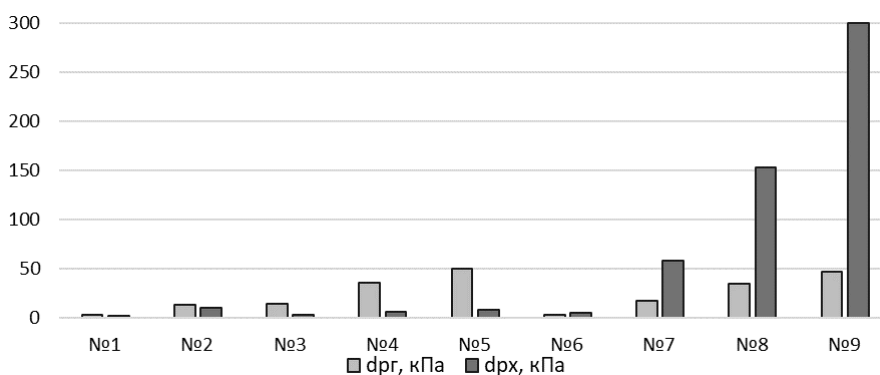


Рис. 11. Сравнительный анализ гидравлических потерь в теплообменниках
 Fig. 11. Comparative analysis of hydraulic losses in the heat-exchangers

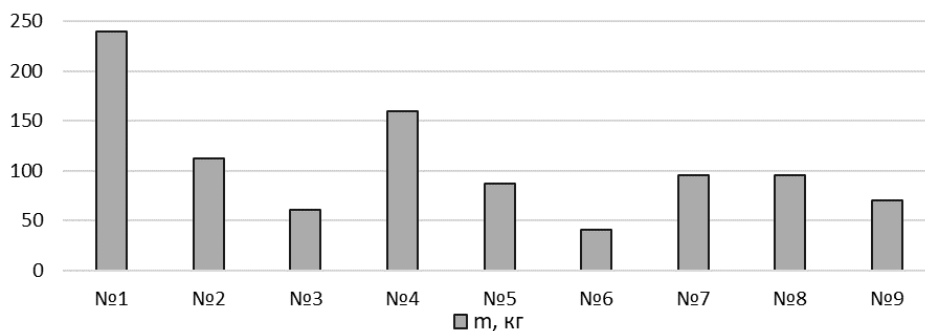


Рис. 12. Сравнительный анализ масс теплообменников
 Fig. 12. Comparative analysis of heat-exchangers' weights

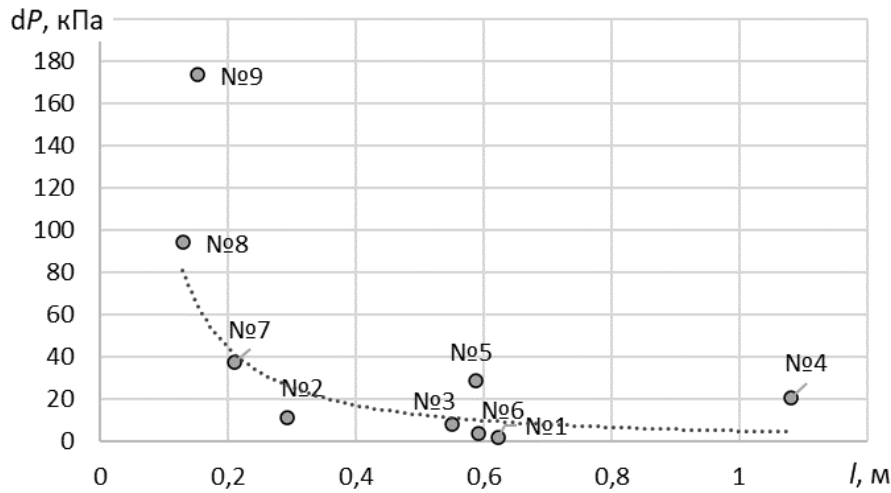


Рис. 13. Диаграмма гидравлических потерь от длины теплообменника

Fig. 13. Hydraulic losses depending on the heat-exchanger weight

ник. Для оценки взаимного влияния факторов эффективности теплообмена и гидравлического сопротивления предлагается использовать диаграмму, у которой по горизонтальной оси будет длина теплообменника, а по вертикальной — средняя величина гидравлических потерь горячей и холодной полостей. Такая диаграмма для рассмотренных типов теплообменников представлена на рис. 13.

