

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
ENERGY AND ELECTRICAL ENGINEERING

УДК 532.517.4 : 536.24

DOI: 10.21822/2073-6185-2023-50-3-24-36



Оригинальная статья /Original article

Моделирование течения и теплообмена в трубах с турбулизаторами вязких теплоносителей в ламинарной области, а также в области перехода к турбулентному течению

И.Е. Лобанов

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

Резюме. Цель. Расчётным методом осуществлено моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами для вязких теплоносителей при числах Рейнольдса, характерных для ламинарного и переходного режимов течения. Рассматривалось решение задачи о теплообмене для турбулизаторов потока полукруглого поперечного сечения на основе многоблочных вычислительных технологий, основанных на решении факторизованным конечно-объёмным методом (ФКОМ) уравнений Рейнольдса (замыкаемых для переходного режима при помощи модели переноса сдвиговых напряжений Ментера) и уравнения энергии (на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках). **Метод.** Расчёт проводился на базе теоретического метода, основанного на решении факторизованным конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых для переходных режимов с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках (ФКОМ). **Результат.** Применённым методом ФКОМ в работе были получены как локальные, так и осреднённые характеристики потока и теплообмена в трубах с турбулизаторами для вязкого теплоносителя для ламинарного и переходного режимов течения теплоносителя, что позволило детерминировать для этих режимов уровни интенсификации теплообмена, которые удовлетворительно коррелируют с существующим экспериментом. **Вывод.** Расчётное относительное гидросопротивление для невысоких турбулизаторов увеличивается довольно незначительно, а для турбулизаторов средних высот оно достигает $2 \div 2,5$ до критического числа Рейнольдса, а впоследствии оно увеличивается до 3 раз; для высоких турбулизаторов относительное гидросопротивление увеличивается до 4 раз ещё до достижения переходного режима течения, после чего оно увеличивается до 4,5 раз. Расчётный относительный изотермический интенсифицированный теплообмен при ламинарном режиме течения вязкого теплоносителя для относительно высоких турбулизаторов увеличивается практически в 2 раза; для относительно средних высот турбулизаторов — почти в полтора, а для низких относительных высот интенсификация теплообмена незначительна.

Ключевые слова: моделирование; численный; канал; труба; конвективный; ламинарный; переходный; турбулизатор; теплообмен; гидравлическое сопротивление.

Для цитирования: И.Е. Лобанов. Моделирование течения и теплообмена в трубах с турбулизаторами вязких теплоносителей в ламинарной области, а также в области перехода к турбулентному течению. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2023; 50(3):24-36. DOI:10.21822/2073-6185-2023-50-3-24-36

Modeling of the flow and heat exchange in pipes with turbulators of viscous heat carriers in the laminar region, as well as in the transition to turbulent flow

I. E. Lobanov

Moscow Aviation Institute (National Research University)
4 Volokolamskoe highway, Moscow 125993, Russia

Abstract. Objective. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with turbulators for viscous heat carriers at Reynolds numbers characteristic of laminar and transient flow regimes is

carried out by the calculation method. The solution of the heat exchange problem for semicircular cross-section flow turbulators based on multiblock computing technologies based on the solution of the Reynolds equations (closed for the transient mode using the Menter shear stress transfer model) and the energy equation (on multi-scale intersecting structured grids) by the factorized finite-volume method (FCOM) was considered. **Method.** The calculation was carried out on the basis of a theoretical method based on the solution of the Reynolds equations, closed for transient modes using the Menter shear stress transfer model, and the energy equation on multi-scale intersecting structured grids (FCOM), by a factorized finite-volume method. Result. Both local and averaged characteristics of the flow and heat exchange in pipes with turbulators for a viscous coolant for laminar and transient flow modes of the coolant were obtained using the FCOM method in the work, which made it possible to determine for these modes the levels of heat exchange intensification that satisfactorily correlate with the existing experiment. **Conclusion.** The calculated relative hydraulic resistance for low turbulators increases quite slightly, and for medium-altitude turbulators reaches 2÷2.5 to the critical Reynolds number, and subsequently it increases up to 3 times; for high turbulators, the relative hydraulic resistance increases up to 4 times even before the transition flow regime is reached, after which it increases up to 4.5 times. The calculated relative isothermal intensified heat exchange under the laminar flow regime of a viscous coolant for relatively high turbulators increases almost 2 times; for relatively medium heights of turbulators — almost one and a half, and for low relative heights, the intensification of heat exchange is insignificant.

Keywords: modeling; numerical; channel; pipe; convective; laminar; transient; turbulator; heat transfer; hydraulic resistance.

Для цитирования: I.E. Lobanov. Modeling of the flow and heat exchange in pipes with turbulators of viscous heat carriers in the laminar region, as well as in the transition to turbulent flow. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Science. 2023; 50(3):24-36. DOI:10.21822/2073-6185-2023-50-3-24-36

Введение. Известными и очень хорошо апробированными практически методом смерчевой интенсификации теплоотдачи являются нанесения периодических турбулизаторов на стенках поверхностей омывания [1, 2] (рис. 1).

Исследования структур интенсифицированных течений, в основном, проводились экспериментальными способами [1, 2], в то время как существующие современные расчётные исследования в данном направлении довольно немногочисленны (напр., [3, 4, 5, 6]) и только частичным образом относятся непосредственно структурам интенсифицированных течений. Некоторые из способов исследования (напр., осязаемая часть исследований [6, 7, 8, 9, 10]) применяют только интегральный подход к решению данного вопроса.

В последнее время интенсивное развитие получила многоблочная вычислительная технология при решении вопросов смерчевой гидроаэромеханики и теплофизики, базирующаяся на структурированной пересекающейся сетке [13].

Постановка задачи. Настоящее исследование непосредственно посвящено теплообмену при критериях Рейнольдса, которые характерны для ламинарного и переходного режимов течений в трубе, с интенсификацией поверхностными периодическими турбулизаторами полукруглых поперечных профилей, поскольку в вышеуказанном диапазоне ещё не имеется достаточно надёжной расчётной теоретической информации.

