

# Авиационная и ракетно-космическая техника

УДК 536.245

DOI 10.18698/0536-1044-2017-11-79-88

## Численное моделирование теплообмена и определение тепловых и гидравлических характеристик в стендовом теплообменном аппарате змеевикового типа

В.Ю. Александров<sup>1</sup>, А.П. Королева<sup>1</sup>, Н.В. Кукшинов<sup>1,2</sup>, М.С. Французов<sup>1,2</sup><sup>1</sup> ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## Numerical Simulation of Heat Transfer and Determination of Thermal and Hydraulic Characteristics in a Coiled Test Bench Heat Exchanger

V.Y. Aleksandrov<sup>1</sup>, A.P. Koroleva<sup>1</sup>, N.V. Kukshinov<sup>1,2</sup>, M.S. Frantsuzov<sup>1,2</sup><sup>1</sup> Federal State Unitary Enterprise — Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM, 111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2<sup>2</sup> BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: alexsandrov@rtc.ciam.ru, akoroleva@ciam.ru, kukshinov@ciam.ru, mfrancuzov@yandex.ru



Рассмотрено численное моделирование теплообмена в стендовом теплообменном аппарате змеевикового типа. Исследуемый многозаходный спиральный теплообменный аппарат, являющийся неотъемлемой частью оборудования стенда для проведения испытаний авиационных двигателей, предназначен для снижения температуры газа перед стендовой запорной арматурой. Выполнено численное решение задачи сопряженного теплообмена. Выявлены особенности течения и теплообмена для различных значений числа Рейнольдса  $Re$ . Проведена оценка интегральных параметров теплообменного аппарата: перепада температуры и давления. Получены зависимости тепловых и гидравлических характеристик теплообменного аппарата от числа Рейнольдса  $Re$ . Для характерных режимов течения представлены картины распределения теплогидравлических параметров: температуры, давления и скорости.

**Ключевые слова:** змеевиковый теплообменный аппарат, тепловые и гидравлические характеристики, теплообменная поверхность, сопряженная задача, численное моделирование



In this paper, numerical simulation of heat transfer in a coiled heat exchanger is performed. The investigated multithread coiled heat exchanger is part of the equipment for conducting aviation engines tests. The heat exchanger is used for decreasing gas temperature before

shut-off fittings of the test facility. A numerical calculation of the conjugate heat transfer is performed. Characteristics of the flow and heat transfer are determined for various Reynolds numbers. Integral parameters of the heat exchanger (pressure drop and temperature drop) are estimated. The dependences of thermal and hydraulic characteristics of the heat exchanger on the Reynolds number are defined. Distribution patterns of thermohydraulic parameters (temperature, pressure, velocity) are presented for typical flow regimes.

**Keywords:** coiled heat exchanger, thermal and hydraulic characteristics, heat exchange surface, conjugate problem, numerical simulation

Змеевиковые теплообменные аппараты (ТА) — это устройства, в которых теплообменная поверхность выполнена в виде объемного или плоского змеевика, расположенного в корпусе ТА, а теплоноситель с высоким давлением подается в трубное пространство (ТП) змеевика. Эти аппараты применяют в химической, нефтехимической, газовой, холодильной и пищевой отраслях промышленности [1, 2]. ТА такого типа определяют как аппараты нежесткой конструкции с компенсацией температурных напряжений в результате свободного удлинения змеевика.

Интерес к исследованию гидродинамических и тепловых процессов в этих ТА прослеживается в различных отраслях промышленности. В работе [3] выполнено численное моделирование теплообмена в змеевиковом ТА применительно к реакторной установке «УНИТЕРМ». Особое внимание уделено сравнению результатов, полученных с использованием различных моделей турбулентности, а также изучению влияния структуры расчетной сетки. В статьях [4, 5] рассмотрены тепловые характеристики и перепад давления в змеевиковом ТА при ламинарном режиме течения, проведены исследования для однофазных и двухфазных потоков, а также для свернутых и спирально-свернутых труб.

Результаты зарубежных научных изысканий, посвященных теплообменным процессам, в том числе учитывающим нестационарные явления, представлены как в численных, так и в экспериментальных работах. Авторы публикации [6] провели расчетно-экспериментальное исследование спирального ТА, сравнив результаты численного моделирования с полученными экспериментальными данными, что позволило определить коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве (МТП). Большой объем расчетно-экспериментальных работ направлен на изучение влияния различных факторов — геометрических конфигураций [7–

12], свойств рабочих тел [13, 14] и особенностей математических моделей [15, 16] — на тепловые и гидравлические характеристики. Результаты оптимизации конструкции змеевикового ТА на основе современных численных методов представлены в статье [17]. В некоторых опытах получены наглядные результаты сравнения змеевикового ТА с другими видами ТА [18, 19].