Сравнение теплообменников в существующих конфигурациях не будет полностью корректным, так как часть теплообменников явно работает не в оптимальных для данного расчета условий. Условия работы можно поменять при изменении характерных размеров данной конфигурации — радиуса круглого канала, высоты треугольного и т. д. Результаты расчета с измененной геометрией каналов представлены на рис. 14.

На диаграмме отсутствует S-образный канал, так как в соответствующей публикации отсутствовала методика определения его эквивалентного диаметра, соот-

ветственно перерасчет на другие характерные размеры был невозможен.

Из графика видно, что наибольшую устойчивость по гидравлическим потерям к уменьшению характерных размеров показывают три вида каналов: полукруглый прямой, полукруглый зигзагообразный и канал со спиральной вставкой.

Для подтверждения расчетных характеристик планируется проведение экспериментальных исследований на стенде, схема которого представлена на рис. 15.

Выводы

В результате работы были выявлены основные рабочие параметры, влияющие на эффективность работы рекуперативного теплообменника в составе малоразмерной ГТУ. Эти параметры включают в себя коэффициенты теплоотдачи, коэффициент теплопередачи, коэффициент компактности, длина и масса теплообменника, гидравлические потери потока в тракте.

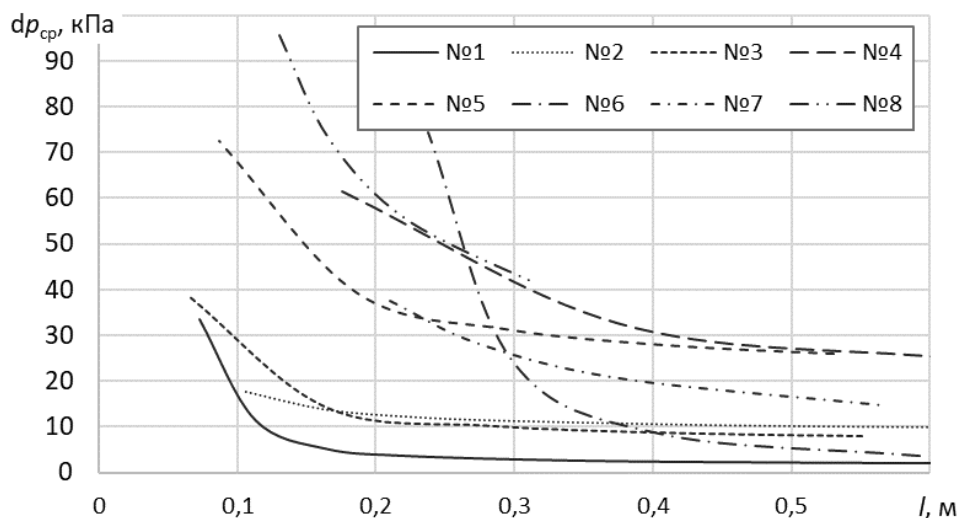


Рис. 14. Диаграмма гидравлических потерь от длины теплообменника (при измененной геометрии каналов)

Fig. 14. Hydraulic losses depending on the heat-exchanger length (at modified channel geometry)