Методы исследования. Основное направление данной работы кратко можно охарактеризовать нижеследующим образом: провести расчёты для относительно невысоких чисел Рейнольдса, что характерно для ламинарного и переходного режимов течения в трубах с турбулизаторами при различных критериях Прандтля, где ещё нет надёжных теоретических расчётных данных, поскольку ранее расчёт проводился для более высоких

чисел Рейнольдса [3—12]. Основное внимание уделялось специфическим направлениям расчётного исследования интенсифицированного теплообмена в ламинарной и переходной областях, поскольку области с более высокими числами Рейнольдса ранее исследовались в предыдущих исследованиях [3—12]. Разрез исследуемой круглой прямой трубы с поперечными поверхностными турбулизаторами потока полукруглых поперечных профилей приведён на рис. 1.

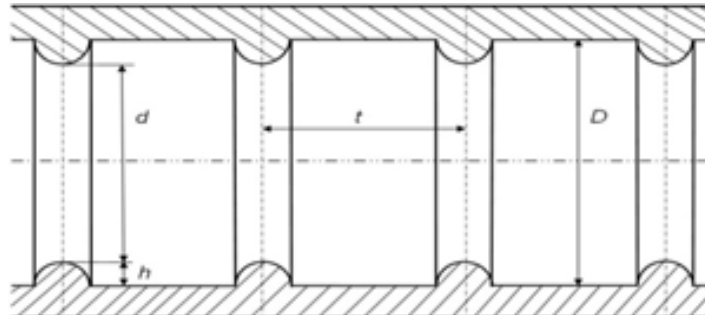


Рис. 1. Разрез прямой круглой трубы с поперечными турбулизаторами потока поверхностного расположения полукруглых поперечных профилей

Fig. 1. Section of a straight round pipe with transverse flow turbulators of surface arrangement of semicircular transverse profiles

На рис. 2 приводятся расчётные сетки трубы, состоящая из многих секций с срединным расположением турбулизаторов, входного и выходного гладких участков.

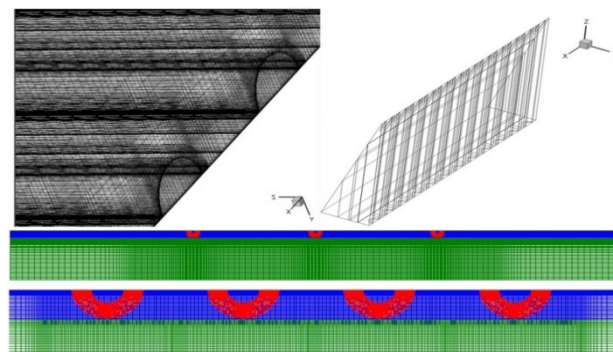


Рис. 2. Сетки трубы, состоящие из многих секций с срединным расположением турбулизатора, входного и выходного гладких участков

Fig. 2. Pipe meshes, consisting of many sections with a central location of the turbulator, inlet and outlet smooth sections

Математическое моделирование вышеуказанным методом (ФКОМ) ламинарного и переходного течения и теплоотдачи ньютоновской жидкости в трубах с турбулизаторами для параметров: $Pr=170\div 320$; $d/D=0,80$; $0,86$; $0,92$; $t/D=0,33$; $0,66$; $1,22$; $Re=10^2\div 10^3\div 1,5\cdot 10^3$; температурный фактор: $q_c=1,07\div 1,15$.

Обсуждение результатов. Анализ расчётных данных по гидравлическому сопротивлению и теплообмену в трубах с турбулизаторами полукруглого поперечного сечения для ламинарной области ($re=10^2\div 1,5\cdot 10^3$) и в области перехода к турбулентному течению ($re=1,6\cdot 10^3\div 2,4\cdot 10^3$) для трансформаторного масла.

При движении вязкого теплоносителя в ламинарном и переходном режимах решении проблемы интенсификации усложняется. В данном разделе решается задача теоретического изучения влияния геометрии турбулизаторов и режима течения вязкого теплоносителя на теплообмен и гидравлическое сопротивление в ламинарной и переходной областях, характерных для вязких теплоносителей, например, для трансформаторных масел. Кроме того, результаты расчётов необходимо верифицировать существующими экспериментальными данными [19, 20, 21].

С физической точки зрения при уменьшении числа Рейнольдса интенсификация теплообмена уменьшалась и наступал такой момент, когда эффект интенсификации теплообмена элиминировался, или даже интенсификация теплообмена становилась немногим менее, чем в трубах с диафрагмами при прочих равных условиях.

Стенерированная при таком режиме малоподвижная прослойка теплоносителя между турбулизаторами увеличивала термическое сопротивление, что и приводило к снижению теплоотдачи по сравнению с гладкой трубой [1, 2, 16, 17, 19 - 21]. Анализ результатов экспериментальных исследований [19, 20, 21] показал, что существенное влияние на уровень интенсификации теплообмена оказывают относительный шаг между турбулизаторами t/D и относительная высота выступов $h/D=(1-d/D)/2$.

В работах [19 - 21] указывается, что в трубах с турбулизаторами коэффициент гидравлического сопротивления практически мало зависит от шага между турбулизаторами t/D , но ощутимо зависит от глубины накатки d/D .

Влияние числа Рейнольдса на гидросопротивление идентично влиянию в гладких трубах [1, 2, 16, 17, 19, 20, 21].

Экспериментальные данные [19, 20, 21] позволяют выделить 3 основные зоны теплообмена в трубах с турбулизаторами, в которых качественно изменяются закономерности процессов теплоотдачи.

Зона ламинарного режима теплообмена, в которой интенсивность теплоотдачи практически равна теплоотдаче в гладких трубах ($Re \leq 10^2$).

При $Re > 10^2$ наступает зона неустойчивого теплообмена, где его интенсивность ощутимо зависит от начальных условий: от температуры жидкости на входе в трубу, начальных возмущений и других.

При $4 \cdot 10^2 < Re < 10^3$ возникает зона увеличения теплоотдачи, где теплоотдача растёт гораздо сильнее, чем в гладкой трубе в переходной области.

При $1,6 \cdot 10^3 < Re < 1,8 \cdot 10^3$ коэффициент гидросопротивления ощутимо возрастает при увеличении числа Рейнольдса, что соответствует переходному режиму.

