

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
ENERGY AND ELECTRICAL ENGINEERING

УДК 532.517.4:536.24

DOI: 10.21822/2073-6185-2026-53-1-15-22



Оригинальная статья /Original article

**Моделирование течения и теплоотдачи в трубах с турбулизаторами
для перспективных теплообменников при больших и очень больших
(от миллиона до миллиарда) критериях Рейнольдса**

И.Е. Лобанов

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

Резюме. Цель. Рассматривается решение задачи о теплообмене для турбулизаторов потока полукруглого поперечного сечения на основе многоблочных вычислительных технологий, основанных на решении факторизованным конечно-объемным методом (ФКОМ) уравнений О.Рейнольдса (замыкаемых для переходного режима при помощи модели переноса сдвиговых напряжений Ф.Ментера) и уравнения энергии (на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках). **Метод.** Расчёт проводился на базе теоретического метода, основанного на решении факторизованным конечно-объемным методом уравнений О.Рейнольдса, замыкаемых для переходных режимов с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ф.Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках (ФКОМ). **Результат.** Расчётным методом осуществлено математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами для вязких теплоносителей при очень высоких (вплоть до миллиарда) критериях О.Рейнольдса, характерных развитых турбулентных режимов течения. Применённым методом ФКОМ в работе были получены как локальные, так и осреднённые характеристики потока и теплообмена в трубах с турбулизаторами для вязкого теплоносителя для развитого режима течения теплоносителя, что позволило детерминировать для этих режимов уровни интенсификации теплообмена. **Вывод.** Постулируется интенсифицирование теплосъёма на воздухе для высоких миллионных критериях О.Рейнольдса, что потенциально актуально для канальных течений в каналах теплообменников, с заметными повышениями гидросопротивлений и может повышаться относительно уменьшенных критериев О.Рейнольдса для больших относительных выступов $d/D=0,90$. Сформулировано, что для миллиардных критериях О. Рейнольдса каналы с выступами проигрывают каналам с шероховатостями в разрезе интенсифицирования теплосъёма, поскольку имеет место меньший уровень интенсификации теплообмена при приблизительно таком же увеличении относительного гидравлического сопротивления.

Ключевые слова: математическое моделирование, теплоотдача, поперечный, профиль, турбулизатор, шероховатость, полукруг, критерий О.Рейнольдса, теплообменный аппарат

Для цитирования: И.Е. Лобанов. Моделирование течения и теплоотдачи в трубах с турбулизаторами для перспективных теплообменников при больших и очень больших (от миллиона до миллиарда) критериях Рейнольдса. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2026;53(1):15-22. DOI:10.21822/2073-6185-2026-53-1-15-22.

**Modeling flow and heat transfer in pipes with turbulators for advanced heat exchangers
with high and very high (from a million to a billion) Reynolds numbers**

I.E.Lobanov

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

Abstract. Objective. The paper considers the solution of the heat transfer problem for flow turbulators with a semicircular cross-section using multiblock computational technologies based on the solution of Reynolds' equations (closed for the transient regime using Menter's shear stress transport model) and the energy equation (on intersecting structured grids of different scales) by the factorized finite volume method (FVM). **Method.** The paper uses computational methods to mathematically model heat transfer in pipes with turbulators for viscous coolants at very high (up to a billion) Reynolds criteria, characteristic of developed turbulent flow regimes. **Result.** The calculations were performed using a theoretical method based on the solution of Reynolds' equations by the factorized finite volume method, closed for transient regimes using Menter's shear stress transport model, and the energy equation on intersecting structured grids of different scales (FVM). Using the FKOM method, both local and average flow and heat transfer characteristics were obtained in pipes with turbulators for a viscous coolant for a developed coolant flow regime. This allowed us to determine heat transfer intensification levels for these regimes. **Conclusion.** Heat transfer intensification in air is postulated for high millionth O. Reynolds criteria, which is potentially relevant for channel flows in heat exchanger channels, with noticeable increases in hydraulic resistance and can increase relative to reduced O. Reynolds criteria for large relative protrusions $d/D = 0.90$. It was formulated that for billionth O. Reynolds criteria, channels with protrusions are inferior to channels with roughness in terms of heat transfer intensification, since there is a lower level of heat transfer intensification with approximately the same increase in relative hydraulic resistance.