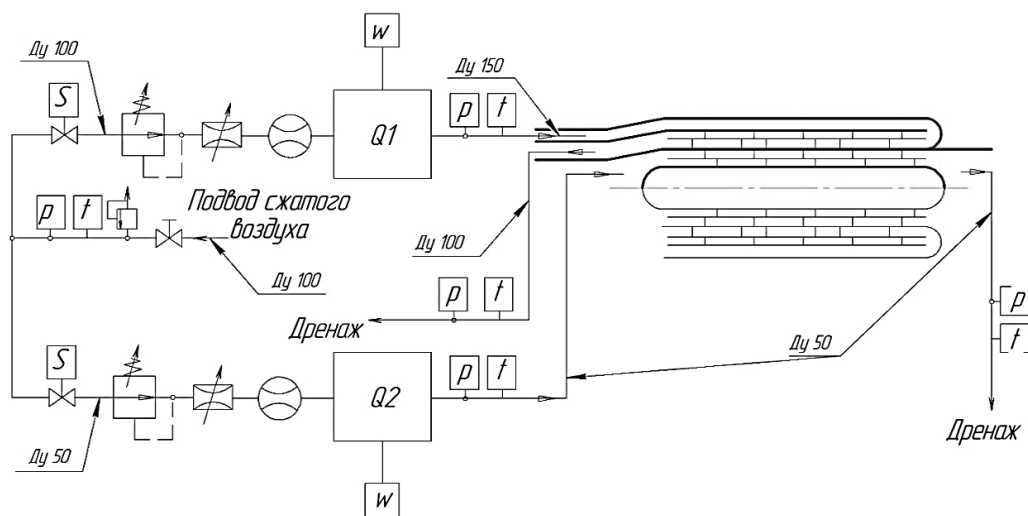


Рис. 15. Стенд для проведения экспериментальных исследований теплообменника

Fig. 15. Experimental stand for analyzing heat exchangers

Анализ различных форм каналов с фиксацией размера единичного канала показал, что наибольшая эффективность теплообмена достигается в искривленных каналах (до 1300 Вт/(м²·К), а также каналов с турбулизаторами (до 300 Вт/(м²·К). Однако использование таких развитых поверхностей теплообмена приводит к значительным гидравлическим потерям (до 300 кПа). Поэтому оптимальным, с точки зрения ограничения допустимых гидравлических потерь, будут каналы с треугольным сечением и со спиральными вставками. Длина таких теплообменников составит порядка 0,6 м, а гидравлические потери будут меньше 10 кПа.

Анализ различных форм каналов для различных размеров единичного канала показал, что различные каналы обладают разной чувствительностью гидравлических потерь к уменьшению размеров единичного канала. Так, в треугольном сечении при уменьшении характерного размера приводит к значительному увеличению

гидравлических потерь. В таких условиях, наиболее оптимальными формами канала будут являться полукруглый зигзагообразный канал, а также канал со спиральными вставками.

В зависимости от приоритетов можно предложить следующие решения:

- если в приоритете наименьшие гидравлические сопротивления, то рекомендуется использовать прямой полукруглый канал;
- если в приоритете компактность теплообменника — зигзагообразный полукруглый канал;
- если в приоритете наименьшая масса теплообменника — рекомендуется использовать канал со спиральными вставками.

Работа выполнена при поддержке средств финансирования Программы развития Самарского университета на 2021–2030 гг. в рамках программы «Приоритет-2030».

Литература

1. Пащенко Д. И. Термохимическая рекуперация тепла отходящих дымовых газов в парогазовых установках: термодинамический анализ. // Теплоэнергетика. 2023. № 1. С. 58–65. DOI: 10.56304/S0040363623010058.
2. Sahoo A., Sanjay R., Jain M. Analysis of recompression-regenerations CO₂ Combined cycle utilizing marine gas turbine exhaust heat: Effect of operating parameters. Paper presented at the SAE Technical Papers. 2022. DOI:10.4271/2022-01-5059
3. Kalashnikov D., Borisov Y., Kalashnikova E. Natural gas intracyclic attachment for energy generating unit based on gas turbine plant. Paper presented at the E3S Web of Conferences. 2019. DOI: 10.1051/e3sconf/201911406004
4. Pashchenko D. Energy optimization analysis of a thermochemical exhaust gas recuperation system of a gas turbine unit. // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 171. P. 917–924. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.06.057
5. Saebea D., Authayanun S., Patcharavorachot Y., Arpornwichanop A. Effect of anode-cathode exhaust gas recirculation on energy recuperation in a solid oxide fuel cell-gas turbine

