

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
ENERGY AND ELECTRICAL ENGINEERING

УДК 532.517.4 : 536.24

DOI: 10.21822/2073-6185-2022-49-1-14-24

Оригинальная статья /Original Paper

**Моделирование теплообмена и гидравлического сопротивления в коротких
и длинных прямых круглых трубах с полукруглыми турбулизаторами
в зависимости от геометрических и режимных параметров**

И.Е. Лобанов

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4, Россия

Резюме. Цель. Целью исследования являлось определение зависимости распределений среднеинтегральных гидравлических сопротивлений и конвективного теплообмена при турбулентном течении в трубах с малыми (короткий канал) и большими (длинный канал) последовательностями полукруглых периодических выступов на основе численных решений систем уравнений Рейнольдса, замыкающихся при помощи моделей переносов сдвигового напряжения Менстера, и уравнений энергии на разномасштабной пересекающейся структурированной сетке. **Метод.** Методика расчёта, основанная на решениях конечно-объёмными методами уравнения Рейнольдса, замыкаемого при помощи модели переносов сдвигового напряжения Менстера и уравнения энергии на разномасштабной пересекающейся структурированной сетке позволила с приемлемыми погрешностями произвести расчёт средних коэффициентов гидравлических сопротивлений и теплоотдачи в трубе с различными количествами кольцевых полукруглых выступов. **Результат.** Проведены аналитические сравнения проделанных расчётных соотношений по относительным теплообмену и гидравлическому сопротивлению от количества выступов в каналах с различными значениями относительных высот турбулизаторов h/D , относительных шагов между турбулизаторами t/D , различными значениями критериев Рейнольдса Re , при остальных эквивалентных параметрах, которые показали, в каком случае качественные девиации вышеупомянутых характеристик осуществляются монотонно, а в каком случае — сопровождаются экстремумами или перегибами, а также показали случаи качественных изменений расчётных характеристик. С переходом от 30 выступов к 50 происходят, как правило, лишь количественные различия для относительных параметров гидросопротивлений и теплоотдачи, а их качественные изменения незначительны; с дальнейшим переходом от 50 выступов к 100 незначительными становятся и количественные их изменения. **Вывод.** Характер закономерностей распределений среднеинтегральных характеристик потоков и теплоотдачи для канала с выступами различного количества необходимо учитывать для короткого канала. Анализ полученной расчётной информации показал, что при переходе от короткого канала с турбулизаторами к длинному, чаще всего, имеет место увеличение относительного теплообмена и снижение относительных гидравлических сопротивлений, что обосновывает преимущество, с точки зрения интенсификации, теплоотдачи турбулизацией потока последних каналов по отношению к первым каналам.

Ключевые слова: моделирование, математический, теплообмен, гидросопротивление, конвективный, турбулизатор, труба, модель, Менстер, канал, короткий, длинный.

Для цитирования: И.Е. Лобанов. Моделирование теплообмена и гидравлического сопротивления в коротких и длинных прямых круглых трубах с полукруглыми турбулизаторами в зависимости от геометрических и режимных параметров. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2022; 49 (1): 14-24. DOI:10.21822/2073-6185-2022-49-1-14-24

Modeling of heat transfer and hydraulic resistance in short and long straight round pipes with semicircular turbulators depending on geometric and operating parameters

I.E. Lobanov

Moscow Aviation Institute (National Research University),
4 Volokolamskoe highway, A-80, GSP-3, Moscow 125993, Russia

Abstract. Objective. The aim of the study was to determine the dependence of the distributions of average integral hydraulic resistances and convective heat transfer in turbulent flow in pipes with small (short channel) and large (long channel) sequences of semicircular periodic protrusions based on numerical solutions of the Reynolds equation systems, closed using Menter's shear stress transfer models, and energy equations on a multi-scale intersecting structured grid. **Method.** The calculation technique based on finite volume solutions of the Reynolds equation, closed using the Menter shear stress transfer model and the energy equation on a multi-scale intersecting structured grid, made it possible, with acceptable errors, to calculate the average coefficients of hydraulic resistance and heat transfer in a pipe with different quantities annular semicircular ledges. **Result.** Analytical comparisons were made of the calculated ratios for relative heat transfer and hydraulic resistance on the number of protrusions in channels with different values of relative heights of turbulators h/D , relative steps between turbulators t/D , different values of the Reynolds criteria Re , with other equivalent parameters, which showed that in in which case the qualitative deviations of the above characteristics are carried out monotonously, and in which case they are accompanied by extrema or inflections, and also showed cases of qualitative changes in the calculated characteristics. With the transition from 30 protrusions to 50, as a rule, only quantitative differences occur for the relative parameters of hydraulic resistance and heat transfer, and their qualitative changes are insignificant; with a further transition from 50 protrusions to 100, their quantitative changes also become insignificant. **Conclusion.** The nature of the patterns of distributions of the mean integral characteristics of flows and heat transfer for a channel with protrusions of various numbers must be taken into account for a short channel. An analysis of the calculated information obtained showed that when moving from a short channel with turbulators to a long one, most often, there is an increase in relative heat transfer and a decrease in relative hydraulic resistance, which justifies the advantage, from the point of view of intensification, of heat transfer by turbulence of the flow of the last channels in relation to the first channels.

Keywords: modeling, mathematical, heat transfer, hydraulic resistance, convective, turbulator, pipe, model, Mentor, channel, short, long

For citation: I.E. Lobanov. Modeling of heat transfer and hydraulic resistance in short and long straight round pipes with semicircular turbulators depending on geometric and operating parameters. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2022; 49 (1): 14-24. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2022-49-1-14-24

Введение. Общеизвестный и в достаточной мере проверенный практически метод смерчевой интенсификации теплоотдачи заключается в применении повторяющихся выступов на стенках омываемой поверхности [1]. Исследования зависимости теплоотдачи и гидросопротивлений в этих случаях чаще всего проводились опытными способами, а существующие теории в этом направлении ограничены и базируются на интегральном подходе [2, 11, 17-21]. Сейчас при решении задачи по смерчевой теплофизике интенсивным образом развивается многоблочная вычислительная технология, базирующаяся на пересекающейся структурированной сетке [4, 5, 7].

Постановка задачи. Настоящая статья является продолжением применения существующих способов [8-16] для анализа турбулентных течений и теплоотдачи в трубе с выступами полукруглых профилей с различными относительными высотами, шагами и режимами течений теплоносителей, для цели наиболее тщательного анализирования интенсифицированной теплоотдачи для длинных и коротких труб с выступами.