Keywords: mathematical modeling, heat transfer, transverse, profile, turbulator, roughness, semicircle, O. Reynolds criterion, heat exchanger

For citation: I.E. Lobanov. Modeling flow and heat transfer in pipes with turbulators for advanced heat exchangers with high and very high (from a million to a billion) Reynolds numbers. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2026;53(1):15-22. (In Russ) DOI:10.21822/2073-6185-2026-53-1-15-22.

Введение. Основные направления настоящего исследования кратко можно охарактеризовать следующим образом: дополнительным образом верифицировать реализуемый способ вычисления теплосъёма в каналах с турбулизаторами при максимально высоких дозвуковых чисел О. Рейнольдса, что до сих пор исследовалось существующим экспериментом, собственно экспериментальными данными, а также данными иных теоретических подходов [1, 2, 7, 17].

Постановка задачи. На базе верификации модели реализовать вычисления для более высоких чисел О. Рейнольдса (от десятков тысяч до миллиона, и далее до миллиарда), в которых отсутствуют надёжный экспериментальный материал. Вычисленные расчётные данные в дополнительном степени следует сравнивать с соответствующими данными для шероховатых каналов.

Задачи данного исследования:

- дополнительно верифицировать данный метод расчёта теплообмена в трубах с турбулизаторами для предельно высоких чисел Рейнольдса, которые исследовались в существующих экспериментах [13, 14], собственно экспериментальными данными, а также данными других теоретических подходов [3-12, 16-18, 20-21];
- провести расчёты для более высоких чисел Рейнольдса ($Re=10^4 \div 10^6$ и вплоть до $Re \leq 10^9$), где ещё нет надёжных экспериментальных данных;
- полученные расчёты дополнительно сравнить с соответствующими значениями для шероховатых труб.

Методы исследования. Анализ влияния на осреднённо-интегральные параметры интенсифицированного теплосъёма в каналах с турбулизаторами структур интенсифицированных потоков при высоких, порядка миллиона, и очень больших, порядка миллиарда, критериев О. Рейнольдса.

Имеющиеся на данный момент времени результаты анализа влияния на интегрально-осреднённые характеристики течений и теплосъёма в каналах с турбулизаторами структур интенсифицированного потока при относительно небольших критериев О.Рейнольдса (от десятков до сотен тысяч) обосновывают, что рациональнее применять турбулизаторы полукруглых трансверсальных профилей, нежели прямоугольных [9, 12].

Для миллионных и миллиардных критериев О.Рейнольдса достаточно ограничения анализа характеристик течений и теплосъёма каналами с турбулизаторами полукруглых трансверсальных профилей; особенности развития вихревых структур для прямоугольных турбулизаторов для больших чисел Рейнольдса требуют специального исследования. К примеру, для воздуха ощутимые снижения кинематических вязкостей будут иметь место при высоких давлениях [15, 19]. Следовательно, исследуемые в статье режимы течения с очень высокими критериями О.Рейнольдса можно обоснованно считать актуальными.

Обсуждение результатов. Были вычислены расчётные линии тока для исследуемых условий $t/D=0,25\div 1,00$, $Re=10^6$, $Pr=0,72$, $d/D=0,90$, а также проводилось сравнения между линиями тока для аналогичных условий для миллионными и миллиардными критериями О.Рейнольдса (рис. 1).

