DOI: 10.15593/2224-9982/2015.43.05

УДК 532.517.4: 536.24

И.Е. Лобанов

Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

ТЕОРИЯ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ «ВЫСТУП – КАНАВКА»

Представлена разработанная теоретическая компаундная математическая модель интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в прямых кольцевых каналах при односторонних комбинированных поверхностных турбулизаторах типа «выступ – канавка», основанная на семислойном математическом моделировании турбулентного пограничного слоя в пространстве между турбулизаторами и использовании интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоев для пространства в канавке. Были получены аналитические решения задачи об интенсифицированном теплообмене данного вида в зависимости от геометрических параметров канала и режимов течения теплоносителя. До настоящего времени теоретическое детерминирование интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» было предпринято в существующих теоретических работах также на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоев. Ранее разработанная теория удовлетворительно коррелирует с имеющимся эмпирическим материалом, однако в ней используются соответствующие дополнительные допущения, ограничивающие ее применение. Полученные результаты расчета в зависимости от вышеуказанных параметров удовлетворительно согласуются с существующими экспериментальными данными и имеют перед последними неоспоримое преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах.

Ключевые слова: моделирование, теплообмен, интенсификация, турбулизатор, компаундный, пограничный слой, математический, модель.

I.E. Lobanov

Moscow Aviation Institute
(National Research University), Moscow, Russian Federation

THEORY OF INTENSIFIED HEAT EXCHANGE IN TURBULENT FLOW IN ANNULAR CHANNELS WITH TURBULATORS “LUG – GROOVE”

In the present article it was developed theoretical compound mathematical model of intensified heat exchange in turbulent flow in straight annular channels with unilateral combined surface turbulators “lug - groove”. The model is based on the seven-layer mathematical modeling turbulent boundary layer in the space between the turbulators and the integral relations for the turbulent boundary layers in the space of groove. The analytical solutions of this type on the problem of intensified heat exchange de-

pending on the geometric parameters of the channel and the coolant flow regimes were obtained. So far, the theoretical determinacy of intensified heat exchange in annular channels with unilateral combined surface turbulators "lug - groove" was undertaken in existing theoretical works on integral relations for the turbulent boundary layers too. Previously developed theory satisfactorily correlates with the available empirical data, but it uses the appropriate additional assumptions that restricts its application. The results of calculation, depending on the above parameters, are in satisfactory agreement with the available experimental data and have a distinct advantage over the latter, as the assumptions made in deriving them, cover a much wider range of determining parameters than the limits in the experiments.

Keywords: modeling, heat exchange, intensification, turbulator, compound, boundary layer, mathematical, model.

Введение

В различных областях техники используются теплообменные аппараты с каналами некруглого поперечного сечения: кольцевые, плоские, каналы, образованные пучками труб и т.п. Для повышения эффективности их работы применяется интенсификация теплообмена [1–6].

В работах [1, 2] отмечается, что при интенсификации теплообмена в кольцевых каналах с помощью накатки внутренней трубы сохраняются все преимущества вышеуказанного метода для продольно омываемых тесных пучков труб. Следует отметить, что как в кольцевых каналах, так и в пучках накатка в виде кольцевых канавок обеспечивает гораздо более низкий уровень увеличения теплоотдачи, чем внутри труб. В исследованиях [1, 2] доказывается, что предельное увеличение теплоотдачи в кольцевом канале с помощью накатки канавок составляет 60 %, в то время как в трубах достигает 100 % и более.

Одновременно с этим на практике имеют место условия, когда коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве аппаратов или кольцевом канале меньше, чем в трубах. Здесь можно достичь заметных эффектов интенсификации теплопередачи только при существенном росте коэффициента теплоотдачи снаружи труб. В последнем отношении турбулизаторы в форме выступов предпочтительнее канавок, так как позволяют увеличить теплоотдачу в кольцевых каналах до 100 %, но гидравлические характеристики каналов с турбулизаторами в форме выступов уступают каналам с канавками.

Главный недостаток – трудоемкость и нетехнологичность изготовления труб с выступами на наружной поверхности и нерешенность проблемы одновременной интенсификации теплообмена внутри труб. Для решения проблемы была предложена конструкция трубы с накатанными комбинированными турбулизаторами типа «выступ – канавка» [7], фрагментарно показанная на рис. 1, разработана технология ее производства и исследованы ее теплогидравлические характеристики [1, 2].