Таким образом, имеет место сдвиг критического числа Рейнольдса $Re_{кр}$ в меньшую сторону: с $Re = 2,3 \cdot 10^3$ до $Re = 1,6 \cdot 10^3$. Сходные результаты приводятся и в работе [18].

Следовательно, ламинарная область, а также переходная, может быть перспективной с точки зрения интенсификации теплообмена при течении вязких теплоносителей.

В переходной области при $Re < 10^4$ коэффициент гидравлического сопротивления уменьшается при снижении числа Рейнольдса, а при изменении числа Рейнольдса мало влияет на него [19, 20, 21].

Степень изменения гидросопротивления в турбулентной области практически мало изменяется, а в переходной области при $Re < 10^4$ имеет место её ощутимое увеличение при уменьшении числа Рейнольдса.

Следует отметить, что в переходных режимах потока искусственные турбулизаторы оказывают неоднозначное воздействие на характер течения в каналах с турбулизаторами. С одной стороны, они являются генератором возмущения, генерируют дополнительное турбулентное возмущение к уже существующему в течении естественному турбулентному возмущению.

С другой стороны, турбулизаторы, достигая определённой относительной высоты, коммуницируют с турбулизированными участками перемежающихся течений и содействуют быстрому генерированию возмущения турбулентности, разрастающихся до размеров проходных сечений канала — так называемых «пробок турбулентности».

Ротация отрезков каналов, имеющих структуры, обладающие как турбулентной, так и ламинарной характеристикой, то есть промежутки с перемежаемостями течения в переходных участках, генерирует изменения в условиях для теплосъёмов в определённых установленных сечениях каналов, следовательно, имеются колеблющиеся коэффициенты теплоотдачи.

У граничных условий второго рода, то есть для регулируемой подачи тепловой энергии, непостоянство коэффициентов теплоотдачи проявляется в колебании у температуры стенок с определённой амплитудой в зависимости от целого ряда факторов: максимальных значений коэффициентов теплоотдачи, что согласуется с турбулентным и ламинарным режимами течения в трубах для определённых критериев Рейнольдса и Струхала, то есть частотой колебаний; величиной термических нагрузок; методов подводов тепловой нагрузки; от величин и баланса для теплоёмкости стенки и теплоёмкости жидкости.

К наружным проявлениям взаимодействия в потоке искусственных поверхностных выступов в пространствах с транзитивными потоками можно детерминировать нижеследующие: уменьшение величин среднего временного коэффициента теплоотдачи на участках канала при ламинарном режиме течения; предварительная генерация перемежаемостей потоков с одновременными сужениями промежутков критериев Рейнольдса их осуществления; генерация эффекта интенсифицирования теплоотдачи на отрезках со слаборазвитой структурной турбулизацией потоков; уменьшение критических $Re_{кр}$ чисел Рейнольдса.

В рамках данного исследования интенсификация теплообмена в ламинарных и переходных областях течения исследовалась теоретически для турбулизаторов потока полукруглого поперечного сечения на основе многоблочных вычислительных технологий, основанных на решении факторизованным конечно-объёмным методом (ФКОМ) уравнений Рейнольдса и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках.

Численный расчёт показал, что интенсификация теплообмена будет иметь место с определённых чисел Рейнольдса, а для малых чисел Рейнольдса она незначительна.

Были проведены также численные исследования для более высоких чисел Рейнольдса для труб с турбулизаторами: $Re=10^4 \div 10^6$, а затем и для $Re=10^6 \div 10^{10}$ [14].

Успешное проведение математического моделирования для турбулентного и переходного режимов течения теплоносителя обосновывает применение этого метода для более низких чисел Рейнольдса, т.е. для ламинарной области, которая экспериментально исследовалась для трансформаторного масла в [19, 20, 21].

В этих работах исследовались также аналогичные течения и теплообмен для неньютоновских жидкостей [19, 20, 21], уровень интенсификации теплообмена который может превышать ньютоновские.

В рамках данного исследования проводилось математическое моделирование вышеуказанным методом ламинарного течения и теплообмена ньютоновской жидкости в трубах с турбулизаторами с параметрами: $Pr=170 \div 320$; $d/D=0,80; 0,86; 0,92$; $t/D=0,33; 0,66; 1,22$; $Re=10^2 \div 10^3 \div 1,5 \cdot 10^3$; температурный фактор: $1,07 \div 1,15$.

Данная область была опытным образом изучена в [19, 20, 21, 18], где было установлено, что при $Re \approx 1600$ режим течения становится переходным, поскольку качественно меняется характер изменения гидравлического сопротивления. Математическое моделирование режимов после $Re > 1600$ ($Re=1,6 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^3$) и далее вплоть до $Re=2,4 \cdot 10^3$ проводилось как для турбулентных течений методом, апробированным в [14, 15, 22, 23].

Расчётные результаты для наиболее характерных расчётных параметров ($d/D=0,92 \div 0,80$, $t/D=0,33 \div 1,22$; $Re=10^2 \div 2,4 \cdot 10^3$; $Pr=250$) по изотермическому гидравлическому сопротивлению и теплообмену при изотермическом течении представлены в табл. 1. Характерные линии токов для вышеуказанных параметров показаны на рис. 3—7.

Анализируя расчётные данные, представленные в табл. 1, можно сказать, что интенсификация теплообмена фактически мало проявляется в области ламинарного течения, но в области переходного режима она достаточно ощутима. Для малых чисел Рейнольдса ($Re=10^2$), что соответствует ламинарному режиму течения, интенсификация теплообмена отсутствует практически во всём исследуемом диапазоне. Для малых чисел Рейнольдса ($Re=10^2$) характерные линии тока в исследуемом диапазоне приведены на рис. 3. Как видно

из рис. 3, при больших относительных шагах между турбулизаторами ($t/D=1,22$) основной вихрь за турбулизатором невелик даже для больших высот между турбулизаторами ($d/D=0,80$), а для небольших высот ($d/D=0,92$) он маловыражен. Для последних, основные вихри остаются невеликими и для меньших шагов между турбулизаторами. Для больших высот турбулизаторов с малым шагом между ними ($d/D=0,80$, $t/D=0,33$) реализуется закрытая впадина (классификация по [6—12]) с заметным уклоном в сторону потока. Генерация такого вихря при данных числах Рейнольдса не интенсифицирует теплоотдачу, поскольку скорость вихревого течения невелика, но гидравлическое сопротивление канала ощутимо возрастает (табл.1).