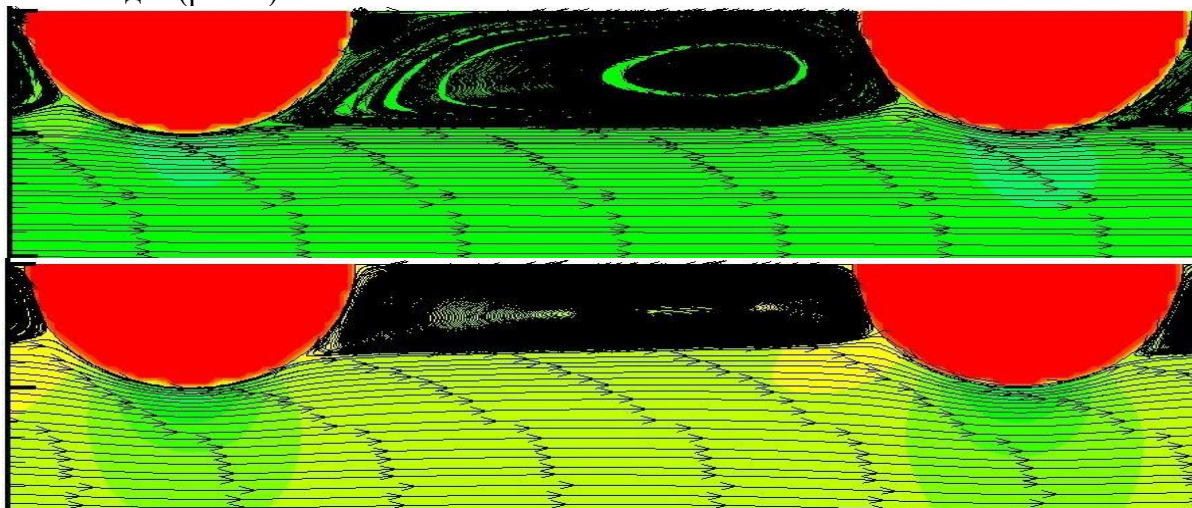


Рис. 1 – Линии тока для каналов с выступами полукруглых трансверсальных профилей для закрытых впадин для воздуха с $Re=10^9$ (снизу) и $Re=10^6$ (сверху)

Fig. 1 – Streamlines for channels with protrusions of semicircular transverse profiles for closed cavities for air with $Re=10^9$ (bottom) and $Re=10^6$ (top)

Как показывают расчётные линии тока для рассматриваемых условий $t/D=0,25\div 1,00$, $Pr=0,72$, $Re=10^6$, $d/D=0,90$, сперва, вплоть до миллиардных критериев О.Рейнольдса на выступах полукруглых трансверсальных профилей приросты дополнительного углового вихря, как до выступа, так и за выступом, происходит не столь ощутимо, нежели при сотнях тысяч критериев О.Рейнольдса, что приводит к незначительным приростам гидравлических потерь.

При дальнейшем увеличении критерия О.Рейнольдса вплоть до $Re=10^9$ для закрытых впадин ($d/D=0,90$, $t/D=0,25$), как видно на рис. 1, происходит выдавливание основным потоком основного вихря в направлении стенки, он становится меньше, начало основного вихря, в отличие от $Re=10^6$, имеет место не приблизительно в верхней точке полукруглого турбулизатора, а сдвигается в направлении к стенке приблизительно на треть высоты турбулизатора. Присоединение основного вихря к последующему турбулизаторами при $Re=10^9$ происходит также ближе к стенке, примерно на половине турбулизатора, т.е. также происходит дальнейший сдвиг точки присоединения в направлении стенки по сравнению со случаем при $Re=10^6$ (рис. 1). Кроме основного вихря при переходе с больших ($Re=10^6$) на очень большие ($Re=10^9$) критерии О.Рейнольдса деформируются угловые вихри как до, так и за турбулизаторами. Как показывают вычисления, при очень больших критериев О. Рейнольдса ($Re=10^9$), в отличие от больших чисел Рейнольдса ($Re=10^6$), имеет место

вытеснение основным потоком угловых вихрей, а основной вихрь становится более заполненным. Вышеуказанное обуславливает не очень сильное уменьшение увеличения уровня интенсификации теплообмена, при прочих равных условиях, при переходе с $Re=10^6$ до $Re=10^9$ по сравнению с переходом с $Re=10^5$ до $Re=10^6$: уменьшение высоты основного вихря несколько снижает уровень интенсификации теплообмена, а вытеснение угловых вихрей частично компенсирует вышеупомянутое уменьшение, поскольку основной вихрь увеличивается, кроме того, устраняются застойные зоны как до, так и за выступами.