Рис. 1. Фрагмент конструкции трубы с накатанными комбинированными турбулизаторами типа «выступ – канавка» [1, 2]

В этих работах делается заключение, что применение вышеуказанных комбинированных турбулизаторов позволяет увеличить теплоотдачу в кольцевых каналах до 50 % (и даже несколько больше) по сравнению с накаткой типа «канавка». При этом оптимальная высота выступов не превышает значения $h_1/d_3 = 0,04$, где d_3 – эквивалентный диаметр канала, при котором увеличение коэффициента сопротивления

ния $\left(\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} \right) / \left(\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} \right)_{h_1=0} = 1,7$ (здесь ξ – коэффициент гидравлического

сопротивления канала с турбулизаторами; $\xi_{\text{гл}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления гладкого канала).

Интегральные теплогидравлические характеристики кольцевых каналов с комбинированными турбулизаторами при $h/d_3 = 0,04$ следующие:

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\text{гл}}} = 2,09; \quad \frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} = 2,5 \dots 2,95 \quad \text{при } \text{Re} = 10^4 \dots 8 \cdot 10^4,$$

где Nu – число Нуссельта для канала с турбулизаторами; $\xi_{\text{гл}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления для гладкого канала.

Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» вплоть до настоящего времени производилось преимущественно экспериментальным образом [1, 2]. В этих работах были получены соответствующие эмпирические соотношения. Вышеуказанное обстоятельство обуславливает правомерность постановки задачи теоретического исследования данных явлений.

Ранее теоретическое детерминирование интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» было предпринято в работе [8] на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоев. Теория, разработанная в исследовании [8], удовлетворительно коррелирует с имеющимся эмпирическим материалом [1, 2], однако в ней используются соответствующие дополнительные допущения [8].

В рамках данного исследования ставится задача математического моделирования интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» с применением компаундной семислойной модели турбулентного пограничного слоя, сочетающей основные преимущества как супермногослойных моделей, так и моделей, основанных на интегральных соотношениях для турбулентных пограничных слоев [8].

Особенности расчета теплообмена для кольцевых каналов с турбулизаторами на внутренней трубе на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя были подробно рассмотрены в работах [8–14]. Физический смысл моделирования заключается в том, что на поверхности с турбулизаторами вплоть до линии максимальной скорости пограничный слой разбивается на четыре подслоя (вязкий, буферный, вихревое ядро во впадине, турбулентное ядро), а с гладкой стороны – на три подслоя (вязкий, буферный, турбулентное ядро). Осредненное число Нуссельта для такого канала получается решением уравнения энергии для всех подслоев.

Математическая модель теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка»

Теплообмен и трение в рассматриваемых модельных условиях рассчитываются отдельно для канавки и для пространства между выступами, а затем осредняются. Предполагается, что пограничные слои между выступами и в канавке развиваются независимо друг от друга. Такое допущение основано на том, что при турбулентном течении в данном канале пограничный слой в канавке локализован и не оказывает заметного влияния на весь поток, а основные параметры пограничного слоя между выступами характеризуются величиной среднерасходной скорости в канале. Данное решение справедливо при явно выраженных отрыве и присоединении турбулентного пограничного слоя, что характерно для так называемых открытых впадин между выступами.

При моделировании теплообмена и гидравлического сопротивления все выступы рассматриваются как выступы одной высоты, т.е. h_1 примерно равно h_4 (см. рис. 1).

Сначала необходимо рассмотреть моделирование интенсифицированного теплообмена в канавке. При расчете теплообмена в канавке воспользуемся тем же методом, который был успешно реализован при расчете теплообмена в каналах с кольцевыми канавками (без выступов) [8]. Предварительно следует отметить, что при моделировании характерным размером для чисел Рейнольдса и Нуссельта является эквивалентный диаметр d_e .

В работе [8] приводится следующее соотношение для средней теплоотдачи для турбулентного пограничного слоя в канавке, полученное на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоев:

$$\overline{St} = 0,036 \cdot Re_p^{-0,2} Pr^{-0,75}, \quad (1)$$

где St – число Стэнтона, характерный размер есть периметр поперечного сечения канавки P ; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля.