Методы исследования. Системы уравнения Рейнольдса и уравнения энергий, записанных для естественных переменных, решаются при помощи конечно-разностной полностью неявной схемы на центрированных неравномерных косоугольных сетках. Используются принципы расщеплений по физическому процессу. Конвективное слагаемое аппроксимируется при помощи квадратичных противопоточных схем.

Процедуры SIMPLEC применяются при расчёте полей давлений. Решения разностных уравнений реализуются при помощи высокоэффективных способов неполных матричных факторизаций. Ускорения сходимости реализуется применением методов аддитивных коррекций. Для корректных описаний турбулентной теплоотдачи применяются многоблочные алгоритмы решений задач на пересекающейся разномасштабной сетке, апробированные для решения задачи динамики вихрей и теплоотдачи [4]. Был применён метод для описания турбулентных переносов при помощи зональных низкорейнольдсовых моделей Ментера [5].

Разработанные в объектно-ориентированных средах C++ расчётные программы содержат пользовательские интерфейсы для решения в Windows 8.

Последовательности работ с программами включают нижеследующие этапы: введение (коррекция) начальных данных; выполнение расчёта и предусмотрены режимы генерации файла для результата в форме для TECPLOT (Amtec Engineering, Inc.) с визуализацией графики пространственного течения; просмотры, сопоставления, анализирование, вывод на печать результата расчётов.

Исследуются каналы постоянных цилиндрических сечений с расположением на стенке выступами с формой периодической диафрагмы количеством N от 4 до 30, и до 50, которые имеют полукруглые поперечные сечения.

Диапазон изменений характеристик выступов: $d/D = 0,85 \div 0,99$; $t/D = 0,25 \div 1$, где t — шаг размещений выступов; d — диаметры диафрагм; D — диаметры труб. Интервалы изменений критериев Рейнольдса: $Re = 10^4 \div 10^5$. В настоящей статье расчёты теплоотдачи проводятся на воздухе: $Pr = 0,72$.

2-мерная и 3-х-мерная расчётные области включают целый ряд секций, которые содержат по одному выступу. Постулируется, что для нескольких выступов турбулентные течения приобретают установившиеся тенденции.

Расчёты теплоотдачи в статье проводились с граничными условиями на стенках 1-го рода.

В настоящей статье количество секций увеличены с 4 до 30 и до 50, с целью установления закономерности изменений интенсифицирования теплоотдачи для длинных и коротких труб. Подробнее конкретные аспекты модели численного расчёта реализованного метода ранее рассматривалась в [4, 7-16].

При сравнении в [7-11; 13-16] использовались соответствующие опытные данные по теплообмену и гидросопротивлению для каналов с турбулизаторами сходных параметров, в которых имелось хорошее коррелирование расчётных и экспериментальных данных. Указанное обосновало применение этого способа расчётов при исследовании теплоотдачи и гидросопротивления в длинных и коротких круглых каналах с периодическими поверхностными выступами полукруглых поперечных сечений в зависимости от режимных и геометрических характеристик.

Обсуждение результатов. Влияние геометрических и режимных характеристик параметров на осреднённые параметры течения и теплообмена.

Соответственность имеющимся опытным данным сгенерированной расчётной модели для местных и средних параметров течений и теплоотдачи в трубе с выступами обосновывает её использование для выявления закономерностей средних характеристик течений и теплоотдачи в трубе с разным числом выступов (от 4 до 30 и до 50) в зависимости от режимов течений теплоносителей и геометрии каналов.

В данной статье были рассмотрены выступы полукруглых поперечных сечений (они наиболее распространены), что характерно в трубах с диафрагмами. Этот вопрос является значительным, т.к. нужна информация: длинные или короткие каналы с выступами наиболее эффективны для интенсифицирования теплоотдачи как зависимость от определяющих факторов. В статье были реализованы расчётные характерные линии токов для трубы с выступами для рассматриваемых диапазонов геометрических и режимных параметров ($d/D=0,95$; $0,90$; $t/D=0,25$; $0,50$; $1,00$; $Re=10^4$; 10^5 ; $Pr=0,72$).

Подробные анализы линий токов в трубе с турбулизаторами приводились в [13-16], поэтому в данной статье данному аспекту не уделено основное внимание, т.к. он не является для неё специфичным. Проведение аналогичных исследований [13-16] анализов позволяют выявить характеры изменений для интегральных характеристик течений и теплоотдачи как зависимость от режимных и геометрических параметров труб с выступами в длинных и коротких трубах.

Выполнение вышеизложенных методов расчёта позволило рассчитать распределения средних тепловых нагрузок для трубы с выступами при их разных количествах (от 4 до 30 и до 50) полукруглых поперечных сечений как зависимость от геометрических параметров каналов (относительных высот и шагов выступов) и режимов течений теплоносителей.

Подробно рассмотрим вышеуказанные зависимости. Характерное распределение относительных параметров гидравлических сопротивлений и теплоотдачи $\xi/\xi_{гЛ}$ ($Nu/Nu_{гЛ}$) как зависимость от количества выступов в трубе приводятся на рис. 1 для нижеследующих геометрических характеристик каналов и режимов течений теплоносителей: $d/D=0,95$; $t/D=1,00$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$.