Таблица 1. Расчётные результаты по реализованной теории для наиболее характерных исследуемых параметров ($d/D=0,92\div0,80$, $t/D=0,33\div1,22$; $Re=2\cdot10^3\div10^4$; $Pr=250$) по изотермическому гидравлическому сопротивлению и теплообмену при изотермическом течении

Table 1. Calculated results according to the implemented theory for the most characteristic studied parameters ($d/D=0.92\div0.80$, $t/D=0.33\div1.22$; $Re=2\cdot10^3\div10^4$; $Pr=250$) on isothermal hydraulic resistance and heat transfer during isothermal flow

Pr	Re	$\frac{d}{D}$	$\frac{t}{D}$	$\frac{\xi}{\xi_{гд}}$	$\frac{Nu}{Nu_{гд}}$
250	10^2	0.80	0.33	2.37	0.95
250	10^2	0.80	0.66	1.89	0.88
250	10^2	0.80	1.22	1.57	0.90
250	10^3	0.80	0.33	3.55	1.59
250	10^3	0.80	0.66	2.60	1.29
250	10^3	0.80	1.22	2.16	1.13
250	$1,5\cdot10^3$	0.80	0.33	3.91	1.96
250	$1,5\cdot10^3$	0.80	0.66	2.80	1.45
250	$1,5\cdot10^3$	0.80	1.22	2.33	1.26
250	$1,6\cdot10^3$	0.80	0.33	4.00	1.91
250	$1,6\cdot10^3$	0.80	0.66	2.98	2.08
250	$1,6\cdot10^3$	0.80	1.22	2.83	2.32
250	$2\cdot10^3$	0.80	0.33	4.27	2.16
250	$2\cdot10^3$	0.80	0.66	3.20	2.20
250	$2\cdot10^3$	0.80	1.22	3.96	2.41
250	$2,4\cdot10^3$	0.80	0.33	4.55	2.37
250	$2,4\cdot10^3$	0.80	0.66	4.23	2.44
250	$2,4\cdot10^3$	0.80	1.22	4.11	2.36
250	10^2	0.86	0.33	1.77	0.90
250	10^2	0.86	0.66	1.44	0.90
250	10^2	0.86	1.22	1.30	0.93
250	10^3	0.86	0.33	2.39	1.24
250	10^3	0.86	0.66	1.82	1.03
250	10^3	0.86	1.22	1.56	0.99
250	$1,5\cdot10^3$	0.86	0.33	2.58	1.40
250	$1,5\cdot10^3$	0.86	0.66	1.92	1.17
250	$1,5\cdot10^3$	0.86	1.22	1.65	1.06
250	$1,6\cdot10^3$	0.86	0.33	2.61	1.59
250	$1,6\cdot10^3$	0.86	0.66	2.03	1.79
250	$1,6\cdot10^3$	0.86	1.22	2.05	2.01
250	$2\cdot10^3$	0.86	0.33	2.76	1.89
250	$2\cdot10^3$	0.86	0.66	2.30	2.13
250	$2\cdot10^3$	0.86	1.22	2.39	2.15
250	$2,4\cdot10^3$	0.86	0.33	2.99	2.25
250	$2,4\cdot10^3$	0.86	0.66	2.63	2.27
250	$2,4\cdot10^3$	0.86	1.22	2.66	2.21
250	10^2	0.92	0.33	1.29	0.92
250	10^2	0.92	0.66	1.16	0.96
250	10^2	0.92	1.22	1.14	0.98
250	10^3	0.92	0.33	1.49	0.93
250	10^3	0.92	0.66	1.26	0.94
250	10^3	0.92	1.22	1.17	0.97
250	$1,5\cdot10^3$	0.92	0.33	1.55	1.01
250	$1,5\cdot10^3$	0.92	0.66	1.30	0.96
250	$1,5\cdot10^3$	0.92	1.22	1.19	0.98
250	$1,6\cdot10^3$	0.92	0.33	1.56	1.14
250	$1,6\cdot10^3$	0.92	0.66	1.31	1.05
250	$1,6\cdot10^3$	0.92	1.22	1.21	1.07
250	$2\cdot10^3$	0.92	0.33	1.61	1.28
250	$2\cdot10^3$	0.92	0.66	1.35	1.19
250	$2\cdot10^3$	0.92	1.22	1.26	1.24
250	$2,4\cdot10^3$	0.92	0.33	1.66	1.49
250	$2,4\cdot10^3$	0.92	0.66	1.46	1.59
250	$2,4\cdot10^3$	0.92	1.22	1.31	1.47

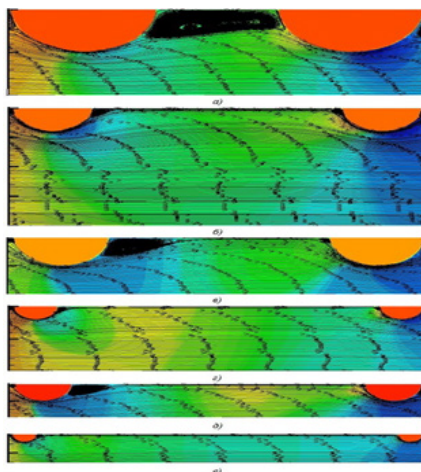


Рис. 3. Линии тока для трубы с турбулизаторами полукруглого поперечного сечения при ламинарном режиме течения теплоносителя: а) $Re=10^2$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=10^2$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=10^2$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; г) $Re=10^2$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=10^2$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; е) $Re=10^2$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

Fig. 3. Streamlines for a pipe with turbulators of semicircular cross-section under laminar coolant flow: а) $Re=10^2$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=10^2$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=10^2$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=10^2$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; е) $Re=10^2$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; ф) $Re=10^2$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