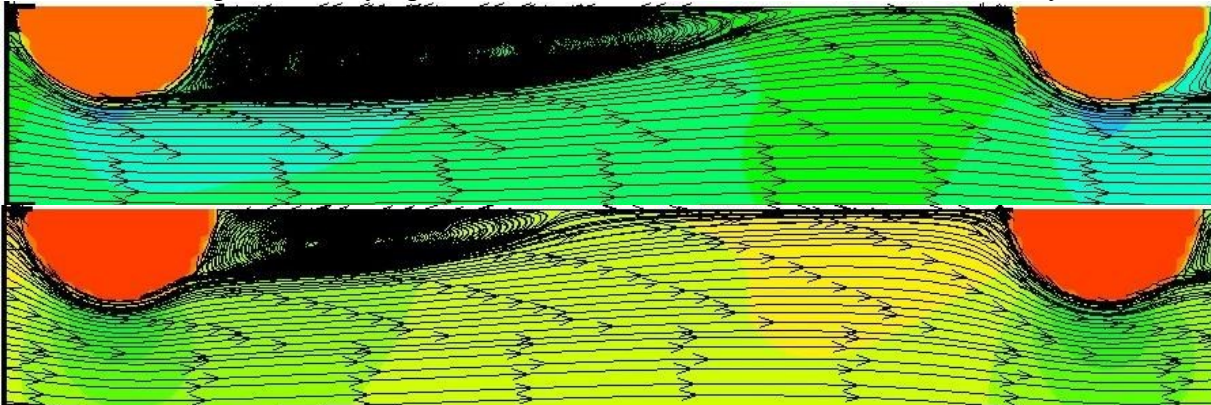


Рис. 2 – Линии тока для каналов с выступами полукруглых трансверсальных профилей для закрытых впадин для воздуха с $Re=10^9$ (снизу) и $Re=10^6$ (сверху)
Fig. 2 – Streamlines for channels with protrusions of semicircular transverse profiles for closed cavities for air with $Re=10^9$ (bottom) and $Re=10^6$ (top)

У высокой ($d/D=0,90$) полуоткрытой ($t/D=0,50$) впадины последующее повышение критериев О.Рейнольдса до миллиарда (рис. 2) смещает точки отрывов в направлениях к стенкам по образующим полукруглых выступов на расстояния, равные порядка третьей высот выступов, в то время как для аналогичных условий при $Re=10^6$ для точка отрыва находится в районе вершины турбулизатора.

Вышеуказанное обуславливает снижение относительной интенсификации теплообмена, поскольку отрыв потока и его последующее присоединение происходит на меньшей длине (рис. 2).

Деформирование угловых вихрей как до, так и за выступами (рис. 2) по причине основных потоков реализуются и в случае закрытых впадин, но в определённо меньших степенях: небольшие вихри за выступами вытесняются в практическом смысле в полной мере (рис. 2), однако части угловых вихрей до турбулизатора остаются. Здесь вытеснение основным вихрём угловых вихрей уже не столь ощутимо увеличивает основной вихрь, как в случае с закрытыми впадинами, поэтому это обстоятельство уже мало компенсирует снижение относительной интенсификации теплообмена, вследствие смещения точки отрыва ближе к стенке. Как показали вычисления, точка присоединения турбулентного пограничного слоя расположена при $Re=10^9$ ближе к турбулизатору примерно на треть, чем для аналогичных условий при $Re=10^6$ - это происходит как раз по причине выдавливания основным потоком точки присоединения ближе к стенке.

Вышесказанное обуславливает более сильное уменьшение увеличения уровня интенсификации теплообмена для полуоткрытых впадин по сравнению с закрытыми впадинами, при прочих равных условиях, при переходе с $Re=10^6$ до $Re=10^9$ по сравнению с переходом с $Re=10^5$ до $Re=10^6$.

Для открытых впадин ($d/D=0,90$, $t/D=1,00$) дальнейшее увеличение критерия О. Рейнольдса вплоть до $Re=10^9$ приводит к тому, что, как и в случае с полуоткрытыми впадинами, точка отрыва будет смещаться по образующей полукруглого турбулизатора в сторону стенки, достигая почти до половины высоты турбулизатора, на что указывают сравнения полученных вычислений. Вышеуказанное обуславливает, так же, как и для полуоткрытой впадины, но в ещё большей степени снижение относительной интенсификации теплообмена, т.к. отрыв потока и его последующее присоединение происходит на ещё меньшей

длине. Было выявлено качественное различие отрыва и присоединения потока при $Re=10^9$ от аналогичного случая при $Re=10^6$.

Как показали вычисления, точка присоединения турбулентного пограничного слоя для случая с открытой впадиной в при $Re=10^9$ располагается явно приближенным образом к выступу, чем для аналогичных случаев с миллиардным критерием О. Рейнольдса, поэтому прирост теплосъёма будет на уменьшенных длинах, что уменьшает осреднённый теплосъём.

Таким образом, выдавливания внешними течениями при миллиардных критериях О. Рейнольдса вихрей за полукруглыми выступами станет бóльшим, чем для соответствующих случаев с миллионными критериями О. Рейнольдса.