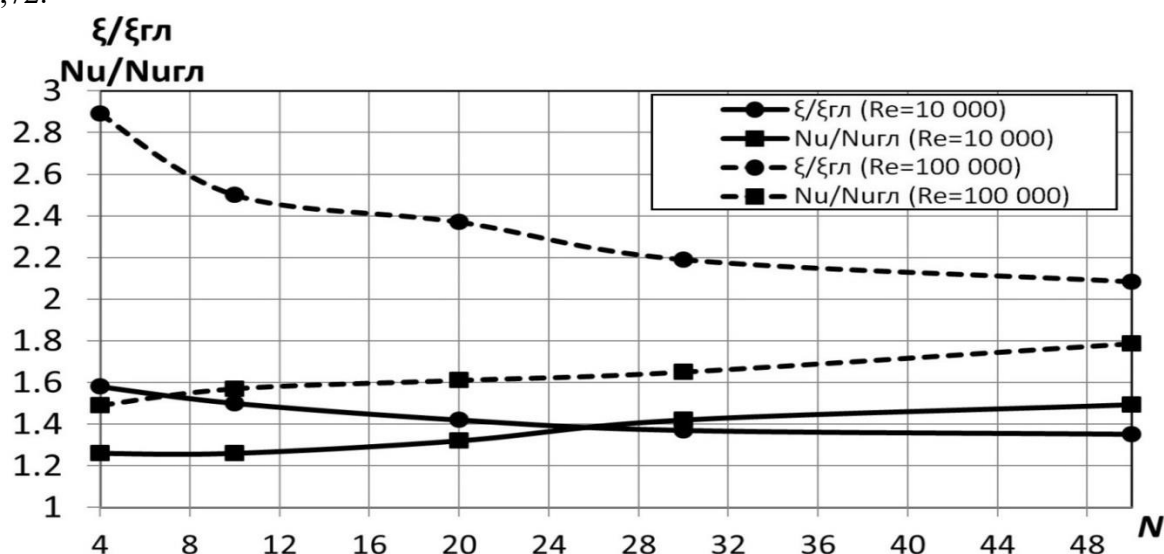


Рис. 1. Значения относительных гидравлических сопротивлений $\xi/\xi_{гЛ}$ и теплоотдачи $Nu/Nu_{гЛ}$ как зависимость от количества выступов в трубе N для нижеследующих геометрических характеристик труб и режимов течений теплоносителей: $d/D=0,95$; $t/D=1,00$; $Re=10^4$ и 10^5 ; $Pr=0,72$.

Fig. 1. Values of relative hydraulic resistances ξ/ξ_{HL} and heat transfer Nu/Nu_{HL} as a function of the number of protrusions in the pipe N for the following geometric characteristics of pipes and heat carrier flow regimes: $d/D=0.95$; $t/D=1.00$; $Re=10^4$ and 10^5 ; $Pr=0.72$.

На рис. 1 отчётливо видно, что при увеличении количества выступов имеет место уменьшение относительных гидравлических сопротивлений $\xi/\xi_{гЛ}$ и повышение относительных критериев Нуссельта $Nu/Nu_{гЛ}$; при числе выступов в трубах порядка тридцати повышение теплообмена даже в некоторой степени превышает относительное гидросопротивление. Этот эффект был неоднократно образом подтверждён в исследованиях экспериментального характера Э.К.Калинина и Г.А.Дрейцера [1]. Для пятидесяти выступов в трубе вышеупомянутое превышение незначительно повышается в сравнении с тридцатью выступами.

На рис. 2 приводятся соответствующие рис. 1 результаты для больших значений критерия Рейнольдса $Re=10^5$ ($d/D=0,95$; $t/D=1,00$; $Pr=0,72$), где также характерно повышение относительной теплоотдачи при уменьшении относительных гидросопротивлений, однако повышение относительной теплоотдачи уже не так значительно и меньше относительных гидросопротивлений при большом количестве выступов в трубе, а зависимости относительных гидросопротивлений имеют перегибы примерно при шестнадцати выступках. Для пятидесяти выступов сохранена тенденция определённого повышения относительной теплоотдачи и понижения относительных гидросопротивлений.

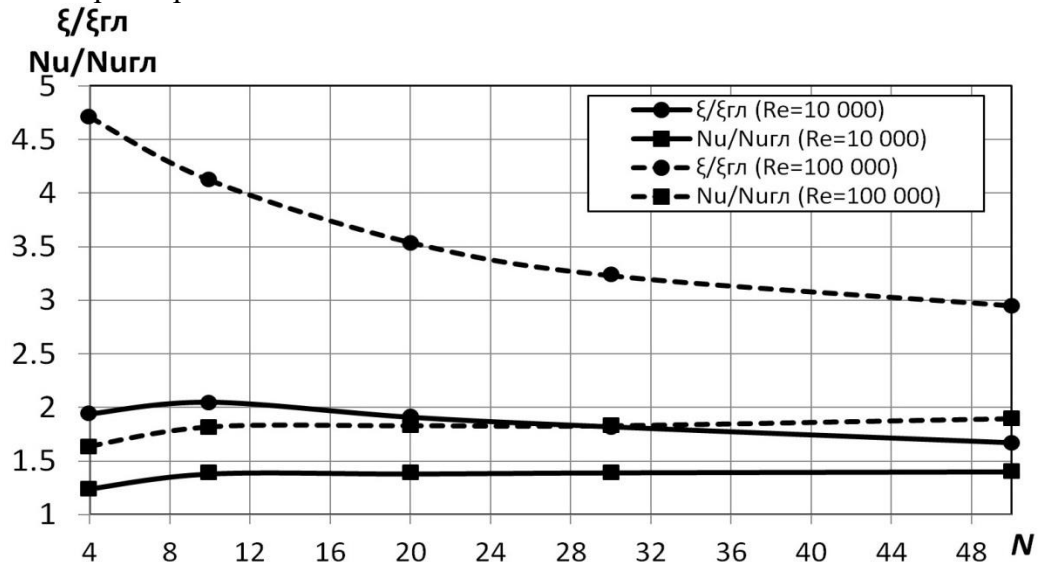


Рис. 2. Значения относительных гидравлических сопротивлений $\xi/\xi_{гл}$ и теплоотдачи $Nu/Nu_{гл}$ как зависимость от количества выступов в трубе N для нижеследующих геометрических характеристик труб и режимов течений теплоносителей: $d/D=0,95$; $t/D=0,50$; $Re=10^4$ и 10^5 ; $Pr=0,72$.

Fig. 2. Values of relative hydraulic resistances ξ/ξ_{HL} and heat transfer Nu/Nu_{HL} as a function of the number of protrusions in the pipe N for the following geometric characteristics of pipes and coolant flow regimes: $d/D=0,95$; $t/D=0,50$; $Re=10^4$ and 10^5 ; $Pr=0,72$.

Для уменьшенных величин относительных шагов между выступами ($t/D=0,50$) аналогичные соотношения будут представлены нижеследующим образом: для критерия Рейнольдса $Re=10^4$ ($d/D=0,95$; $Pr=0,72$) относительные гидравлические сопротивления также будут уменьшаться от небольших чисел выступов к большим, однако будет присутствовать максимум в области десяти выступов (рис. 2), а относительная теплоотдача будет повышаться при увеличении количества выступов с примерной стабилизацией после десяти выступов.