Экспериментальные исследования перспективных авиационных двигателей предполагают применение в составе стенда компонентов с высокими температурами [20, 21]. Стандартная запорно-регулирующая арматура, входящая в состав стендовых систем, не допускает эксплуатации с высокотемпературными компонентами. В связи с этим возникает необходимость в разработке эффективного ТА, обеспечивающего нужное снижение температуры горячего газа в широком диапазоне изменения его расхода. Высокие требования к точности расчетного определения тепловых и гидравлических характеристик стендовых ТА при стационарных и нестационарных режимах функционирования обусловлены потребностью в надежности запорно-регулирующей арматуры.

В основе проектирования и разработки ТА лежит использование критериальных зависимостей для тепловых и гидравлических характеристик [1, 2]. Однако применение современных средств численного моделирования дает возможность более полного описания физических процессов, оптимизации конструктивных и технологических решений, выявления особенностей течения и теплообмена.

Цель работы — выявление характерных особенностей течения и теплообмена, получение тепловых и гидравлических характеристик и полей термогазодинамических параметров для стендового ТА змеевикового типа.

**Описание трехмерной модели ТА.** Геометрическая твердотельная модель с соответствующими габаритными размерами получена на ос-

новании предварительных расчетов с использованием критериальных зависимостей [1, 2] для расхода газа ( $G = 0,1 \dots 0,4$  кг/с) и его охлаждения от температуры 1 800 до 400 К. Для рационального применения вычислительных ресурсов рассматривалась одна секция ТА. Условия на выходе из одной секции ТА являлись условиями для входа в следующую секцию. Таким образом, проводилось дополнительное обоснование необходимого числа секций для снижения температуры горячего газа от 1 800 до 400 К.

Трехмерная твердотельная модель ТА (рис. 1) содержит внешнюю 1 и внутреннюю 3 змеевиковые трубки (ЗТ) и внешнюю обечайку 2. Внутренний змеевик выполнен из трубки размером  $6 \times 1$  мм, навитой на диаметр 25 мм, с продольным шагом спирали 15 мм, а внешний — из трубки размером  $6 \times 1$  мм, навитой на диаметр 35 мм, с продольным шагом спирали 10 мм. Таким образом, расстояние между змеевиками в поперечном направлении составляло 10 мм, зазор между внешней ЗТ и обечайкой — 0,5 мм, диаметр обечайки — 45 мм, длина одной секции — 150 мм. ТА состоит из трех аналогичных секций с независимым течением хладагента по змеевикам.

Расчетная область разделена на три подобласти: течения горячего газа — МТП, течения воды в ЗТ — внутритрубное пространство — и твердую стенку ЗТ. Была построена неструктурированная тетраэдрическая сетка с призматиче-

ским пограничным слоем в области течения газа и воды. Общее число элементов составило примерно 3 млн. Расчетная сетка для секции ТА представлена на рис. 2.

Расход горячего газа на входе в ТА задавался так, чтобы соответствовать исследуемому числу Рейнольдса. Были приняты следующие граничные условия: на выходе из МТП — давление 100 кПа, на входе в ЗТ — массовый расход воды 100 г/с, на выходе из ЗТ — давление 100 кПа, на внешней обечайке — граничное условие первого рода — постоянная температура стенки  $T_w = 800$  К.

**Начальные и граничные условия.** В МТП моделировалось вязкое турбулентное течение газозоудшной смеси с переменными теплофизическими свойствами, а в ТП — течение воды с теплофизическими свойствами, зависящими от температуры [22]. В твердой среде, сформированной ЗТ, решалось уравнение теплопроводности при постоянном коэффициенте  $\lambda_m = 20$  Вт/(м·К), а также система нестационарных уравнений Навье–Стокса, осредненных по Фавру [23, 24], замыкаемая моделью турбулентности  $k-\omega$  SST (Shear Stress Transport) и уравнением состояния идеального газа. Использовалась численная схема AUSM, порядок дискретизации параметров по пространству и времени — второй.

Исследование течения горячего газа в МТП проведено в широком диапазоне чисел Рей-