Чтобы определить число Рейнольдса, входящее в формулу (1), необходимо детерминировать скорость на внешней границе турбулентного пограничного слоя в канавке. В работе [8] приводятся данные, что скорость на внешней границе пограничного слоя $\bar{w}_\infty$ в канавке

обладает в интересующем нас диапазоне определяющих параметров достаточно высокой консервативностью и ее с приемлемой точностью можно принять как

$$\bar{w}_\infty = 0,44 \cdot \bar{w}_x,$$

где $\bar{w}_x$ – среднерасходная скорость.

Осредненное число Нуссельта в турбулентном пограничном слое в канавке $\overline{\text{Nu}}_k$, полученное на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоев, определяется следующим соотношением [8]:

$$\overline{\text{Nu}}_k = \overline{\text{St}} \cdot \text{Re}_p^{-0,2} \text{Pr}^{-0,75} = 0,036 \cdot \text{Re}_p^{0,8} \text{Pr}^{0,25}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи в канавке

$$\overline{\alpha}_k = \overline{\text{Nu}}_k \frac{\lambda}{t_1} = 0,036 \text{Re}_p^{0,8} \text{Pr}^{0,25} \frac{\lambda}{t_1},$$

где λ – коэффициент теплопроводности.

Число Рейнольдса для турбулентного пограничного слоя в канавке детерминируется следующим образом:

$$\text{Re}_p = \frac{\bar{w}_\infty P}{\nu} = \frac{\bar{w}_x}{\nu} 0,44 \cdot P,$$

где ν – кинематическая вязкость. Поскольку $\text{Re} = \frac{\bar{w}_x d_3}{\nu}$, то

$$\text{Re}_p = \frac{P}{d_3} \cdot 0,44 \cdot \text{Re}.$$

После соответствующих подстановок получим

$$\overline{\text{Nu}}_k = 0,036 \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,25} \left(\frac{0,44 \cdot P}{d_3} \right)^{0,8} = 0,01867 \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,25} (P/d_3)^{0,8}.$$

Осредненное значение числа Нуссельта для канавки

$$\overline{\alpha}_k = \overline{\text{Nu}}_k \frac{\lambda}{P}.$$

Периметр P поперечного сечения канавки относительно эквивалентного диаметра d_3 можно вывести, исходя из геометрии канавки (см. рис. 1) (для удобства расчетов относительные величины выбирались такими же, как в эмпирических соотношениях для теплообмена и гидравлического сопротивления для комбинированных турбулизаторов типа «выступ – канавка» [1, 2]):

$$\frac{P}{d_3} = \left[\frac{h_2}{d_3} + \frac{1}{4} \left(\frac{h_2}{t_1} \right)^{-1} \right] \arcsin \left\{ \left[\frac{h_2}{t_1} + \frac{1}{4} \left(\frac{h_2}{t_1} \right)^{-1} \right]^{-1} \right\},$$

где параметр $\frac{h_2}{t_1} = \frac{h_2/d_3}{t_1/d_3}$.

Расчет теплообмена между выступами в кольцевом канале при применении комбинированных турбулизаторов типа «выступ – канавка» проводится так же, как и для кольцевого канала при отсутствии канавок, т.е. так же, как и в работах [8–14].

Чтобы рассчитать теплообмен в канале с турбулизаторами типа «выступ – канавка», необходимо применить допущение о независимости пограничных слоев в канавке и на стенке. Кроме того, применяется допущение о выступах одной высоты, т.е. h_1 почти равно h_4 (см. рис. 1).

Для расчета интенсифицированного теплообмена между турбулизаторами по вышеуказанной семислойной модели сопротивление трения принимается таким же, как при отсутствии канавок.

Интенсифицированный теплообмен и сопротивление трения могут быть детерминированы по соответствующим эмпирическим закономерностям, приведенным в работах [1, 2], для комбинированных турбулизаторов типа «выступ – канавка» при условии, что $h_2 = t_1 = 0$:

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} = 0,9 \cdot \left[1 + 440 \left(\frac{h_1}{d_3} \right)^2 \right],$$

$$\xi_{\text{гл}} = 0,11 \cdot \left(0,0365 + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25},$$

$$\forall \text{ Re} = 10^4 \dots 10^5, \frac{h_1}{d_3} = 0 \dots 0,05.$$

Средний коэффициент теплоотдачи между выступами

$$\overline{\alpha}_B = \overline{Nu}_c \frac{\lambda}{t - t_1}.$$

Осредненный теплообмен в кольцевом канале при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» будет

$$\overline{\alpha} = \frac{1}{t} \left[\overline{\alpha}_c (t - t_1) + \overline{\alpha}_k P \right] = \overline{\alpha}_c \left(1 - \frac{t_1}{t} \right) + \overline{\alpha}_k \frac{P}{t}.$$