Аналогичные значения для $Re=10^5$ ($t/D=0,50$; $d/D=0,95$; $Pr=0,72$) приводятся на рис. 2, где наглядно видно, что тенденция изменений относительной теплоотдачи приблизительно такая же, что и для рис. 2, а зависимости относительных гидросопротивлений не имеют максимумов.

Для пятидесяти выступов реализуется последующее повышение относительной теплоотдачи и понижение относительных гидросопротивлений. Для небольших величин относительных шагов между выступами ($t/D=0,25$) соответствующие рис. 1, 2 графики для относительной теплоотдачи и относительных гидросопротивлений имеют сходную (с $t/D=0,50$) тенденцию, но при $Re=10^4$ ($t/D=0,25$; $d/D=0,95$; $Pr=0,72$) максимумы гидросопротивлений сдвигаются в направлении больших количеств выступов (порядка двадцати) рис. 3, следовательно, абсолютные уменьшения относительных гидравлических сопротивлений будут присутствовать уже после тридцати выступов в трубе, в области пятидесяти выступов; повышение относительной теплоотдачи тоже будет иметь место до большего числа выступов, чем при случае с $t/D=0,50$ ($d/D=0,95$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$). От тридцати до пятидесяти выступов относительная теплоотдача изменяется довольно незначительно.

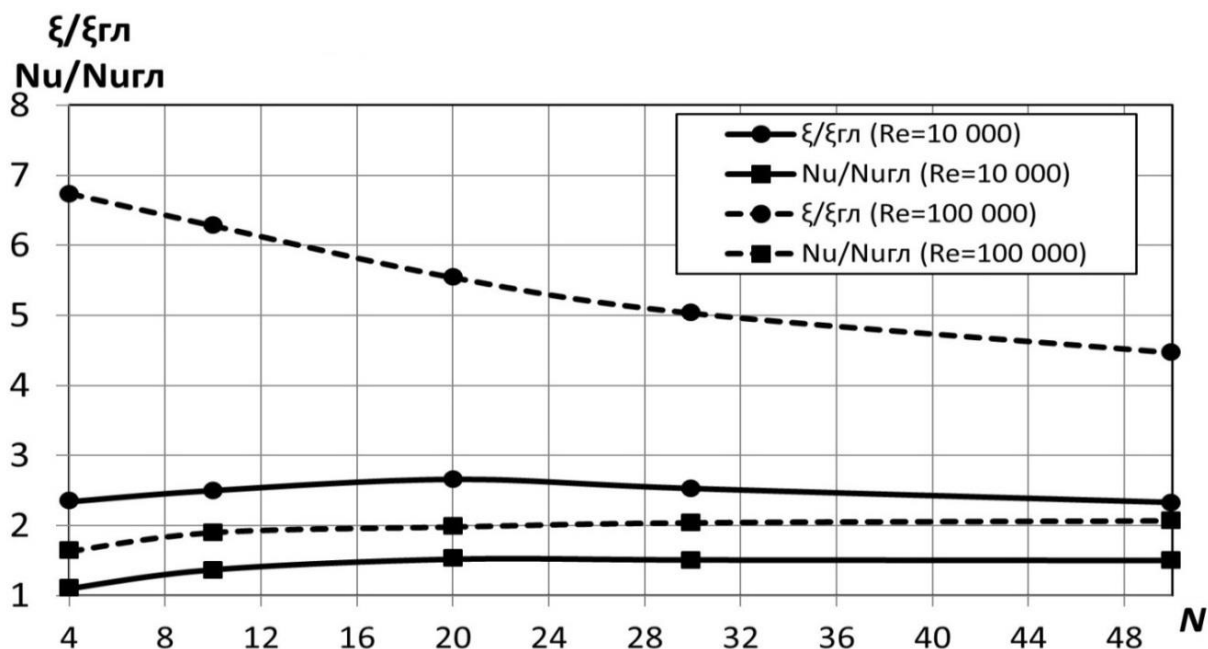


Рис. 3. Значения относительных гидравлических сопротивлений $\xi/\xi_{\text{гл}}$ и теплоотдачи $Nu/Nu_{\text{гл}}$ как зависимость от количества выступов в трубе N для нижеследующих геометрических характеристик труб и режимов течений теплоносителей: $d/D=0,95$; $t/D=0,25$; $Re=10^4$ и 10^5 ; $Pr=0,72$.

Fig. 3. Values of relative hydraulic resistances ξ/ξ_{HL} and heat transfer Nu/Nu_{HL} as a function of the number of protrusions in the pipe N for the following geometric characteristics of pipes and heat carrier flow regimes: $d/D=0,95$; $t/D=0,25$; $Re=10^4$ and 10^5 ; $Pr=0,72$.

При небольших значениях относительных шагов между выступами ($t/D=0,25$) и ещё больших критериях Рейнольдса $Re=10^5$ ($d/D=0,95$; $Pr=0,72$) понижение относительных гидравлических сопротивлений и повышение относительной теплоотдачи имеют тенденцию, сходную с соответствующими закономерностями для средних шагов между выступами ($t/D=0,50$); различия будут лишь в их абсолютных величинах рис. 3.

Для пятидесяти выступов будет реализовываться та же тенденция, что и при меньшем количестве выступов. Впоследствии, необходимо исследовать закономерности для турбулизатора с большими относительными высотами $d/D=0,90$, которые аналогичны представленным на рис. 1-3.

Для большого относительного шага ($t/D=1,00$) и большой относительной высоты турбулизатора ($d/D=0,90$) тенденция снижения относительных гидравлических сопротивлений будет сходна и для невысоких ($Re=10^4$), и для высоких критериев Рейнольдса ($Re=10^5$), а тенденция повышения относительной теплоотдачи будет приблизительно линейной (рис. 4).

Для пятидесяти выступов поддерживается тот же характер изменений относительной теплоотдачи и относительных гидросопротивлений, что и для тридцати турбулизаторах. Для среднего относительного шага ($t/D=0,50$) и большой относительной высоты турбулизатора ($d/D=0,90$) при невысоких критериях Рейнольдса ($Re=10^4$) зависимости относительных гидросопротивлений имеют максимумы в области десяти турбулизаторов. В то же время для высоких критериев Рейнольдса ($Re=10^5$) снижения относительных гидросопротивлений при увеличении количества выступов происходят монотонным образом (рис. 5); зависимости относительной теплоотдачи в данном случае поначалу увеличиваются, а потом сравнительно незначительным образом снижаются; последнее больше проявляется для более низких критериев Рейнольдса (рис. 5).