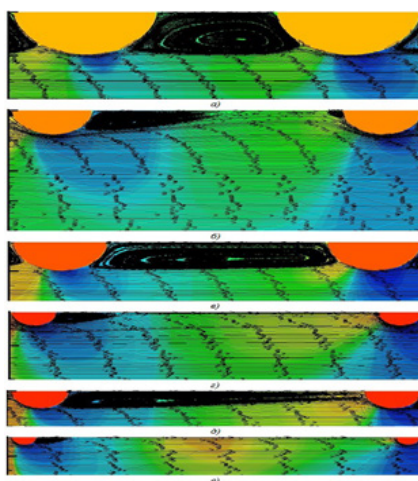


Рис. 4. Линии токов для труб с турбулизаторами полукруглых поперечных профилей при ламинарном режиме течения теплоносителя: а) $Re=10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; г) $Re=10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; е) $Re=10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

Fig. 4. Streamlines for pipes with turbulators of semicircular transverse profiles under laminar coolant flow: а) $Re=10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; е) $Re=10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; ф) $Re=10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

Вышесказанное обуславливает отсутствие интенсификации теплообмена при применении турбулизаторов, или даже небольшое ухудшение теплообмена, поскольку данные вихри имеют малую скорость и в сущности являются застойными зонами. При увеличении числа Рейнольдса до $Re=10^3$ ощутимая интенсификация имеет место только при высоких турбулизаторах потока ($d/D=0,80$). Для ламинарного режима течения при повышенных числах Рейнольдса ($Re=10^3$) характерные линии тока в исследуемом диапазоне приведены на рис. 4. Как видно из рис. 4, вихри при отрыве и присоединении потоков уже выражены гораздо отчетливее, чем при малых числах Рейнольдса. Для относительно невысоких турбулизаторов ($d/D=0,92$) имеет место открытая впадина [6—12], а для относительно высоких ($d/D=0,80$) полуоткрытая впадина реализуется только при широких шагах между турбулизаторами ($t/D=1,22$), а для остальных шагах — чисто закрытые, в которых практически уже нет

уклона по отношению к потоку. Здесь ощутимая интенсификация теплообмена реализуется в закрытых впадинах (меньше, в полукрытых) при высоких турбулизаторах потока ($d/D=0,80$), а для более низких турбулизаторов потока интенсификация потока невелика, т.к. генерируемые вихри присоединяются недалеко от турбулизаторов.

При дальнейшем увеличении числа Рейнольдса до $Re=1,5 \cdot 10^3$, т.е. до начала переходного режима течения, ощутимая интенсификация имеет место уже и для средних ($d/D=0,86$) турбулизаторов потока, а для высоких турбулизаторов ($d/D=0,80$) реализуется практически двойная интенсификация, но для низких турбулизаторов ($d/D=0,92$) интенсификация теплообмена ещё довольно невелика. Для предельных чисел Рейнольдса, где реализуется только ламинарный режим течения ($Re=1,5 \cdot 10^3$) характерные линии тока в исследуемом диапазоне приведены на рис. 5. Как видно из рис. 5, линии токов, характерные для полукрытых впадин, реализуются уже для турбулизаторов небольших высот с малым шагом между турбулизаторами ($d/D=0,92$, $t/D=0,33$). Для них увеличение относительного шага приводит к возникновению открытой впадины, но точка присоединения располагается недалеко от турбулизатора.

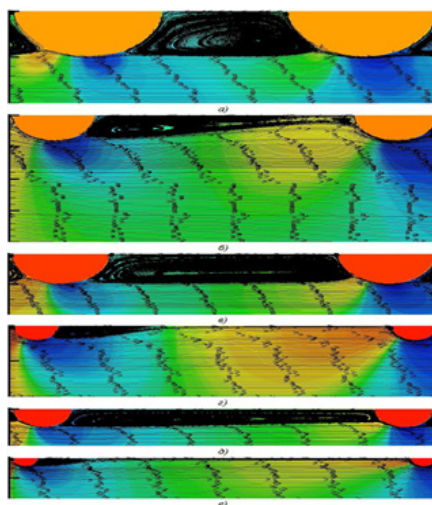


Рис. 5. Линии токов для труб с турбулизаторами полукруглых поперечных профилей при ламинарном режиме течения теплоносителя: а) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; г) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; е) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

Fig. 5. Streamlines for pipes with turbulators of semicircular transverse profiles under laminar coolant flow: а) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; г) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; е) $Re=1,5 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

Для турбулизаторов больших относительных высот ($d/D=0,80$) реализуются закрытые впадины [6—12], в которых её наклон в сторону потока будет только для больших шагов между турбулизаторами ($t/D=1,22$). Интенсификация теплообмена здесь значительна только для относительно высоких турбулизаторов и доходит до $Nu/Nu_{пл} \approx 1,5 \div 2,0$, для относительно средних высот ($d/D=0,86$) она невелика, а для относительно небольших высот турбулизаторов ($d/D=0,92$) она незначительна.

Увеличение числа Рейнольдса выше критического $Re \geq 1,6 \cdot 10^3$, т.е. в переходном режиме течения, интенсификация теплообмена присутствует для всех высот турбулазаторов; максимальная интенсификация теплообмена с увеличением числа Рейнольдса реализуется при средних шагах между турбулизаторами ($t/D=0,66$). Дальнейшее увеличение числа Рейнольдса ($Re \geq 1,6 \cdot 10^3$) приводит к возникновению переходного режима течения теплоносителя, в котором будет происходить увеличение уровня интенсификации теплообмена при ещё большем повышении гидравлического сопротивления. Для переходного режима течения теплоносителя с числами Рейнольдса ($Re=1,6 \cdot 10^3 \div 2,4 \cdot 10^3$) характерные линии тока в исследуемом диапазоне показаны на рис. 6 и 7.