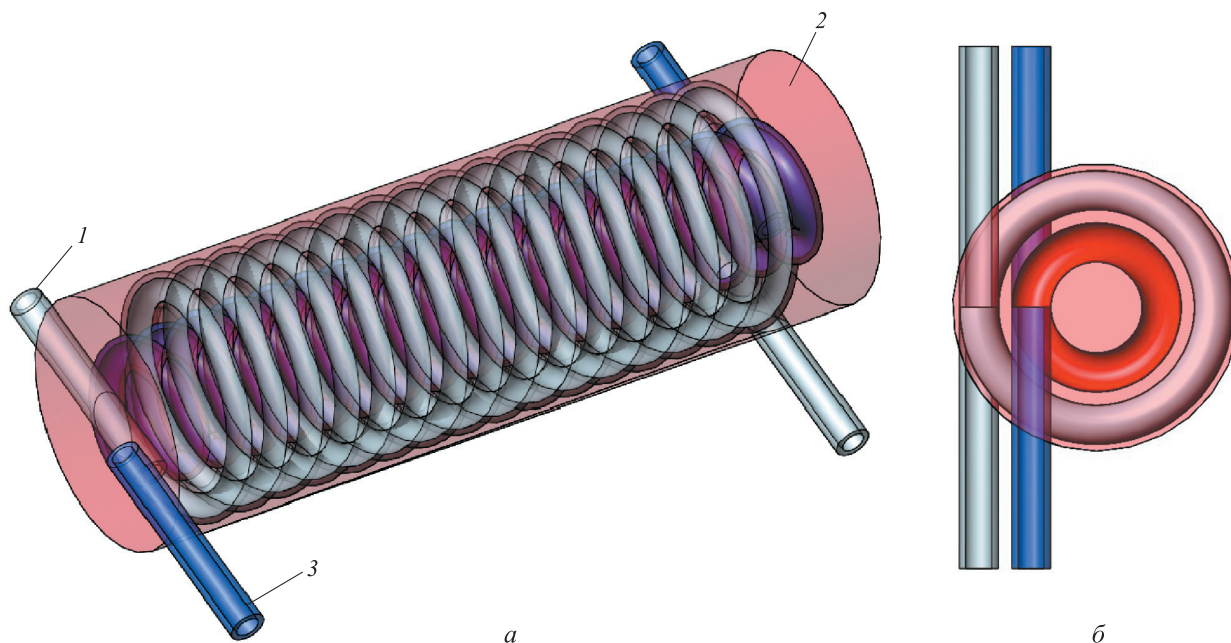


Рис. 1. Трехмерная твердотельная модель ТА (а) и ее вид сверху (б)

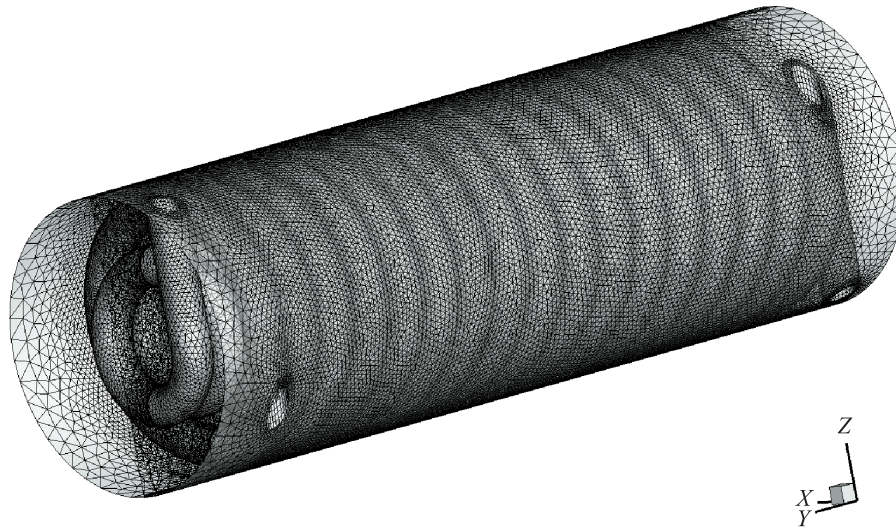


Рис. 2. Расчетная сетка для секции ТА

нольдса ( $Re = 600 \dots 4 \cdot 10^5$ ), значение которых рассчитывается по диаметру входа и параметрам газа во входном сечении.

**Результаты численного моделирования.** В ходе численного моделирования получены стационарные распределения параметров для указанного диапазона чисел Рейнольдса.

Поле температуры в ТП и МТП для числа Рейнольдса  $Re = 4 \cdot 10^5$  показано на рис. 3, а, где видно, что температура горячего газа уменьшается от 1800 К на входе в ТА до 1100 К на выходе из ТА.

Поле давления в ТП и МТП для числа Рейнольдса  $Re = 4 \cdot 10^5$  представлено на рис. 3, б. Во внешней ЗТ происходит большее снижение