Деформирование угловых вихрей при $Re=10^9$ как до, так и за турбулизаторами для открытых впадин, за счёт основного, имеет место в ещё бóльшей степени, чем для полуоткрытых впадин: угловой вихрь за турбулизатором выдавливается основным потоком полностью, а угловой вихрь до турбулизатора становится гораздо меньше, чем при $Re=10^6$.

Вышесказанное обуславливает для открытых впадин ещё более осязаемое уменьшение увеличения уровня интенсификации теплообмена, при прочих равных условиях, при переходе с $Re=10^6$ до $Re=10^9$ по сравнению с переходом с $Re=10^5$ до $Re=10^6$: уменьшение высоты основного вихря ещё сильнее, чем в случае полуоткрытых впадин, уменьшает уровень интенсификации теплообмена, поскольку приближает точку присоединения к точке отрыва, но вытеснение угловых вихрей уже мало скомпенсировано данное снижение интенсифицирования теплосъёма.

Для выступов полукруглых трансверсальных профилей при миллиардных критериях О. Рейнольдса происходят дальнейшие деформации и вытягивания главных вихрей, что обуславливает очень незначительные повышает относительные гидросопротивления для выступов полукруглого трансверсального профиля при миллионных критериях О. Рейнольдса, т.к. при данных условиях не происходят генерирования дополнительного вихреобразования и трения вихрей между собой; подобные тенденции сохраняются при соответствующих случаях с миллиардными значениями критериев О. Рейнольдса (рис. 1 и рис. 2).

Для условий при миллионных критериях О. Рейнольдса вырабатывания турбулентностей, как при менее высоких критериях О. Рейнольдса, реализуются на границах смерчевых зон в периоды их развития и при разложениях самих зон за её выбросами.

Для выступов с полукруглыми трансверсальными профилями при миллионными критериями О. Рейнольдса тоже реализуются не генерации, объединение и распад вторичных вихрей, что исследовалось в [13, 17], а их деформирования.

Максимальные деформирования реализуются у главного вихря, что дополнительно увеличивают гидросопротивления при миллионных критериях О. Рейнольдса не в той мере, когда реализовывались данные совокупности с вторичными вихрями (например, у выступов с квадратными трансверсальными профилями. Вышесказанное даже усиливается для соответствующих условиях для миллиардных критериев О. Рейнольдса (рис. 1 и рис. 2), где вторичные вихри не наблюдаются.

Очевидно, что и для довольно высоких миллиардных критериях О. Рейнольдса широкий вихрь не идёт в распад, а только изменяется, которое реализуется и в стороны выступа, и в сторону ядер течения. Для высоких миллионных критериях О. Рейнольдса интенсифицирование теплосъёма может повышаться без осязаемых повышений гидросопротивлений при реализацией выступов с полукруглыми трансверсальными профилями, но для выступов резких очертаний выступов. Данная тенденция сохраняется и для аналогичных случаев при $Re=10^9$ (рис. 1 и 2). Вычисленные линии токов при повышении критериев О. Рейнольдса до миллиона на выступах полукруглых трансверсальных профилей приводят к росту присоединённых смерчей в углах до и за выступами, но не так значительно, как для сотен тысяч критериев О. Рейнольдса, поэтому повышения гидросопротивлений незначительны. С дальнейшим миллиардным повышением критериев О. Рейнольдса реализуются даже выдавливания основными течениями смерчей в углах, что усиливает вышеуказанную тенденцию.

Сравнение показателей гидравлического сопротивления и теплообмена в трубах с полукруглыми турбулизаторами при $t/D=0,25\div 1,00$, $d/D=0,90$, $Pr=0,72$ для высоких и сверхвысоких критериях О.Рейнольдса (от миллиона до миллиарда), которые вычислены по настоящей методике, с соответствующими характеристиками для шероховатого канала по авторской теории [3], указывает на нижеследующее.

У шероховатого канала с повышением для других одинаковых параметрах критерия О.Рейнольдса с миллиона до миллиарда относительные гидросопротивления повышаются приблизительно в два с четвертью раза, что согласуется с уровнем относительных гидросопротивлений в каналах с выступами полукруглых трансверсальных профилей при $t/D=0,50$ и $t/D=0,25$ (для $t/D=1,00$ данное превалирование относительных гидросопротивлений уменьшены в два раза приблизительно). Относительный теплообмен увеличивается порядка трёх раз [3], в то время как для каналов с выступами соответствующее вышеуказанное превалирование находится в районе четверти.