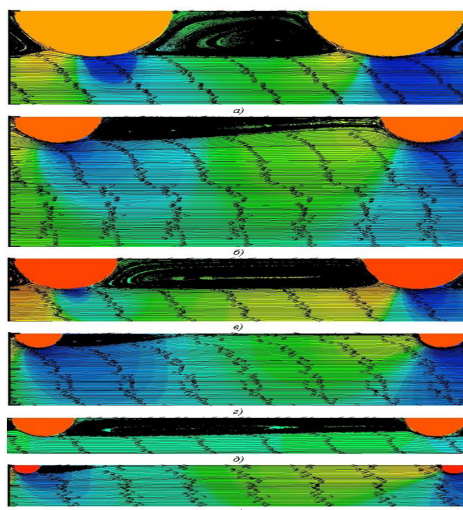


Рис. 6. Линии токов для труб с турбулизаторами полукруглых поперечных профилей при ламинарном режиме течения теплоносителя: а) $Re=1,6 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=1,6 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=1,6 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; г) $Re=1,6 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=1,6 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; е) $Re=1,6 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

Fig. 6. Current lines for pipes with turbulators of semicircular transverse profiles under laminar coolant flow: а) $Re=1.6 \cdot 10^3$, $d/D=0.80$, $t/D=0.33$, $Pr=250$; б) $Re=1.6 \cdot 10^3$, $d/D=0.92$, $t/D=0.33$, $Pr=250$; в) $Re=1.6 \cdot 10^3$, $d/D=0.80$, $t/D=0.66$, $Pr=250$; г) $Re=1.6 \cdot 10^3$, $d/D=0.92$, $t/D=0.66$, $Pr=250$; д) $Re=1.6 \cdot 10^3$, $d/D=0.80$, $t/D=1.22$, $Pr=250$; е) $Re=1.6 \cdot 10^3$, $d/D=0.92$, $t/D=1.22$, $Pr=250$.

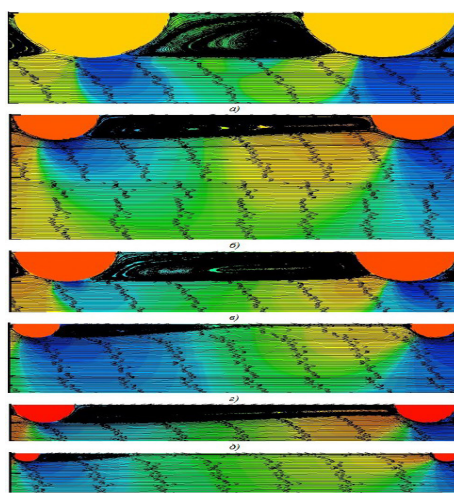


Рис. 7. Линии токов для труб с турбулизаторами полукруглых поперечных профилей при ламинарном режиме течения теплоносителя: а) $Re=2,4 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; б) $Re=2,4 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,33$, $Pr=250$; в) $Re=2,4 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; г) $Re=2,4 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=0,66$, $Pr=250$; д) $Re=2,4 \cdot 10^3$, $d/D=0,80$, $t/D=1,22$, $Pr=250$; е) $Re=2,4 \cdot 10^3$, $d/D=0,92$, $t/D=1,22$, $Pr=250$.

Fig. 7. Streamlines for pipes with turbulators of semicircular transverse profiles under laminar coolant flow: а) $Re=2.4 \cdot 10^3$, $d/D=0.80$, $t/D=0.33$, $Pr=250$; б) $Re=2.4 \cdot 10^3$, $d/D=0.92$, $t/D=0.33$, $Pr=250$; в) $Re=2.4 \cdot 10^3$, $d/D=0.80$, $t/D=0.66$, $Pr=250$; г) $Re=2.4 \cdot 10^3$, $d/D=0.92$, $t/D=0.66$, $Pr=250$; д) $Re=2.4 \cdot 10^3$, $d/D=0.80$, $t/D=1.22$, $Pr=250$; е) $Re=2.4 \cdot 10^3$, $d/D=0.92$, $t/D=1.22$, $Pr=250$.

Как видно из рис. 6 и 7, увеличение числа Рейнольдса для относительно высоких турбулизаторов ($d/D=0,80$) сказывается на основном вихре только при больших шагах между турбулизаторами ($t/D=1,22$) — полуоткрытая впадина переходит в закрытую, а для меньших шагов между турбулизаторами закрытая впадина остаётся почти неизменной.

Для турбулизаторов малых относительных высот ($d/D=0,92$) для малых шагов между турбулизаторами ($t/D=0,33$) полуоткрытая впадина переходит в закрытую, а для средних ($t/D=0,66$) и больших ($t/D=1,22$) шагов между турбулизаторами реализуется открытая впадина, причём точка присоединения располагается уже ощутимо дальше от турбулизатора,

что особенно заметно при больших числах Рейнольдса ($Re=2,4 \cdot 10^3$) и на средних ($t/D=0,66$) шагах между турбулизаторами. Здесь интенсификация теплообмена достигает уже значительных величин (табл. 1), причём она особенно возрастает на средних шагах между турбулизаторами ($t/D=0,66$), поскольку точка присоединения потока будет располагаться относительно дальше по потоку от турбулизатора, чем для больших шагов между турбулизаторами ($t/D=1,22$).

Естественно, что дальнейшее увеличение интенсификации теплообмена для больших относительных шагов между турбулизаторами ($t/D=1,22$) будет иметь место при ещё более высоких числах Рейнольдса, что характерно для турбулентного режима течения теплоносителя — такие режимы рассматривались экспериментально и теоретически, например, в работах [1-12, 14-17].

Анализ линий тока для переходного и ламинарного режимов течений на основе данных решений и данных [15, 22, 23] показывает, что при ламинарном течении закрытые впадины реализуются с углами наклона к потоку основного вихря, а при переходном режиме они реализуются практически без наклона. Открытые впадины при ламинарном течении реализуются с гораздо близким расположением к турбулизаторам точек присоединений пограничных слоёв, чем при переходном течении. Полуоткрытые впадины реализуются при ламинарном режиме течения в довольно ограниченном диапазоне определяющих параметров, в отличие от переходного режима течения.

Относительное гидравлическое сопротивление для невысоких турбулизаторов ($d/D=0,92$) увеличивается довольно незначительно, а для турбулизаторов средних высот ($d/D=0,86$) оно достигает $2 \div 2,5$ до критического числа Рейнольдса, а впоследствии оно увеличивается до 3 раз; для высоких турбулизаторов относительное гидросопротивление увеличивается до 4 раз ещё до достижения переходного режима течения, после чего оно увеличивается до 4,5 раз.

Относительный изотермический интенсифицированный теплообмен при ламинарном режиме течения вязкого теплоносителя ($Pr=250$) для относительно высоких турбулизаторов ($d/D=0,80$) увеличивается практически в 2 раза; для относительно средних высот турбулизаторов ($d/D=0,86$) — почти в полтора, а для низких относительных высот ($d/D=0,92$) интенсификация теплообмена незначительна.