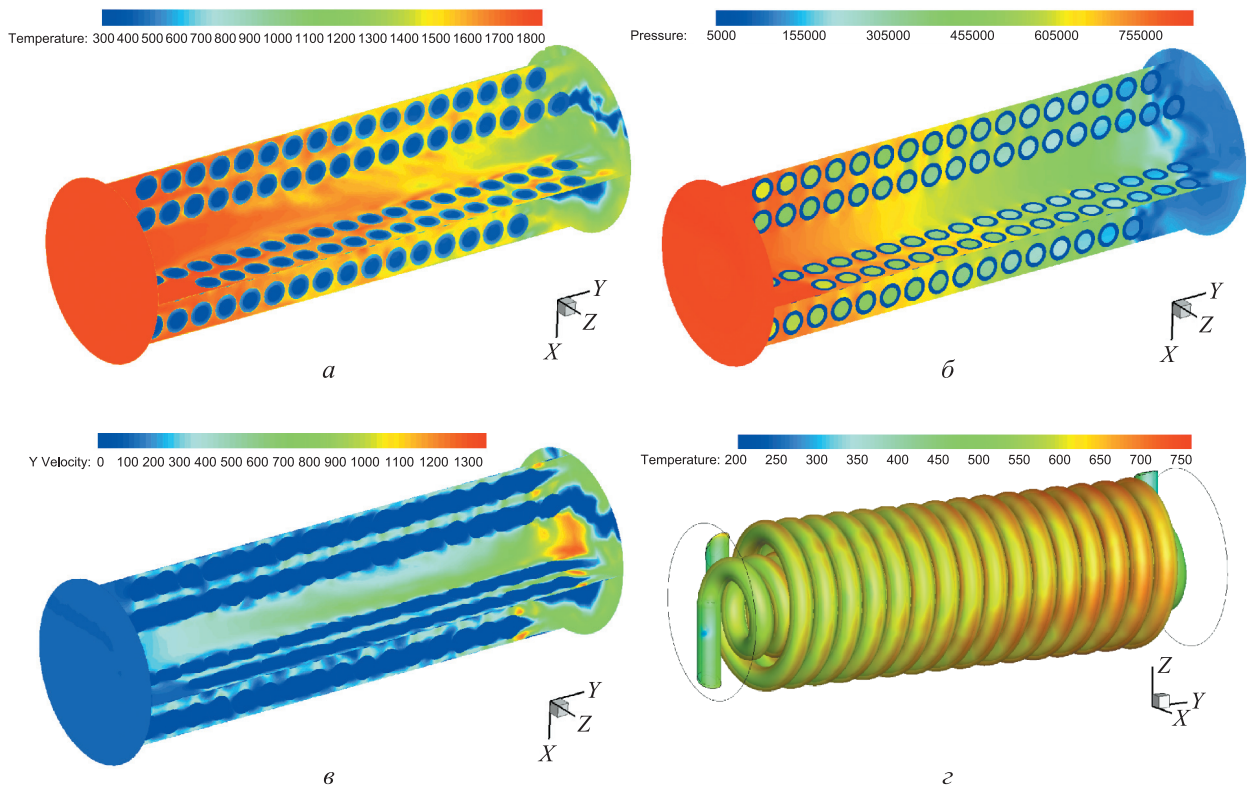


Рис. 3. Поля параметров ТА для числа Рейнольдса  $Re = 4 \cdot 10^5$ :

а — температуры газа в ТП и МТП, К; б — давления газа в ТП и МТП, Па; в — осевой составляющей скорости газа в ТП и МТП, м/с; г — температуры поверхности ЗТ, К

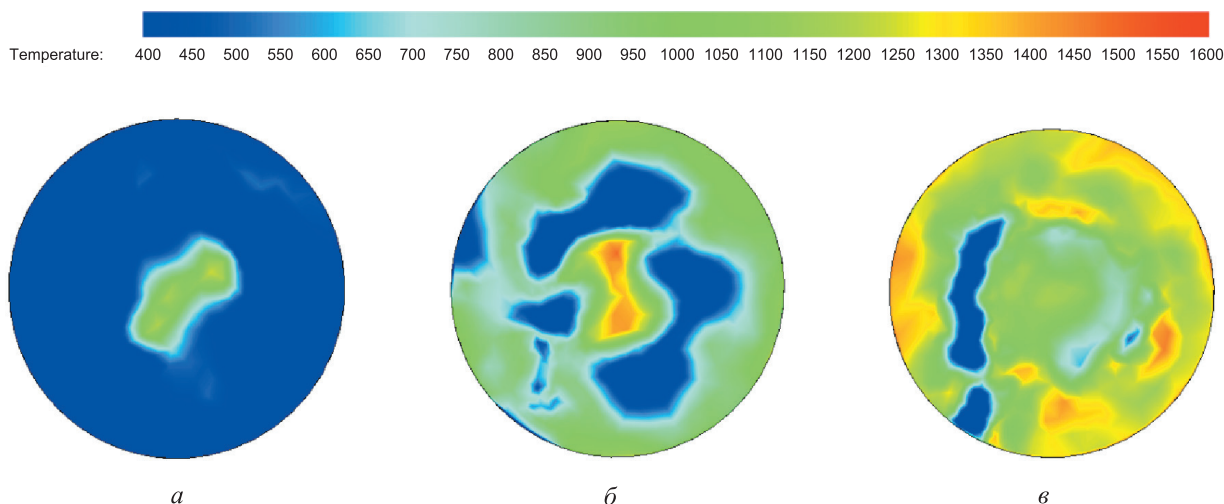


Рис. 4. Поля температуры газа, К, в выходном сечении секции ТА при числе Рейнольдса  $Re = 1 \cdot 10^3$  (а),  $3 \cdot 10^4$  (б) и  $4 \cdot 10^5$  (в)

давления, что вызвано ее большей длиной и радиусами поворота. В МТП давление также значительно уменьшается от 830 кПа на входе до 100 кПа на выходе.