Осредненное число Нуссельта для всего канала

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_c \left(1 - \frac{t_1}{t} \right) + \overline{Nu}_k \frac{d_3}{t} = \overline{Nu}_c (1 - t_1/t) + \overline{Nu}_k (t/d_3)^{-1}.$$

Главное преимущество представленного в данном исследовании компаундного метода расчета интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» над методом, разработанным в исследовании [8], является детерминирование теплообмена в канавке с меньшим числом допущений и расчет теплообмена между выступами по семислойной схеме потока, которая имеет более широкий диапазон применения.

Сопоставление теоретических данных с экспериментом

Расчетные данные по теплообмену в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» верифицируются эмпирическими отношениями, которые наиболее подробно представлены в работах [1, 2]:

$$\begin{aligned} \frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} &= 0,9 \left\{ 1 + \left[3,21 \frac{h_2}{d_3} (\lg \text{Re} - 2,27) + 0,09 (\lg \text{Re} - 4,3) \sin \left\langle \left(1 - 22,44 \frac{h_2}{d_3} \right) \pi \right\rangle \right] \times \right. \\ &\quad \left. \times \left(1,4 - 0,488 \frac{t}{d_3} \right) \right\} \left[1 + 440 \left(\frac{h_1}{d_3} \right)^2 \right], \\ \xi_{\text{гл}} &= 0,11 \cdot \left(0,0365 + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \end{aligned}$$

$$\forall \text{ Re} = 10^4 \dots 10^5; \frac{h_2}{d_3} = 0,0167; \frac{h_1}{d_3} = 0 \dots 0,05; \frac{t_1}{d_3} = 0,41 \dots 0,48; \quad (2)$$

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\text{гл}}} = 1 + 0,64 \left(1 - 0,274 \frac{t}{d_3} \right) \left[1 - e^{-35,8 \frac{h_2}{d_3}} \right] \begin{cases} 0,9 + 224 \left(\frac{h_1}{d_3} \right)^{1,55} & \forall \frac{h_1}{d_3} \leq 0,04 \\ 2,24 & \forall \frac{h_1}{d_3} > 0,04 \end{cases},$$

$$\text{Nu}_{\text{гл}} = 0,016 \cdot \text{Re}^{0,8} R_1^{0,16} \times \begin{cases} 1 + 1,75 \cdot \left(\frac{1/R_1 - 5}{\text{Re}} \right)^{0,6} & \forall R_1 < 0,2 \\ 1 & \forall R_1 > 0,2 \end{cases},$$

$$\forall \text{ Re} = 10^4 \dots 10^5; \frac{h_2}{d_3} = 0,0167; \frac{h_1}{d_3} = 0 \dots 0,05; \frac{t_1}{d_3} = 0,41 \dots 0,48.$$

Анализ полученных теоретически данных по интенсифицированному теплообмену для кольцевого канала с односторонними комбинированными турбулизаторами типа «выступ – канавка» показывает, что они удовлетворительно коррелируют с имеющимися экспериментальными данными.

В качестве иллюстрации на рис. 2 приведено сравнение расчетных данных по интенсифицированному теплообмену в кольцевых каналах при применении комбинированных турбулизаторов типа «выступ – канавка», полученных по семислойной схеме, с эмпирическими данными, полученными по формуле (2) [1, 2] при $\text{Pr} = 0,72$; $R_1 = 0,738$; $h_1/d_3 = 0,03$; $h_2/d_3 = 0,135$; $t/d_3 = 1,023$; $h_2/t_1 = 0,307$; $t_1/t = 0,431$; $t_1/d_3 = 0,44$ в зависимости от числа Рейнольдса $\text{Re} = 10^4 \dots 10^5$.

Как видно из рис. 2, соответствие между расчетными и экспериментальными данными хорошее.

Ранее отмечалось, что оптимальное значение высоты выступов в комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка» в эксперименте, приведенном в работах [1, 2], составляет порядка $h_1/d_3 = 0,04$. В данном случае интегральные теплогидравлические характеристики кольцевых каналов с комбинированными турбулизаторами типа «выступ – канавка» следующие: $(\text{Nu}/\text{Nu}_{\text{гл}})_3 = 2,09$; $(\xi/\xi_{\text{гл}})_3 = 2,5 \dots 2,95$ при $\text{Re} = 10^4 \dots 8 \cdot 10^4$.