References

1. Pashchenko D. I. Thermochemical heat recovery of exhaust flue gases in combined cycle plants: thermodynamic analysis. *Thermal power engineering*. 2023. No. 1. P. 58–65. DOI: 10.56304/S0040363623010058. (in Russian)
2. Sahoo A., Sanjay R., Jain M. Analysis of recompression-regenerations CO₂ Combined cycle utilizing marine gas turbine exhaust heat: Effect of operating parameters. *Paper presented at the SAE Technical Papers*. 2022. DOI: 10.4271/2022-01-5059
3. Kalashnikov D., Borisov Y., Kalashnikova E. Natural gas intracyclic attachment for energy generating unit based on gas turbine plant. *Paper presented at the E3S Web of Conferences*. 2019. DOI: 10.1051/e3sconf/201911406004
4. Pashchenko D. Energy optimization analysis of a thermochemical exhaust gas recuperation system of a gas turbine unit. *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 171. P. 917–924. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.06.057
5. Saebea D., Authayanun S., Patcharavorachot Y., Arpornwichanop A. Effect of anode-cathode exhaust gas recirculation on energy recuperation in a solid oxide fuel cell-gas turbine

- hybrid power system. // *Energy*. 2016. Vol. 94. P. 218–232. DOI: 10.1016/j.energy.2015.10.138
6. Vaulin S. D., Degtyar B. G., Kartashev A. L., Kartasheva M. A., Safonov E. V., Martynov A. A. Research of optimal operating regimes of power micro gas turbine installation with heat recuperation. Paper presented at the Lecture Notes in Engineering and Computer Science. 2014. no 1. P. 272–275.
 7. El Achkar G., Septet C., Le Metayer O., Hugo J. Experimental thermohydraulic characterisation of flow boiling and condensation in additive manufactured plate-fin heat exchanger. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. Vol. 199. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123465
 8. Abbas A. S., Mohammed A. A. Augmentation of plate-fin heat exchanger performance with support of various types of fin configurations. // *Mathematical Modelling of Engineering Problems*. 2022. 9 (5), 1406–1414. doi:10.18280/mmep.090532
 9. Lemmon E. W., Jacobsen R. T. Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air. // *Int. J. Thermophys.*, 2004. Vol. 25. No 1. P. 21–69. https://doi.org/10.1023/B:IJOT.0000022327.04529.f3
 10. Span R., Lemmon E. W., Jacobsen R. T., Wagner W., Yokozeki A. A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2000. 29. 6. 1361–1433. https://doi.org/10.1063/1.1349047
 11. Schmidt R., Wagner W. A New Form of the Equation of State for Pure Substances and its Application to Oxygen. // *Fluid Phase Equilib.* 1985. Vol. 19. No 3. P. 175–200. https://doi.org/10.1016/0378–3812(85)87016–3
 12. Span R., Wagner W. A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 1996. Vol. 25. no 6. P. 1509–1596. https://doi.org/10.1063/1.555991
 13. Laesecke A., Muzny C. D. Reference Correlation for the Viscosity of Carbon Dioxide. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2017. Vol. 46. No 1. P. 013107. https://doi.org/10.1063/1.4977429
 14. Huber M. L., Sykioti E. A., Assael M. J., Perkins R. A. Reference Correlation of the Thermal Conductivity of Carbon Dioxide from the Triple Point to 1100 K and up to 200 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2016. Vol. 45. no 1. P. 013102. https://doi.org/10.1063/1.4940892
 15. Wagner W., Pruss A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2002. Vol. 31. no 2. P. 387–535. https://doi.org/10.1063/1.1461829
 16. Huber M. L., Perkins R. A., Laesecke A., Friend D. G., Sengers J. V., Assael M. J., Metaxa I. N., Vogel E., Mares R., Miyagawa K. New International Formulation for the Viscosity of H₂O. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2009. Vol. 38. No 2. P. 101–125. https://doi.org/10.1063/1.3088050
 17. Huber M. L., Perkins R. A., Friend D. G., Sengers J. V., Assael M. J., Metaxa I. N., Miyagawa K., Hellmann R., Vogel E. New International Formulation for the Thermal Conductivity of H₂O. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2012. Vol. 41. No 3. P. 033102. https://doi.org/10.1063/1.4738955
 18. Tegeler Ch., Span R., Wagner W. A New Equation of State for Argon Covering the Fluid Region for Temperatures from the Melting Line to 700 K at Pressures up to 1000 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 1999. Vol. 28. No 3. P. 779–850. https://doi.org/10.1063/1.556037
 - hybrid power system. *Energy*. 2016. Vol. 94. P. 218–232. DOI: 10.1016/j.energy.2015.10.138
 6. Vaulin S. D., Degtyar B. G., Kartashev A. L., Kartasheva M. A., Safonov E. V., Martynov A. A. Research of optimal operating regimes of power micro gas turbine installation with heat recuperation. Paper presented at the Lecture Notes in Engineering and Computer Science. 2014. no 1. P. 272–275.
 7. El Achkar G., Septet C., Le Metayer O., Hugo J. Experimental thermohydraulic characterisation of flow boiling and condensation in additive manufactured plate-fin heat exchanger. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. Vol. 199. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123465
 8. Abbas A. S., Mohammed A. A. Augmentation of plate-fin heat exchanger performance with support of various types of fin configurations. // *Mathematical Modelling of Engineering Problems*. 2022. 9 (5), 1406–1414. doi:10.18280/mmep.090532
 9. Lemmon E. W., Jacobsen R. T. Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air. // *Int. J. Thermophys.*, 2004. Vol. 25. No 1. P. 21–69. https://doi.org/10.1023/B:IJOT.0000022327.04529.f3
 10. Span R., Lemmon E. W., Jacobsen R. T., Wagner W., Yokozeki A., A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2000. 29. 6. 1361–1433. https://doi.org/10.1063/1.1349047
 11. Schmidt R., Wagner W. A New Form of the Equation of State for Pure Substances and its Application to Oxygen. // *Fluid Phase Equilib.* 1985. Vol. 19. No 3. P. 175–200. https://doi.org/10.1016/0378–3812(85)87016–3
 12. Span R., Wagner W. A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 1996. Vol. 25. no 6. P. 1509–1596. https://doi.org/10.1063/1.555991
 13. Laesecke A., Muzny C. D. Reference Correlation for the Viscosity of Carbon Dioxide. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2017. Vol. 46. No 1. P. 013107. https://doi.org/10.1063/1.4977429
 14. Huber M. L., Sykioti E. A., Assael M. J., Perkins R. A. Reference Correlation of the Thermal Conductivity of Carbon Dioxide from the Triple Point to 1100 K and up to 200 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2016. Vol. 45. no 1. P. 013102. https://doi.org/10.1063/1.4940892
 15. Wagner W., Pruss A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2002. Vol. 31. no 2. P. 387–535. https://doi.org/10.1063/1.1461829
 16. Huber M. L., Perkins R. A., Laesecke A., Friend D. G., Sengers J. V., Assael M. J., Metaxa I. N., Vogel E., Mares R., Miyagawa K. New International Formulation for the Viscosity of H₂O. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2009. Vol. 38. No 2. P. 101–125. https://doi.org/10.1063/1.3088050
 17. Huber M. L., Perkins R. A., Friend D. G., Sengers J. V., Assael M. J., Metaxa I. N., Miyagawa K., Hellmann R., Vogel E. New International Formulation for the Thermal Conductivity of H₂O. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 2012. Vol. 41. No 3. P. 033102. https://doi.org/10.1063/1.4738955
 18. Tegeler Ch., Span R., Wagner W. A New Equation of State for Argon Covering the Fluid Region for Temperatures from the Melting Line to 700 K at Pressures up to 1000 MPa. // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 1999. Vol. 28. No 3. P. 779–850. https://doi.org/10.1063/1.556037