Поле осевой составляющей скорости в ТП и МТП для числа Рейнольдса  $Re = 4 \cdot 10^5$  приведено на рис. 3, в. В центре ТА наблюдается повышение скорости, в то время как между спиралью и между спиралью и стенкой ее значения невелики. Большая скорость в центре не вызывает высокотемпературных «язычков», что видно на рис. 3, а.

Поле температуры поверхности ЗТ для числа Рейнольдса  $Re = 4 \cdot 10^5$  показано на рис. 3, г. Видно, что происходит плавное повышение температуры поверхности от входа к выходу до 700 К, что находится в допустимых пределах для предполагаемых к использованию материалов.

Поля температуры в выходном сечении секции ТА, отражающие равномерность ее распределения для различных чисел Рейнольдса, представлены на рис. 4. Для малых чисел  $Re$  характерно наличие более высокой температуры в центре сечения, для больших чисел  $Re$  температура увеличивается к периферии.

**Определение тепловых и гидравлических характеристик ТА.** Результаты численного моделирования, полученные в широком диапазоне изменения режимных параметров, позволяют выявить не только характерные термогазодинамические особенности теплообмена, но и определить интегральные тепловые и гидравлические характеристики для ТП и МТП.

В настоящем исследовании тепловой характеристикой является зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта)  $Nu$  от числа Рейнольдса  $Re$ , а гидравлической — зависимость коэффициента гидравлического сопротивления  $\zeta$  от  $Re$ .

Число Нуссельта определяется по выражению

$$Nu = \frac{\alpha d_э}{\lambda},$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;  $d_э$  — некоторый характерный размер (эквивалентный диаметр);  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности.

Традиционная формула для определения гидравлического диаметра выглядит следующим образом:

$$d_г = \frac{4F}{\Pi},$$

где  $F$  — площадь проходного сечения;  $\Pi$  — смоченный периметр.

Эта формула характеризует пропускную способность потока жидкости, однако для сложных многомерных течений универсальность ее применимости ограничена. Если ее использовать для входного сечения змеевикового ТА, то можно получить диаметр круглой трубы, в которой расположены ЗТ. В этом случае параметр  $d_г$  никак не отражает гидродинамики процессов, происходящих в объеме. При расчете гидравлического диаметра в сечении, перпендикулярном строительной оси, его абсолютное значение будет сильно зависеть от места выбора сечения.

## Интегральные тепловые и гидравлические характеристики МТП ТА

Re	$q_w \cdot 10^{-5}$ , Вт/м <sup>2</sup>	$\Delta T_r$ , К	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\rho u^2$ , Па	$\Delta p$ , Па
$0,6 \cdot 10^2$	0,3	1 234	23	3,5	6 000
$4,5 \cdot 10^3$	1,8	1 076	165	168,0	14 350
$6,4 \cdot 10^3$	2,3	1 051	224	334,3	17 000
$2,0 \cdot 10^4$	5,4	883	610	2 160,0	55 100
$3,2 \cdot 10^4$	7,5	835	900	4 200,0	120 000
$4,0 \cdot 10^5$	24,6	713	3 447	7 470,0	1 500 000

Для определения эквивалентного диаметра предлагается использовать отношение всей площади теплообменных поверхностей  $S_{\text{пов}}$ , задействованной в гидравлических и тепловых процессах (включая поверхность обечаек), к объему ТА  $V$  (в данном случае объему цилиндра):

$$d_3 = \frac{V}{S_{\text{пов}}}.$$

Использование этой формулы (3) при определении гидравлической характеристики позволяет рассматривать в качестве характерного размера в критерии подобия величину, которая учитывает площадь поверхности:

$$\zeta = \frac{2\Delta p d_3}{\rho u^2 L},$$

$\Delta p$  — перепад давления в МТП;  $\rho$  — плотность газа в МТП;  $u$  — скорость газа в МТП;  $L$  — длина ТА.

В таблице приведены расчетные интегральные гидравлические и тепловые характеристики в МТП ТА, где  $q_w$  — плотность теплового потока;  $\Delta T_r$  — перепад температуры газа.