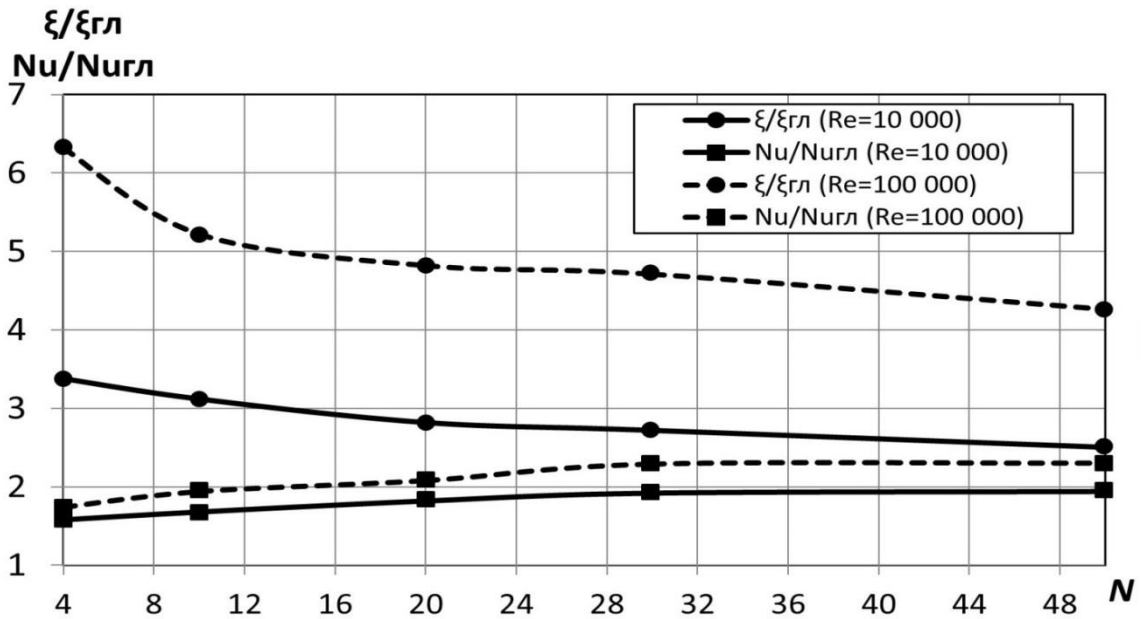


Рис. 4. Значения относительных гидравлических сопротивлений $\xi/\xi_{\text{гл}}$ и теплоотдачи $Nu/Nu_{\text{гл}}$ как зависимость от количества выступов в трубе N для нижеследующих геометрических характеристик труб и режимов течений теплоносителей: $d/D=0,90$; $t/D=1,00$; $Re=10^4$ и 10^5 ; $Pr=0,72$.

Fig. 4. Values of relative hydraulic resistances ξ/ξ_{HL} and heat transfer Nu/Nu_{HL} as a function of the number of protrusions in the pipe N for the following geometric characteristics of pipes and heat carrier flow regimes: $d/D=0,90$; $t/D=1,00$; $Re=10^4$ and 10^5 ; $Pr=0,72$.

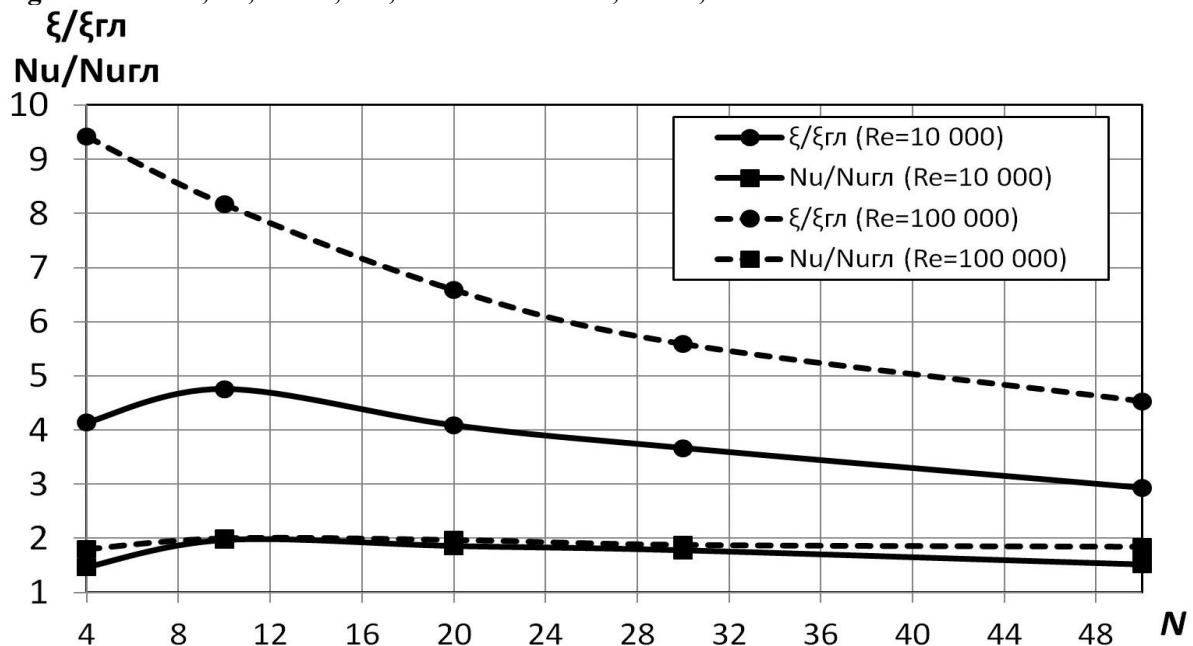


Рис. 5. Значения относительных гидравлических сопротивлений $\xi/\xi_{\text{гл}}$ и теплоотдачи $Nu/Nu_{\text{гл}}$ как зависимость от количества выступов в трубе N для нижеследующих геометрических характеристик труб и режимов течений теплоносителей: $d/D=0,90$; $t/D=0,50$; $Re=10^4$ и 10^5 ; $Pr=0,72$.

Fig. 5. Values of relative hydraulic resistances ξ/ξ_{HL} and heat transfer Nu/Nu_{HL} as a function of the number of protrusions in the pipe N for the following geometric characteristics of pipes and heat carrier flow regimes: $d/D=0,90$; $t/D=0,50$; $Re=10^4$ and 10^5 ; $Pr=0,72$.