19. White Martin, Bianchi Giuseppe, Chai Lei, Tassou Savvas, Sayma Abdalnaser. Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation. // *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 185. 10.1016/j. applthermaleng. 2020.116447.
20. Kim Seong, Lee Youho, Ahn Yoonhan, Lee Jeong. CFD aided approach to design Printed Circuit Heat Exchangers for Supercritical CO₂ Brayton cycle application. // *Annals of Nuclear Energy*. 2016. Vol. 92. P. 175–185. 10.1016/j. anucene. 2016.01.019.
21. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М.: Энергия, 1977. 344 с.
22. Ибрагимов У. Х., Шамуратова С. М., Рахмонов Б. А. Интенсификация теплообмена в каналах. // *Молодой ученый*. 2016. № 8 (112). С. 225–229.
23. Расчет эксплуатационных параметров теплообменника с рассеченной пластинчато-ребристой рабочей поверхностью для регенерации тепла в авиационных ГТД: Метод. указания /Сост. Н. Д. Колышев, В. Т. Кирильцев. Куйбышев, 1989. 24 с.
24. Wen Jian, Huizhu Yang, Tong Xin, Li Ke, Wang Simin, Li Yanzhong. Configuration parameters design and optimization for plate-fin heat exchangers with serrated fin by multi-objective genetic algorithm. // *Energy Conversion and Management*. 2016. Vol. 117. P. 482–489. 10.1016/j. enconman. 2016.03.047.
25. Dong Junqi, Jiangping Chen, Zhijiu Chen, Yimin Zhou, Wenfeng Zhang. Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. // *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27. P. 2066–2073. DOI: 10.1016/j. applthermaleng. 2006.11.012.
26. Ngo Tri, Kato Yasuyoshi, Nikitin Konstantin, Ishizuka Takao. Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles. // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2007. Vol. 32. P. 560–570. DOI: 10.1016/j. expthermflusci. 2007.06.006.
19. White Martin, Bianchi Giuseppe, Chai Lei, Tassou Savvas, Sayma Abdalnaser. Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation. // *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 185. 10.1016/j. applthermaleng. 2020.116447.
20. Kim Seong, Lee Youho, Ahn Yoonhan, Lee Jeong. CFD aided approach to design Printed Circuit Heat Exchangers for Supercritical CO₂ Brayton cycle application. // *Annals of Nuclear Energy*. 2016. Vol. 92. P. 175–185. 10.1016/j. anucene. 2016.01.019.
21. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. Fundamentals of heat transfer. Ed. 2nd, stereotype. Moscow, Energy, 1977. 344 p. (in Russian)
22. Ibragimov U. Kh., Shamuratova S. M., Rakhmonov B. A. Intensification of heat transfer in channels. // *Young scientist*. 2016. No. 8 (112). P. 225–229. (in Russian)
23. Calculation of operational parameters of a heat exchanger with a dissected plate-fin working surface for heat recovery in aviation gas turbine engines: Method. instructions / Comp. N. D. Kolyshev, V. T. Kiriltsev. Kuibyshev, 1989. 24 p. (in Russian)
24. Wen Jian, Huizhu Yang, Tong Xin, Li Ke, Wang Simin, Li Yanzhong. Configuration parameters design and optimization for plate-fin heat exchangers with serrated fin by multi-objective genetic algorithm. // *Energy Conversion and Management*. 2016. Vol. 117. P. 482–489. 10.1016/j. enconman. 2016.03.047.
25. Dong Junqi, Jiangping Chen, Zhijiu Chen, Yimin Zhou, Wenfeng Zhang. Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. // *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27. P. 2066–2073. DOI: 10.1016/j. applthermaleng. 2006.11.012.
26. Ngo Tri, Kato Yasuyoshi, Nikitin Konstantin, Ishizuka Takao. Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles. // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2007. Vol. 32. P. 560–570. DOI: 10.1016/j. expthermflusci. 2007.06.006.