Зависимость перепада температуры газа  $\Delta T_r$  на одной секции змеевикового ТА в МТП от числа Рейнольдса приведена на рис. 5, а, где видно, что с увеличением Re происходит сни-

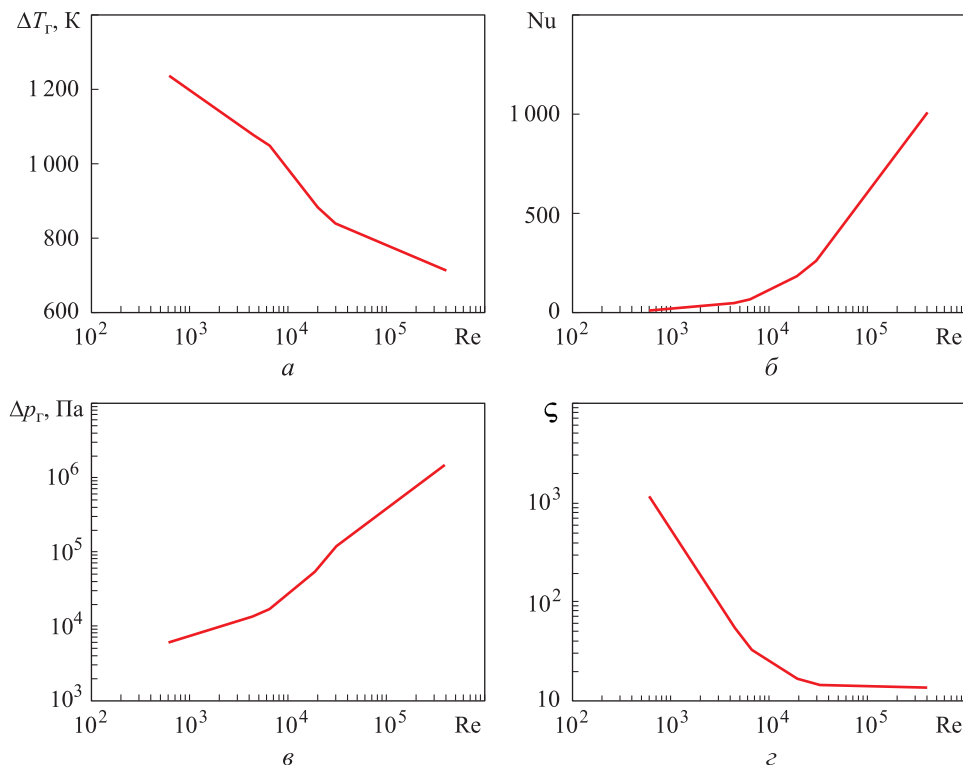


Рис. 5. Зависимости перепада температуры газа  $\Delta T_r$  (а), числа Нуссельта Nu (б), перепада давления газа  $\Delta p_r$  (в) и коэффициента гидравлического сопротивления  $\zeta$  (z) от числа Рейнольдса Re

жение  $\Delta T_r$ . Это вызвано тем, что массовый расход газа растет быстрее, чем интенсивность конвективного теплообмена.

Тепловая характеристика теплообмена в МТП — зависимость числа Нуссельта  $Nu$  от числа Рейнольдса  $Re$  — представлена на рис. 5, б. Интенсивность конвективного теплопереноса в МТП повышается с ростом числа  $Re$ . Для рассмотренных режимов течения на основе численного моделирования подтверждена степенная зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса ( $Nu \sim Re^a$ ).

Зависимость перепада давления газа  $\Delta p_r$  от числа Рейнольдса в МТП изображена на рис. 5, в. Увеличение  $\Delta p_r$  с ростом  $Re$  обусловлено нарастающей скоростью рабочего тела и интенсивностью трения на теплообменных поверхностях.

Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления  $\zeta$  от числа Рейнольдса приведена на рис. 5, г, где видно характерное для этого параметра поведение, соответствующее ла-

минарному, турбулентному и переходному режимам течения.

## Выводы

1. Проведено численное моделирование течения и теплообмена в модельной секции стенового ТА змеевикового типа в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 600 \dots 4 \cdot 10^5$ .

2. Получены поля термогазодинамических параметров, выявлены характерные особенности течения и теплообмена. Определены зависимости тепловых и гидравлических характеристик ТА от числа Рейнольдса.

3. Обнаружено, что с повышением числа Рейнольдса разница температур между входом и выходом МТП уменьшается, несмотря на то что коэффициент теплоотдачи повышается. Это связано с тем, что при увеличении числа Рейнольдса расход газа растет быстрее, чем интенсивность теплообмена.