Для пятидесяти выступов тенденция при изменении относительных параметров остаётся неизменной. Для относительно малого шага ($t/D=0,25$) и большой относительной высоты турбулизатора ($d/D=0,90$) понижение гидравлических сопротивлений осуществляется при слабом максимуме для небольших критериев Рейнольдса ($Re=10^4$), а для больших критериях Рейноль-

дса ($Re=10^5$) максимума не наблюдается (рис. 6); тенденция повышения относительной теплоотдачи происходит при перегибе (рис. 6).

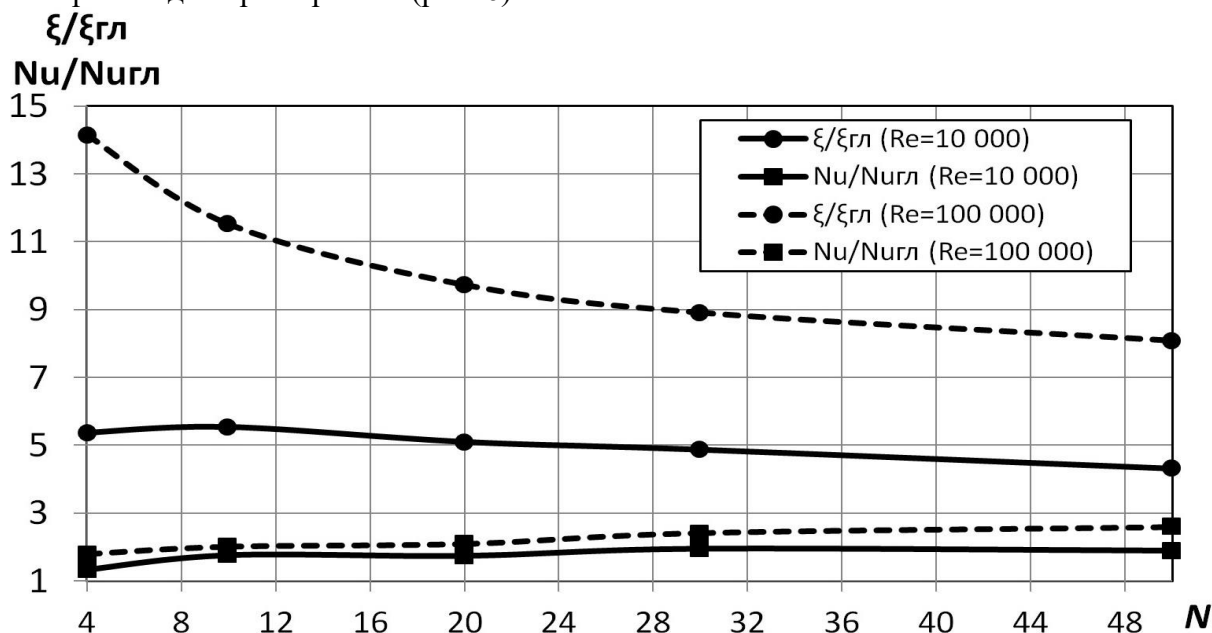


Рис. 6. Значения относительных гидравлических сопротивлений $\xi/\xi_{ГЛ}$ и теплоотдачи $Nu/Nu_{ГЛ}$ как зависимость от количества выступов в трубе N для нижеследующих геометрических характеристик труб и режимов течений теплоносителей: $d/D=0,90$; $t/D=0,25$; $Re=10^4$ и 10^5 ; $Pr=0,72$.

Fig. 6. Values of relative hydraulic resistances ξ/ξ_{HL} and heat transfer Nu/Nu_{HL} as a function of the number of protrusions in the pipe N for the following geometric characteristics of pipes and coolant flow regimes: $d/D=0,90$; $t/D=0,25$; $Re=10^4$ and 10^5 ; $Pr=0,72$.

От тридцати до пятидесяти выступов происходит аналогичное понижение относительных гидросопротивлений, но относительная теплоотдача незначительно изменяется.

Далее было необходимо проведение аналогичных расчётов для характеристик течений и теплоотдачи, но при 100 турбулизаторах, и для ограниченных диапазонов с определяющими параметрами, а именно: с относительно малыми турбулизаторами и малыми критериями Рейнольдса – $Re=10^4$; $d/D=0,95$; $t/D=0,25 \div 1,00$; $Pr=0,72$.

Расчётные результаты для ограниченных диапазонов определяющих характеристик будут следующими ($d/D=0,95$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$):

- при $t/D=0,25$ – $\xi/\xi_{ГЛ}=2,33$ для пятидесяти турбулизаторов и $\xi/\xi_{ГЛ}=2,32$ для ста турбулизаторов; $Nu/Nu_{ГЛ}=1,50$ для пятидесяти турбулизаторов и $Nu/Nu_{ГЛ}=1,51$ для ста турбулизаторов;
- при $t/D=0,50$ – $\xi/\xi_{ГЛ}=1,67$ для пятидесяти турбулизаторов и $\xi/\xi_{ГЛ}=1,66$ для ста турбулизаторов; $Nu/Nu_{ГЛ}=1,40$ для пятидесяти турбулизаторов и $Nu/Nu_{ГЛ}=1,41$ для ста турбулизаторов;
- при $t/D=1,00$ – $\xi/\xi_{ГЛ}=1,35$ для пятидесяти турбулизаторов и $\xi/\xi_{ГЛ}=1,34$ для ста турбулизаторов; $Nu/Nu_{ГЛ}=1,49$ для пятидесяти турбулизаторов и $Nu/Nu_{ГЛ}=1,51$ для ста турбулизаторов.

Анализируя полученные расчётные данные можно заключить, что различие относительных величин по теплоотдаче и гидросопротивлению с переходом от пятидесяти к ста турбулизаторам не велико, как качественно, так и количественно.

Сравнительный анализ реализованных в статье результатов зависимостей относительной теплоотдачи и относительного гидросопротивления от количества выступов в каналах при переменных величинах относительных высот турбулизаторов ($h/D=(1-d/D)/2$) при остальных эквивалентных условиях позволяет сделать вывод, что реализуются лишь количественные различия вышесказанных параметров, в то же время их качественный характер остаётся приблизительно постоянным (рис. 1-6).