Для переходного режима течения относительный интенсифицированный изотермический теплообмен уже составляет около двух с половиной для высоких турбулизаторов ($d/D=0,80$), для средних высот ($d/D=0,86$) — порядка двух с четвертью, а для низких ($d/D=0,92$) — более полутора. Для ламинарного режима течения максимальная интенсификация достигается на малых шагах между турбулизаторами ($t/D=0,33$), а в переходном режиме — на средних ($t/D=0,66$). Корреляция приведённых в данной работе расчётных данных по интенсифицированному теплообмену и гидросопротивлению с экспериментальными [19, 20, 21] показывает, что по гидравлическому сопротивлению расчёт вполне удовлетворительно согласуется с экспериментом [19, 20, 21], а по теплообмену расчётные данные качественно соответствуют экспериментальным данным [19, 20, 21] в рамках метода относительного соответствия.

Вывод. 1. Разработанный и используемый в данном исследовании способ расчётов, базирующийся на решениях конечно-объёмными методами уравнения Рейнольдса, замыкаемого при помощи модели переносов сдвигового напряжения Менгера и уравнения энергии на разномасштабной пересекающейся структурированной сетке позволил с необходимой погрешностью провести расчёт относительной теплоотдачи в трубах с полукруглыми кольцевыми турбулизаторами для вязких теплоносителей в ламинарной и переходной областях течений.

2. В работе было проведено математическое моделирование теплоотдачи в трубе с турбулизаторами полукруглых поперечных сечений при числах Рейнольдса, характерных для ламинарного ($Re=10^2 \div 1,5 \cdot 10^3$) и переходного ($Re=1,6 \cdot 10^3 \div 2,4 \cdot 10^4$) режимов течения для вязких теплоносителей ($Pr=170 \div 320$), на основе многоблочной вычислительной технологии, основанной на решениях факторизованными конечно-объёмными методами уравнений Рейнольдса и уравнения энергии и по-

лучена интенсификация теплообмена для данных относительно небольших чисел Рейнольдса для соответствующих чисел Прандтля, что может быть актуально в каналах теплообменных аппаратов.

3. Преимущество применённого в работе метода на основе метода контрольных объёмов над существующими состоит в том, что последние [19 - 21] основывались на целом ряде приближений, например: приближения Галёркина, линеаризации уравнений, применения методов переменных направлений с последующей реализацией методов прогонки, применения метода переменных уравнений с последующей реализацией на основе методов прогонки и т.п.

4. Был проведён анализ линий тока для переходного и ламинарного режимов течений на основе данных решений и данных [15, 22, 23], который показал, что при ламинарном течении закрытые впадины реализуются с углами наклона к потоку основного вихря, а при переходном режиме они реализуются практически без наклона, открытые впадины при ламинарном течении реализуются с гораздо близким расположением к турбулизаторам точек присоединений пограничных слоёв, чем при переходном течении.

5. Относительное гидравлическое сопротивление для невысоких турбулизаторов ($d/D=0,92$) увеличивается довольно незначительно, а для турбулизаторов средних высот ($d/D=0,86$) оно достигает $2\div 2,5$ до критического числа Рейнольдса, а впоследствии оно увеличивается до 3 раз; для высоких турбулизаторов относительное гидросопротивление увеличивается до 4 раз ещё до достижения переходного режима течения, после чего оно увеличивается до 4,5 раз.

6. Относительный изотермический интенсифицированный теплообмен при ламинарном режиме течения вязкого теплоносителя ($Pr=250$) для относительно высоких турбулизаторов ($d/D=0,80$) увеличивается практически в 2 раза; для относительно средних высот турбулизаторов ($d/D=0,86$) — почти в полтора, а для низких относительных высот ($d/D=0,92$) интенсификация теплообмена незначительна. Для переходного режима течения относительный интенсифицированный изотермический теплообмен уже составляет около двух с половиной для высоких турбулизаторов ($d/D=0,80$), для средних высот ($d/D=0,86$) — порядка двух с четвертью, а для низких ($d/D=0,92$) — более полутора. Для ламинарного режима течения максимальная интенсификация достигается на малых шагах между турбулизаторами ($t/D=0,33$), а в переходном режиме — на средних ($t/D=0,66$).

7. Применённым методом ФКОМ в работе были получены как локальные, так и осреднённые характеристики потока и теплообмена в трубах с турбулизаторами для ламинарного и переходного режимов течения теплоносителя, что позволило детерминировать для этих режимов уровни интенсификации теплообмена, которые удовлетворительно коррелируют с существующим экспериментом.

Библиографический список:

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. - М.: Машиностроение, 1990. - 208 с.
2. Эффективные поверхности теплообмена/ Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З. Копп и др. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.
3. 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 ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. — М.: МЭИ, 2003. — Т.1. — С. 57—60.
4. 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.
5. 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.
6. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дисс. ... докт. техн. наук. — М.: МАИ, 2005. — 632 с.
7. 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 I. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением основных аналитических и численных методов. — М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2009. — 405 с.
8. 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 II. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением неосновных аналитических и численных методов. — М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2010. — 290 с.
9. 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 компандных моделей турбулентного пограничного слоя. — М.: МГАКХиС, 2010. — 288 с.
 10. 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 IV. Специальные аспекты математического моделирования гидрогазодинамики, теплообмена, а также теплопередачи в теплообменных аппаратах с интенсифицированным теплообменом. М.: МГАКХиС, 2011. — 343 с.
 11. Лобанов И.Е. Теоретическое исследование структуры вихревых зон между периодическими, поверхностно расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения // Известия вузов. Авиационная техника. — 2011. — № 4. — С. 64—66.
 12. 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.
 13. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А.Быстров, С.А.Исаев, Н.А.Кудрявцев, А.И.Леонтьев. — СПб: Судостроение, 2005. — 398 с.
 14. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса // Отраслевые аспекты технических наук. 2013. № 9. С. 8—18.
 15. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами в области перехода к турбулентному течению // Вестник Ангарского государственного технического университета. 2019. Том 1. № 13. С. 60—65.
 16. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. — Л.: Энергоатомиздат. ЛО, 1987. — 263 с.
 17. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия. ЛО, 1980. — 144 с.
 18. Klaczak A. Wärmeübertragung und Druckverlust in neuartigen Turbulenzrohren. Forsch. Ing.-Wes. 1974; 40(4): 117—119.
 19. Назмеев Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 376 с.
 20. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 288 с.
 21. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при ламинарном течении вязкой жидкости в трубах с искусственной шероховатостью / Ю.Г.Назмеев, А.М.Конахин, Б.А.Кумиров, В.В.Олимпиев, О.П.Шинкевич // Теплоэнергетика. — 1993. — № 4. — С. 66—69.
 22. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами в переходной к турбулентному течению области // Электронный периодический рецензируемый научный журнал «SCI-ARTICLE.RU». — 2020. — № 88 (декабрь). — С. 23—37.
 23. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами в области перехода к турбулентному течению // Веб-портал профессионального сетевого педагогического сообщества «Ped-library.ru». — 2021. — Режим доступа: <https://ped-library.ru/1626653956>.