## Литература

- [1] Фролов К.В., ред. *Машины и аппараты химических и нефтехимических производств. Машиностроение. Энциклопедия*. Москва, Машиностроение, т. IV-12, 2004. 832 с.
- [2] Мартыненко О.Г. *Справочник по теплообменным аппаратам*. В 2 т. Т. 1. Москва, Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
- [3] Солонин В.И., Сатин А.А. Моделирование теплообмена в змеевиковом теплообменнике применительно к реакторной установке «УНИТЕРМ». *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 10, с. 398–412. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/727220.html> (дата обращения 15 мая 2017).
- [4] Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 34(3), pp. 321–330.
- [5] Naphon P., Wongwises S. A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2006, vol. 10, no. 5, pp. 463–490.
- [6] Jayakumar J.S., Mahajani S.M., Mandal J.C., Vijayan P.K., Bhoi R. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *Chemical Engineering Research and Design*, 2008, vol. 86(3), pp. 221–232.
- [7] Shokouhmand H., Salimpour M.R., Akhavan-Behabadi M.A. Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using Wilson plots. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 35(1), pp. 84–92.
- [8] Ghorbani N., Taherian H., Gorji M., Mirgolbabaei H. Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, vol. 34(7), pp. 900–905.
- [9] Ghorbani N., Taherian H., Gorji M., Mirgolbabaei H. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 37(7), pp. 775–781.
- [10] Salimpour M.R. Heat transfer of a temperature-dependent-property fluid in shell and tube heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2008, vol. 35(9), pp. 1190–1195.
- [11] Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, vol. 33(2), pp. 203–207.

- [12] Naphon P., Suwagrai J. Effect of curvature ratios on the heat transfer and flow developments in the horizontal spirally coiled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 50(3–4), pp. 444–451.
- [13] Chen C.-N., Han J.-T., Shao L., Chen W.-W., Jen T.-C. Experimental study on CHF characteristics of R134a flow boiling in horizontal helically-coiled tubes. *14<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference*, 8–13 August 2010, Washington, 2010, vol. 1, pp. 337–346.
- [14] Naphon P., Wongwises S. A study of the heat transfer characteristics of a compact spiral coil heat exchanger under wet-surface conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2005, vol. 29, pp. 511–521.
- [15] Zamankhan P. Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2010, vol. 15(10), pp. 2894–2907.
- [16] Kharat R., Bhardwaj N., Jha R.S. Development of heat transfer coefficient correlation for concentric helical coil heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, vol. 48(12), pp. 2300–2308.
- [17] Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 34, is. 3, pp. 321–330.
- [18] Rennie T.J., Raghavan V.G.S. Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2005, vol. 29(8), pp. 919–924.
- [19] Prabhanjan D.G., Raghavan G.S.V., Rennie T.J. Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2002, vol. 29(2), pp. 185–191.
- [20] Александров В.Ю., Арефьев К.Ю., Ильченко М.А., Ананян М.В. Исследование эффективности рабочего процесса в малогабаритных генераторах высокоэнтальпийного воздушного потока. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2015, № 8, с. 75–86. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/798965.html> (дата обращения 1 сентября 2015).
- [21] Александров В.Ю., Арефьев К.Ю., Ильченко М.А. Расчетно-экспериментальное исследование пульсационных процессов в малогабаритных огневых подогревателях воздуха. *Физика горения и взрыва*, 2016, № 4, с. 74–81.
- [22] Варгафтик Н.Б. *Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей*. Москва, Наука, 1972. 721 с.
- [23] Favre A. Equations des gaz turbulents compressibles. Part 1: Formes generales. *Journal de Mecanique*, 1965, vol. 4, no. 3, pp. 361–390.
- [24] Favre A. Equations des gaz turbulents compressibles. Part 2: method des vitesses moyennes; methode des vitesses moyennes ponderees par la masse volumique. *Journal de Mecanique*, 1965, vol. 4, no. 3, pp. 391–421.

## References

- [1] *Mashiny i apparaty khimicheskikh i neftekhimicheskikh proizvodstv. Mashinostroenie. Entsiklopediia* [Machines and apparatuses of chemical and petrochemical industries. Engineering. Encyclopedia]. Ed. Frolov K.V. Moscow, Mashinostroenie publ., vol. IV-12, 2004. 832 p.
- [2] Martynenko O.G. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Handbook for heat exchangers]. Moscow, Energoatomizdat publ., vol. 1, 1987. 560 p.
- [3] Solonin V.I., Satin A.A. Modelirovanie teploobmena v zmeevikovom teploobmennike primenitel'no k reaktornoj ustanovke «UNITERM» [Modeling of Heat Transfer in the Helical-Coil Heat Exchanger for the Reactor Facility «UNITERM»]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of Bauman MSTU]. 2014, no. 10, pp. 398–412. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/727220.html> (accessed 15 May 2017).
- [4] Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 34(3), pp. 321–330.