Сравнительный анализ реализованных в статье результатов зависимостей относительной теплоотдачи и относительного гидросопротивления от количества выступов в каналах при переменных величинах относительных шагов между выступами t/D при остальных эквивалентных условиях позволяет сделать вывод, что закономерности относительной теплоотдачи различаются, по большей части, лишь количественными величинами, а закономерности относительных гидравлических сопротивлений при небольших критериях Рейнольдса $Re=10^4$ с увеличением шагов между выступами t/D сдвигаются от монотонных к кривым с максимумами, а потом к кривым с перегибами, а для высоких критериев Рейнольдса $Re=10^5$ понижения относительного гидросопротивления происходят монотонным образом.

Сравнительный анализ реализованных в статье результатов зависимостей для относительной теплоотдачи и относительного гидросопротивления от критерия Рейнольдса Re при остальных эквивалентных условиях позволяет сделать вывод, что в большинстве случаев происходят лишь количественные различия расчётных параметров для относительной теплоотдачи, а для относительных гидросопротивлений с увеличением критерия Рейнольдса происходят качественные перераспределения от понижения к максимуму до монотонного понижения (рис. 1-6).

Вывод. Резюмируя, можно сказать, что вышепредставленные результаты расчётов позволяют сделать следующее заключение: для большинства случаев с переходом от короткого турбулизированного канала к аналогичному длинному происходит повышение относительного теплообмена и понижение относительных гидравлических сопротивлений, что приводит к редукации в плане интенсифицирования теплоотдачи первого по отношению к последнему.

1. Разработанная и применённая в данной статье методика расчётов, основанная на решениях конечно-объёмными методами уравнения Рейнольдса, замыкаемого при помощи модели переносов сдвигового напряжения Менстера и уравнения энергий на разномасштабной пересекающейся структурированной сетке позволила с приемлемыми погрешностями произвести расчёт средних коэффициентов гидравлических сопротивлений и теплоотдачи в трубе с различными количествами кольцевых полукруглых выступов.

2. Теоретическим расчётным способом были исследованы зависимости распределений интегральных характеристик течений и теплоотдачи для конвективного теплообмена в трубах с поверхностными периодическими турбулизаторами полукруглых профилей на базе численных решений систем уравнений Рейнольдса, которые замыкались при помощи моделей переносов сдвигового напряжения Менстера, и уравнений энергий на разномасштабной пересекающейся структурированной сетке, которые в значительной степени зависят от режимов течений теплоносителей и канальной геометрии.

3. В статье были проведены аналитические сравнения проделанных расчётных соотношений по относительным теплообмену и гидравлическому сопротивлению от количества выступов в каналах с различными значениями относительных высот турбулизаторов h/D , относительных шагов между турбулизаторами t/D , различными значениями критериев Рейнольдса Re , при остальных эквивалентных параметрах, которые показали, в каком случае качественные девиации вышеупомянутых характеристик осуществляются монотонно, а в каком случае - сопровождаются экстремумами или перегибами, а также показали случаи качественных изменений расчётных характеристик.

4. С переходом от тридцати выступов к пятидесяти происходят, как правило, лишь количественные различия для относительных параметров гидросопротивлений и теплоотдачи, а их качественные изменения незначительны; с дальнейшим переходом от пятидесяти выступов к ста незначительными становятся и количественные их изменения.

5. Характер закономерностей распределений среднеинтегральных характеристик потоков и теплоотдачи для канала с выступами различного количества необходимо учитывать для короткого канала.

6. Полученная в статье расчётная информация позволила выявить, что переходы от короткого канала с турбулизаторами к длинному каналу с турбулизаторами почти во всех случаях

сопровожаются повышением относительного теплообмена и понижением относительных гидравлических сопротивлений, что обуславливает преимущественное интенсифицирование теплообмена в длинном канале в сравнении с коротким.

Библиографический список:

1. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З.Копп и др. - М.: Энергоатомиздат, 1998. - 408 с.
2. Лобанов И.Е. Моделирование теплообмена и сопротивления при турбулентном течении в каналах теплоносителей с переменными физическими свойствами в условиях интенсификации теплообмена // Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 томах. Т.6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. - М.: Изд-во МЭИ, 2002. - С. 144-147.
3. Численные методы исследования течений вязкой жидкости / А.Д.Госмен, В.М. Пан, А.К.Ранчел и др. -М.: Мир, 1986. - 234 с.
4. Управление обтеканием тел с вихревыми ячейками в приложении к летательным аппаратам интегральной компоновки (численное и физическое моделирование) / Под ред. А.В.Ермишина и С.А.Исаева. - М.–СПб, 2001. - 360 с.
5. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. - 1994. - V. 32. - № 8. - P. 1598.
6. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. - М.: Высшая школа, 1988. - 479 с.
7. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А.Быстров, С.А.Исаев, Н.А.Кудрявцев и др. - СПб: Судостроение, 2005. - 398 с.
8. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчёт конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XIV Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. - М.: МЭИ, 2003. - Т. 1. - С. 57-60.
9. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчёт конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Вестник МАИ. - 2004. - Т. 11. - № 2. - С. 28-35.
10. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчёт конвективного теплообмена в трубе с периодически расположенными поверхностными турбулизаторами потока // Теплофизика высоких температур. - 2005. - Т. 43. - № 2. - С. 223-230.
11. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук. - М., 2005. - 632 с.
12. Калинин Э.К., Лобанов И.Е. Проблемы исследования теплообменных процессов при течениях однофазных сред на этапе успешного развития численного моделирования // Тезисы докладов и сообщений VI Минского международного форума по тепломассообмену. - Минск, 2008. - Т. 1. - С. 101-103.
13. Лобанов И.Е., Калинин Э.К. Теоретическое исследование, сопоставление с экспериментом линий тока и составляющих кинетической энергии турбулентных пульсаций в вихревых структурах в трубах с турбулизаторами // Отраслевые аспекты технических наук. - 2011. - № 12. - С. 4-15.
14. Лобанов И.Е. Структура вихревых зон между периодическими поверхностно-расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения // Электронный научный журнал «Исследования технических наук». - 2012. - Май. - Выпуск 4. - Том 2. - С. 18-24.
15. Лобанов И.Е. Моделирование структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения // Математическое моделирование. - 2012. - Т. 24. - № 7. - С. 45—58.
16. Лобанов И.Е. Теоретическое исследование кинетической энергии турбулентных пульсаций и её составляющих в трубах с турбулизаторами // Московское научное обозрение. - 2013. - № 1. - С. 23-30.
17. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том III. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением многослойных, супермногослойных и композитных моделей турбулентного пограничного слоя. - М.: МГАКХиС, 2010. - 288 с.
18. Лобанов И.Е., Парамонов Н.В. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при течении в каналах на основе сложных моделей турбулентного пограничного слоя. - М.: Издательство МАИ, 2011. - 160 с.
19. Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах на базе четырёхслойной схемы турбулентного пограничного слоя // Современные проблемы науки и образования. - 2010. - № 3. - С. 81-89.
20. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в трубах с турбулизаторами для теплообменников современного металлургического производства с применением четырёхслойной модели турбулентного пограничного слоя // Техника и технология. - 2010. - № 3. - С. 67-77.
21. Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах на базе четырёхслойной схемы турбулентного пограничного слоя // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Четвёртая международная конференция: тезисы докладов - М.: Издательский дом МЭИ, 2011. - С. 149-151.