References

1. Kalinin E.K., Dreitzer G.A., Yarkho S.A. Intensification of heat transfer in channels. M.: Mashinostroenie, 1990; 208. (In Russ)
2. Effective heat transfer surfaces. E.K.Kalinin, G.A.Dreitzer, I.Z. Kopp et al. M.: Energoatomizdat, 1998; 408. (In Russ)
3. Dreitzer 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 of young scientists and specialists under the guidance of Academician of the Russian Academy of Sciences A.I.Leontiev*. M.: MEI, 2003; 1: 57—60. (In Russ)
4. Dreitzer G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat exchange in a pipe with periodic protrusions. *Vestnik MAI*. 2004; 11(2):28-35. (In Russ)
5. Dreitzer G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat exchange in a pipe with periodically located surface flow turbulators. *Thermophysics of high temperatures*. 2005; 43(2): 223—230. (In Russ)

6. Lobanov I.E. Mathematical modeling of intensified heat exchange during turbulent flow in channels: Diss. ... doct. technical sciences. Moscow: MAI, 2005; 632. (In Russ)
7. Lobanov I.E., Stein L.M. Promising heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume I. Mathematical modeling of intensified heat transfer during turbulent flow in channels using basic analytical and numerical methods. M.: Publishing House of the Association of Construction Universities, 2009; 405. (In Russ)
8. Lobanov I.E., Stein L.M. Promising heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume II. Mathematical modeling of intensified heat transfer during turbulent flow in channels using non—basic analytical and numerical methods. M.: Publishing House of the Association of Construction Universities, 2010; 290. (In Russ)
9. Lobanov I.E., Stein L.M. Promising heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume III. Mathematical modeling of intensified heat exchange during turbulent flow in channels using multilayer, supermultilayer and compound models of a turbulent boundary layer. M.: MGAKHiS, 2010; 288. (In Russ)
10. Lobanov I.E., Stein L.M. Promising heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume IV. Special aspects of mathematical modeling of hydro—gas dynamics, heat transfer, and heat transfer in heat exchangers with intensified heat exchange. M.: MGAKHiS, 2011; 343. (In Russ)
11. Lobanov I.E. Theoretical study of the structure of vortex zones between periodic, superficially located turbulators of a rectangular cross-section flow. *News of universities. Aviation equipment*. 2011; 4: 64–66. (In Russ)
12. Lobanov I.E., Kalinin E.K. Theoretical study, comparison with experiment of current lines and kinetic energy components of turbulent pulsations in vortex structures in pipes with turbulators. *Branch aspects of technical sciences*. 2011; 12: 4–15. (In Russ)
13. Numerical modeling of vortex intensification of heat transfer in pipe packages. Yu.A.Bystrov, S.A.Isaev, H.A.Kudryavtsev, A.I.Leontiev. St. Petersburg: Shipbuilding, 2005;398. (In Russ)
14. Lobanov I.E. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with turbulators, as well as in rough pipes, in air at large Reynolds numbers. *Branch aspects of technical sciences*. 2013; 9: 8–18. (In Russ)
15. Lobanov I.E. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with turbulators in the area of transition to turbulent flow. *Bulletin of the Angarsk State Technical University*. 2019;1(13): 60–65. (In Russ)
16. Migay V.K. Modeling of heat exchange power equipment. L.: Energoatomizdat. LO, 1987; 263. (In Russ)
17. Migay V.K. Improving the efficiency of modern heat exchangers. L.: Energy. LO, 1980;144. (In Russ)
18. Klaczak A. Wärmeübertragung und Druckverlust in neuartigen Turbulenzrohren. *Forsch. Ing.–Wes.* 1974; 40(4): 117–119.
19. Nazmeev Yu.G. Heat exchange during laminar fluid flow in discretely rough channels. M.: Energoatomizdat, 1998; 376. (In Russ)
20. Nazmeev Yu.G., Lavygin V.M. Heat exchangers of thermal power plants. M.: Energoatomizdat, 1998; 288. (In Russ)
21. Heat exchange and hydraulic resistance during laminar flow of viscous fluid in pipes with artificial roughness. Yu.G.Nazmeev, A.M.Konakhin, B.A.Kumirov, V.V.Olympiev, O.P.Shinkevich. *Thermal power engineering*. 1993;. 4: 66–69. (In Russ)
22. Lobanov I.E. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with turbulators in a region transitioning to a turbulent flow. *Electronic periodical peer-reviewed scientific journal “SCI-ARTICLE.RU”*. 2020; 88 (December): 23–37. (In Russ)
23. Lobanov I.E. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with turbulators in the transition to turbulent flow. *Web portal of the professional network pedagogical community “Ped-library.ru”*. 2021. Access mode: <https://ped-library.ru/1626653956>. (In Russ)

Сведения об авторе:

Лобанов Игорь Евгеньевич, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник ПНИЛ-204 МАИ; lloobbaannooff@live.ru

Information about the author:

Igor E. Lobanov, Dr. Sci. (Eng.), Leading Researcher, PNIL-204 MAI; lloobbaannooff@live.ru

Конфликт интересов/Conflict of interest.

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

Поступила в редакцию/Received 09.06.2023.

Одобрена после рецензирования/ Revised 01.07.2023.

Принята в печать/Accepted for publication 01.07.2023.