Рис. 2. Сравнение расчетных данных по интенсифицированному теплообмену в кольцевых каналах при применении комбинированных турбулизаторов типа «выступ – канавка», полученных по семислойной схеме (сплошная линия), с эмпирическими данными [1, 2] (пунктир)

Расчет по разработанной в данном исследовании компаундной модели, основанной на семислойной модели турбулентного пограничного слоя в пространстве между турбулизаторами и интегральных соотношениях для турбулентных пограничных слоев для пространства в канавке, дает значение интенсифицированного относительного теплообмена $(Nu/Nu_{гл})_T = 2,06$, что фактически полностью соответствует эксперименту [1, 2].

Заключение

Разработана компаундная математическая модель интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ – канавка», основанная на семислойном моделировании турбулентного пограничного слоя в пространстве между турбулизаторами и использовании интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоев для пространства в канавке.

Получены аналитические решения задачи об интенсифицированном теплообмене данного вида в зависимости от геометрических параметров канала и режимов течения теплоносителя. Представленные решения выгодно отличаются от существующих [8], поскольку имеют более широкую общность, а также получены с применением меньшего числа допущений.

Полученные результаты расчета в зависимости от вышеуказанных параметров удовлетворительно согласуются с существующими экспериментальными данными и имеют перед последними определенное преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах.

Библиографический список

1. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
3. Brauer H. Strömungswiderstand und Wärmeübergang bei Ringapalten mit rauhen Kernrohr // Atomkerneenergie. – 1969. – Vol. 4. – P. 152–166; Vol. 5. – P. 207–211.
4. Wilkie D., Cowin M., Burnett F. Friction factor measurements in a rectangular channel wall of identical and nonidentical roughness // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1967. – Vol. 10, № 5. – P. 610–622.
5. Han J.C., Park J.S., Ibrahim M.Y. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channel with turbulence promoters. NASA Contactor Rep. 4015 / Texas A&M University College Station. – Texas, 1986. – 200 p.
6. Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1988. – Vol. 31, № 1. – P. 183–195.
7. Теплообменная труба. А.с. № 1374029 СССР. Кл. F28 F1/42. / М.П. Игнатьев, С.А. Ярхо, Г.А. Дрейцер, Ф.П. Кирпичников // Открытия, изобретения. – 1988. – № 6.
8. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: дис. ... д-ра техн. наук. – М., 2005. – 632 с.
9. Дрейцер Г.А., Лобанов И.Е. Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Докл. АН. – 2005. – Т. 402, № 2. – С. 184–188.
10. Лобанов И.Е. Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Проблемы газодинамики и тепломассообмена

в энергетических установках: тр. XV шк.-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – Т. 1. – С. 103–106.

11. Лобанов И.Е. Обобщенная теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах с турбулизаторами на внутренней трубе на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Альманах современной науки и образования // Грамота. – Тамбов, 2012. – № 1(56). – С. 49–60.

12. Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах с турбулизаторами на внутренней трубе на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Фундаментальные проблемы техники и технологии – Технология–2012: сб. тез. и аннотаций науч. докл. XV Междунар. науч.-техн. конф., г. Орел, 5–8 июня 2012. – М.; Орел: Спектр, 2012. – С. 227–228.

13. Лобанов И.Е. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя с корреляцией с кольцевым каналом // Моск. науч. обозрение. – 2012. – № 12, т. 1. – С. 11–19.

14. Лобанов И.Е. Общая теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в прямых кольцевых каналах с периодически поверхностно расположенными на внутренней трубе турбулизаторами на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Тр. XXXIX академ. чтений по космонавтике, посвященных памяти акад. С.П. Королева и других выдающихся отечественных ученых – пионеров освоения космического пространства. Москва, 27–30 января 2015 г. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. – С. 385–386.

References

1. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Kopp I.Z. [et al.]. *Effektivnye po-verkhnosti teploobmena* [Effective exchange surfaces]. Moscow: Energoatomizdat, 1998. 408 p.

2. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. *Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh* [Enhancement of heat exchange in the channels]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1990. 208 p.

3. Brauer H. *Strömungswiderstand und Wärmeübergang bei Ringapalten mit rauhen Kernrohr*. *Atomkernenergie*, 1969, vol. 4, pp. 152-166, vol. 5, pp. 207-211.