References:

1. Effective heat transfer surfaces / E.K. Kalinin, G.A. Dreitzer, I.Z. Kopp et al. - M.: *Energoatomizdat*, 1998; 408. (In Russ)
2. Lobanov I.E. Modeling of heat transfer and resistance in turbulent flow in channels of heat carriers with variable physical properties under conditions of heat transfer intensification // *Proceedings of the Third Russian National Conference on Heat Transfer*. In 8 volumes. T.6. Intensification of heat transfer. Radiation and complex heat transfer. - M.: *MPEI Publishing House*, 2002; 144-147. (In Russ)
3. Numerical methods for studying viscous fluid flows / A.D. Gosmen, V.M. Pan, A.K. Ranchel and others. M.: *Mir*, 1986; 234. (In Russ)
4. Flow control around bodies with vortex cells as applied to integrated aircraft (numerical and physical modeling), Ed. A.V. Ermishina and S.A. Isaev. - M.-SPb, 2001; 360. (In Russ)
5. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.* 1994; 32(8): 1598.
6. Yudaev B.N. Technical thermodynamics. Heat transfer. M.: [Vysshaya shkola] *Higher school*, 1988; 479. (In Russ)

7. Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavtsev N.A. et al. - Numerical modeling of vortex heat transfer intensification in pipe packages. [Sudostroyeniye] *Shipbuilding*, 2005; 398. (In Russ)
8. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions // Problems of gas dynamics and heat and mass transfer in power plants: Proceedings of the XIV School-seminar for young scientists and specialists under the guidance of Academician A.I. Leontiev. M.: MPEI, 2003; 1: 57-60. (In Russ)
9. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions. [Vestnik MAI]. *Vestnik MAI*. 2004; 11(2): 28-35. (In Russ)
10. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodically located surface flow turbulators [Teplofizika vysokikh temperatur] *High Temperature Thermophysics*. 2005; 43(2): 223-230. (In Russ)
11. Lobanov I.E. Mathematical modeling of enhanced heat transfer in turbulent flow in channels: Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. M., 2005; 632. (In Russ)
12. Kalinin E.K., Lobanov I.E. Problems of research of heat exchange processes in the flows of single-phase media at the stage of successful development of numerical modeling. Abstracts of reports and reports of the VI Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer. Minsk, 2008; 1: 101-103.
13. Lobanov I.E., Kalinin E.K. Theoretical study, comparison with experiment of streamlines and components of the kinetic energy of turbulent pulsations in vortex structures in pipes with turbulators [Otraslevyye aspekty tekhnicheskikh nauk] *Branch aspects of technical sciences*. 2011; 12: 4-15. (In Russ)
14. Lobanov I.E. The structure of vortex zones between periodic surface-located flow turbulators of rectangular cross section. [Issledovanie tekhnicheskikh nauk] *Electronic scientific journal "Research of technical sciences"*. 2012; 2 (4): 18-24. (In Russ)
15. Lobanov I.E. Modeling the structure of vortex zones between periodic superficial flow turbulators of rectangular cross section [Matematicheskoye modelirovaniye] *Mathematical Modeling*. 2012; 24(7): 45-58. (In Russ)
16. Lobanov I.E. Theoretical study of the kinetic energy of turbulent pulsations and its components in pipes with turbulators [Moskovskoye nauchnoye obozreniye] *Moscow Scientific Review*. 2013; 1: 23-30. (In Russ)
17. Lobanov I.E., Stein L.M. Promising heat exchangers with intensified heat transfer for metallurgical production. (General theory of intensified heat transfer for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume III. Mathematical modeling of enhanced heat transfer in turbulent flow in channels using multilayer, supermultilayer and compound models of a turbulent boundary layer. M.: MGAKHiS, 2010; 288. (In Russ)
18. Lobanov I.E., Paramonov N.V. Mathematical modeling of enhanced heat transfer during flow in channels based on complex models of a turbulent boundary layer. [Izdatel'stvo MAI] M.: MAI Publishing House, 2011; 160. (In Russ)
19. Lobanov I.E. Theory of intensified heat transfer during turbulent flow in channels based on a four-layer scheme of a turbulent boundary layer. [Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya] *Modern problems of science and education*. 2010; 3: 81-89. (In Russ)
20. Lobanov I.E., Stein L.M. Mathematical modeling of enhanced heat transfer during turbulent flow in pipes with turbulators for heat exchangers of modern metallurgical production using a four-layer model of a turbulent boundary layer [Tekhnika i tekhnologiya] *Technique and technology*. 2010; 3: 67-77. (In Russ)
21. Lobanov I.E. Theory of intensified heat transfer in turbulent flow in channels based on a four-layer scheme of a turbulent boundary layer. Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling flows: Fourth international conference: abstracts. [Izdatel'stvo MAI] MPEI Publishing House, 2011; 149-151. (In Russ)

Сведения об авторе:

Лобанов Игорь Евгеньевич, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник ПНИЛ-204 МА, lloobbaannooff@live.ru; ORCID 0000-0001-8421-0248

Information about the author:

Igor E. Lobanov, Dr. Sci. (Eng.), Leading Researcher, PNIL-204 MA, lloobbaannooff@live.ru; ORCID 0000-0001-8421-0248

Конфликт интересов/Conflict of interest.

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов/The author declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию/Received 11.02.2022.

Одобрена после рецензирования/ Reved 21.02.2022.

Принята в печать/Accepted for publication 22.02.2022.