- [5] Napho P., Wongwises S. A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2006, vol. 10, no. 5, pp. 463–490.
- [6] Jayakumar J.S., Mahajani S.M., Mandal J.C., Vijayan P.K., Bhoi R. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *Chemical Engineering Research and Design*, 2008, vol. 86(3), pp. 221–232.
- [7] Shokouhmand H., Salimpour M.R., Akhavan-Behabadi M.A. Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using Wilson plots. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 35(1), pp. 84–92.
- [8] Ghorbani N., Taherian H., Gorji M., Mirgolbabaei H. Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, vol. 34(7), pp. 900–905.
- [9] Ghorbani N., Taherian H., Gorji M., Mirgolbabaei H. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 37(7), pp. 775–781.
- [10] Salimpour M.R. Heat transfer of a temperature-dependent-property fluid in shell and tube heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2008, vol. 35(9), pp. 1190–1195.
- [11] Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, vol. 33(2), pp. 203–207.
- [12] Naphon P., Suwagrai J. Effect of curvature ratios on the heat transfer and flow developments in the horizontal spirally coiled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 50(3–4), pp. 444–451.
- [13] Chen C.-N., Han J.-T., Shao L., Chen W.-W., Jen T.-C. Experimental study on CHF characteristics of R134a flow boiling in horizontal helically-coiled tubes. *14<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference*, 8–13 August 2010, Washington, 2010, vol. 1, pp. 337–346.
- [14] Naphon P., Wongwises S. A study of the heat transfer characteristics of a compact spiral coil heat exchanger under wet-surface conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2005, vol. 29, pp. 511–521.
- [15] Zamankhan P. Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2010, vol. 15(10), pp. 2894–2907.
- [16] Kharat R., Bhardwaj N., Jha R.S. Development of heat transfer coefficient correlation for concentric helical coil heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, vol. 48(12), pp. 2300–2308.
- [17] Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 34, is. 3, pp. 321–330.
- [18] Rennie T.J., Raghavan V.G.S. Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2005, vol. 29(8), pp. 919–924.
- [19] Prabhanjan D.G., Raghavan G.S.V., Rennie T.J. Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2002, vol. 29(2), pp. 185–191.
- [20] Aleksandrov V.Iu., Aref'ev K.Iu., Il'chenko M.A., Ananian M.V. Issledovanie effektivnosti rabochego protsessa v malogabaritnykh generatorakh vysokoental'piinogo vozdušnogo potoka [Research of Workflow Efficiency in High-Enthalpy Air Flow Compact Generators]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman* [Science and Education of Bauman MSTU]. 2015, no. 8, pp. 75–86. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/798965.html> (accessed 1 September 2015).
- [21] Aleksandrov V.Yu., Aref'ev K.Yu., Il'chenko M.A. Numerical and experimental study of oscillatory processes in small-size combustion heaters of air. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2016, vol. 52, no. 4, pp. 439–445.
- [22] Vargaftik N.B. *Spravochnik po teplofizicheskim svoistvam gazov i zhidkosti* [Handbook on thermophysical properties of gases and liquids]. Moscow, Nauka publ., 1972. 721 p.
- [23] Favre A. Equations des gaz turbulents compressibles. Part 1: Formes generales. *Journal de Mecanique*, 1965, vol. 4, no. 3, pp. 361–390.

- [24] Favre A. Equations des gaz turbulents compressibles. Part 2: method des vitesses moyennes; methode des vitesses moyennes ponderees par la masse volumique. *Journal de Mecanique*, 1965, vol. 4, no. 3, pp. 391–421.

Статья поступила в редакцию 10.07.2017

## Информация об авторах

**АЛЕКСАНДРОВ Вадим Юрьевич** (Москва) — кандидат технических наук, заместитель начальника отдела «Аэрокосмические двигатели» по научному направлению. ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: aleksandrov@rtc.ciam.ru).

**КОРОЛЕВА Анастасия Павловна** (Москва) — инженер отдела «Аэрокосмические двигатели». ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: akoroleva@ciam.ru).

**КУКШИНОВ Николай Владимирович** (Москва) — кандидат технических наук, младший научный сотрудник отдела «Аэрокосмические двигатели». ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»; ассистент кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: kukshinov@ciam.ru).

**ФРАНЦУЗОВ Максим Сергеевич** (Москва) — младший научный сотрудник отдела «Аэрокосмические двигатели». ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»; ассистент кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: mfrancuzov@yandex.ru).

## Information about the authors

**ALEKSANDROV Vadim Yurievich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Deputy Head for Research, Aerospace Engine Department. Federal State Unitary Enterprise — Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: aleksandrov@rtc.ciam.ru).

**KOROLEVA Anastasia Pavlovna** (Moscow) — Engineer, Aerospace Engine Department. Federal State Unitary Enterprise — Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: akoroleva@ciam.ru).

**KUKSHINOV Nikolay Vladimirovich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Junior Research Scientist, Aerospace Engine Department. Federal State Unitary Enterprise — Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM; Assistant Lecturer, Department of Thermophysics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kukshinov@ciam.ru).

**FRANTSUZOV Maxim Sergeevich** (Moscow) — Junior Research Scientist, Aerospace Engine Department. Federal State Unitary Enterprise — Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM; Assistant Lecturer, Department of Thermophysics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: mfrancuzov@yandex.ru).