Сведения об авторах

Благин Евгений Валерьевич

К. т. н., доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. академика С. П. Королева, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, evgenyblagin@gmail.com

Угланов Дмитрий Александрович

Д. т. н., профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, dmitry.uglanov@mail.ru

Шиманов Артем Андреевич

Научный сотрудник НОЦ ГДИ-209 Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, tema444st@mail.ru

Шиманова Александра Борисовна

К. т. н., младший научный сотрудник НОЦ ГДИ-209 Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, a_tsapkova@mail.ru

Information about authors

Blagin Evgeny V.

Ph. D., Associate Professor of Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev, 443086, Russia, Samara, Moscow highway, 34, evgenyblagin@gmail.com

Uglanov Dmitriy A.

D. Sc., Professor of the Department Thermal Engineering and Thermal Engines, Samara National Research University named after Academician S. P. Koroleva, 443086, Russia, Samara, Moskovskoe shosse, 34, dmitry.uglanov@mail.ru

Shimanov Artem A.

Researcher of Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University named after Academician S. P. Koroleva, 443086, Russia, Samara, Moskovskoe shosse, 34, tema444st@mail.ru

Shimanova Aleksandra B.

Ph. D., Researcher specialist of Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University named after Academician S. P. Koroleva, 443086, Russia, Samara, Moskovskoe shosse, 34, a_tsapkova@mail.ru