4. Wilkie D., Cowin M., Burnett F. Friction factor measurements in a rectangular channel wall of identical and nonidentical roughness. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1967, vol. 10, no. 5, pp. 610-622.

5. Han J.C., Park J.S., Ibrahim M.Y. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channel with turbulence promoters. NASA Contractor Rep. 4015. Texas AEM University College Station, 1986. 200 p.

6. Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1988, vol. 31, no. 1, pp. 183-195.

7. Ignatev M.P., Yarkho S.A., Dreytser G.A., Kirpichnikov F.P. Teploobmennaya truba [Heat exchange tube]. Certificate no. 1374029 SSSR. Kl. F28 F1/42. *Otkrytiya, izobreteniya*, 1988, no. 6.

8. Lobanov I.E. Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh [Mathematical modeling of the intensified heat exchange for turbulent flow in channels]. Doctor's degree dissertation. Moscow, 2005. 632 p.

9. Dreytser G.A., Lobanov I.E. Modelirovanie teploobmena v koltsevykh kanalakh s turbulizatorami s pomoshchyu semisloynoy modeli turbulentnogo pogrannichnogo sloya [Modeling of heat exchange in annular channels with turbulators using a seven-layer model of turbulent boundary layer]. *Doklady Akademii nauk*, 2005, vol. 402, no. 2, pp. 184-188.

10. Lobanov I.E. Modelirovanie teploobmena v koltsevykh kanalakh s turbulizatorami s pomoshchyu semisloynoy modeli turbulentnogo pogrannichnogo sloya [Modeling of heat exchange in annular channels with turbulators using a seven-layer model of turbulent boundary layer]. *Trudy XV shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov pod rukovodstvom akademika Rossiiskoy akademii nauk A.I. Leonteva "Problemy gazodinamiki i teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh"*, 2005, vol. 1, pp. 103-106.

11. Lobanov I.E. Obobshchennaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v koltsevykh kanalakh s turbulizatorami na vnutrenney trube na baze semisloynoy modeli turbulentnogo pogrannichnogo sloya [Generalized theory of intensified heat exchange in a turbulent flow in circular ducts with turbulators on the inner tube based on the seven-layer model of the turbulent boundary layer]. *Almanakh sovremennoy nauki i obrazovaniya*, 2012, no. 1(56), pp. 49-60.

12. Lobanov I.E. Teoriya intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v koltsevykh kanalakh s turbulizatorami na vnutrenney trube na baze semisloynoy modeli turbulentnogo pogrannichnogo sloya [The

theory of the intensified heat exchange in turbulent flow in circular ducts with turbulators on the inner tube based on the seven-layer model of the turbulent boundary layer]. *Fundamentalnye problemy tekhniki i tekhnologii*, Orel, 5-8 June 2012, pp. 227-228.

13. Lobanov I.E. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheskimi poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka na baze semisloynnoy modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya s korrelyatsiyey s koltsevykh kanalom [Simulation of intensified heat exchange in a turbulent flow in a plane channel with periodic superficial turbulent flow based on the seven-layer model of the turbulent boundary layer correlated with the annular channel]. *Moskovskoe nauchnoe obozrenie*, 2012, no. 12, vol. 1, pp. 11-19.

14. Lobanov I.E. Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v pryamykh koltsevykh kanalakh s periodicheskimi poverkhnostno raspolozhennymi na vnutrenney trube turbulizatorami na baze semisloynnoy modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya [The general theory of intensified heat exchange in a turbulent flow in a straight annular channels with periodic arrangement of vortex generators on the inner tube based on the seven-layer model of the turbulent boundary layer]. *Trudy XXXIX akademicheskikh chteniy po kosmonavtike, posvyashchennykh pamyati akademika S.P. Koroleva i drugih vydayushchikhsya otechestvennykh uchenykh-pionerov osvoeniya kosmicheskogo prostranstva*. Moscow, 27-30 January 2015, pp. 385-386.

Об авторе

Лобанов Игорь Евгеньевич (Москва, Россия) – доктор технических наук, ведущий научный сотрудник ПНИЛ-204 Московского авиационного института (национального исследовательского университета) (125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, 4, e-mail: llobbaannooff@live.ru).

About the author

Igor E. Lobanov (Moscow, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Leading Researcher, Moscow Aviation Institute (National Research University) (4, Volokolamskoe shosse st., Moscow, 115477, Russian Federation, e-mail: llobbaannooff@live.ru).

Получено 21.10.2015