Таким образом, для максимально высоких дозвуковых критериях О.Рейнольдса шероховатый канал может быть иметь преимущественным перед каналами с выступами в разрезе интенсификации теплообмена, поскольку может иметь место бóльший уровень интенсификации теплообмена при примерно таком же увеличении относительного гидравлического сопротивления. Успешное моделирование интенсифицированной теплоотдачи в трубах с полукруглыми турбулизаторами для $Pr=0,72$, $Re=10^6\div 10^9$, $d/D=0,90$, $t/D=0,25\div 1,00$, проведённое в настоящей статье, т.е. при течениях с очень большими критериями Рейнольдса, обосновывает дальнейшие исследования в этом направлении для других чисел Прандтля, других относительных высот турбулизаторов (т.е. при других d/D), других сечений турбулизаторов (например, квадратных, треугольных и т.п.).

Вывод. В статье представлены результаты моделирования теплообмена в каналах с турбулизаторами полукруглого трансверсального профиля дл миллионных и миллиардных критериях О. Рейнольдса, базирующиеся на многоблочных вычислительных технологиях, с решениями факторизованными конечно-объёмными методами (ФКОМ-ами) рейнольдсовых уравнений, которые замыкались посредством моделей перенесения напряжения сдвигов Ф.Ментера и энерго-уравнения на структуризованной пересекающейся неодноразмерно-масштабных сетках.

Постулируется интенсифицирование теплообмена на воздухе для высоких миллионных критериях О.Рейнольдса, что потенциально актуально для канальных течений в каналах теплообменников современной индустрии, с заметными повышениями гидросопротивлений и может повышаться относительно уменьшенных критериев О. Рейнольдса для больших относительных выступов $d/D=0,90$. При миллиардных критериев О. Рейнольдса относительные интенсифицирования теплообмена не сильно возрастают сравнительно с миллионными, однако они, определённым образом ниже, по сравнению с аналогичными условиями для повышения с сотен миллионов до миллионов до $Re=10^6$, в особенности при открытой впадине, т.е. для $t/D=1,00$.

Сформулировано, что для миллиардных критериях О. Рейнольдса каналы с выступами проигрывают каналам с шероховатостями в разрезе интенсифицирования теплообмена, поскольку имеет место меньший уровень интенсификации теплообмена при приблизительно в таком же увеличении относительного гидравлического сопротивления.

Теория может использоваться для естественно-научных основ для расчёта теплообмена в переходных областях течений в каналах с турбулизаторами, применяемых в теплообменных аппаратах, используемых в современной индустрии.

Библиографический список:

1. 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.
2. 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.

3. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. — М.: Машиностроение, 1990. — 208 с.
4. Лобанов И.Е. Математическое моделирование гидравлического сопротивления в трубах с шероховатыми стенками // Инженерная физика. — 2011. — № 10. — С. 3—11.
5. Лобанов И.Е. Математическое моделирование гидравлического сопротивления в трубах с шероховатыми стенками на базе принципа суперпозиции полной вязкости // 10-я Международная конференция «Авиация и космонавтика — 2011». 8—10 ноября 2011 года. Москва. Тезисы докладов. — СПб.: Мастерская печати, 2011. — С. 60—61.
6. Лобанов И.Е. Математическое моделирование гидравлического сопротивления в трубах с шероховатыми стенками с нерегулярной шероховатостью на базе принципа суперпозиции полной вязкости // 11-я Международная конференция «Авиация и космонавтика — 2012». 13—15 ноября 2012 года. Москва. Тезисы докладов. — СПб.: Мастерская печати, 2012. — С. 386—387.
7. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дисс. ... докт. техн. наук. — М.: МАИ, 2005. — 632 с.
8. Лобанов И.Е. Моделирование интенсифицированного теплообмена в трубах с относительно высокими турбулизаторами // Вестник машиностроения. — 2011. — № 3. — С. 25—33.
9. 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.
10. Лобанов И.Е. Модифицированная теория гидравлического сопротивления в трубах с шероховатыми стенками с выступами переменной высоты // Московское научное обозрение. — 2013. — № 10. — С. 3—11.
11. Лобанов И.Е. Теоретическое математическое моделирование течения и теплообмена в прямых круглых трубах с турбулизаторами полукруглого поперечного сечения, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса // 2019. Режим доступа: <https://ped-library.ru/1548529792>.
12. Лобанов И.Е. Теория гидравлического сопротивления в прямых круглых трубах с шероховатыми стенками // Отраслевые аспекты технических наук. — 2012. — № 4. — С. 4—13.
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., Низовитин А.А., Парамонов Н.В. Математическое моделирование теплообмена в трубах с шероховатыми стенками на базе принципа суперпозиции полной вязкости // 12-я Международная конференция «Авиация и космонавтика — 2013». 12—15 ноября 2013 года. Москва. Тезисы докладов. — СПб.: Мастерская печати, 2013. — С. 373—375.
15. Менялкина Е.Н. Исследование влияния формы оребрения на динамику потока и сопротивление канала // Альманах современной науки и образования. — 2017. — № 4-5 (118). — С. 65—68.
16. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971. — 460 с.
17. Теплов А.В. Основы гидравлики. — Л.— М.: Энергия, 1965. — 185 с.
18. 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.
19. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З. Копп и др. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.
20. Smith E., Promvonge P. Thermal characteristics of turbulent rib-grooved channel flows // International Communications in Heat and Mass Transfer. — 2009. — August. — V. 36 (7). — P.: 705—711. — DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.03.025.
21. Tanda G. Effect of Rib Spacing on Heat Transfer and Friction in a Rectangular Channel with 45-Deg Angled Rib Turbulators on One/Two Walls // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2011. — February. — V. 54 (54). — P.: 1081—1090. — DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.015.

References:

1. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions. *Bulletin of MAI*. 2004; 11(2): 28-35 (In Russ)
2. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodically located surface flow turbulators. *High Temperature Thermal Physics*. 2005; 43(2):223-230. (In Russ)
3. Kalinin E.K., Dreitser G.A., Yarkho S.A. Intensification of heat transfer in channels. — М.: Mashinostroenie, 1990;208 p. (In Russ)
4. Lobanov I.E. Mathematical Modeling of Hydraulic Drag in Pipes with Rough Walls. *Engineering Physics*. 2011;10: 3—11. (In Russ)
5. Lobanov I.E. Mathematical Modeling of Hydraulic Drag in Pipes with Rough Walls Based on the Principle of Superposition of Total Viscosity. 10th International Conference "Aviation and Cosmonautics — 2011". November 8—10, 2011. Moscow. Abstracts of Papers. St. Petersburg: Masterskaya Pechati, 2011; 60—61. (In Russ)

6. Lobanov I.E. Mathematical Modeling of Hydraulic Resistance in Pipes with Rough Walls with Irregular Roughness Based on the Principle of Superposition of Total Viscosity. 11th International Conference "Aviation and Cosmonautics – 2012". November 13–15, 2012. Moscow. Abstracts. St. Petersburg: Masterskaya Pechati, 2012; 386–387. (In Russ)
7. Lobanov I.E. Mathematical Modeling of Enhanced Heat Transfer during Turbulent Flow in Channels: Diss. ... Doctor of Engineering Sciences. – Moscow: MAI, 2005: 632 p. (In Russ)
8. Lobanov I.E. Modeling of Enhanced Heat Transfer in Pipes with Relatively High Turbulators. *Bulletin of Mechanical Engineering*. 2011;3:25–33. (In Russ)
9. Lobanov I.E. Mathematical Modeling of Heat Transfer in Pipes with Turbulators, as well as in Rough Pipes, in Air at High Reynolds Numbers. *Industry Aspects of Technical Sciences*. 2013; 9: 8–18. (In Russ)
10. Lobanov I.E. Modified Theory of Hydraulic Resistance in Pipes with Rough Walls with Protrusions of Variable Height. *Moscow Scientific Review*. 2013;10: 3–11. (In Russ)
11. Lobanov I.E. Theoretical Mathematical Modeling of Flow and Heat Transfer in Straight Circular Pipes with Semicircular Cross-Section Turbulators, as well as in Rough Pipes, in Air at High Reynolds Numbers // 2019. — Available at: <https://ped-library.ru/1548529792>. (In Russ)
12. Lobanov I.E. Theory of Hydraulic Resistance in Straight Circular Pipes with Rough Walls. *Industry Aspects of Technical Sciences*. 2012; 4: 4-13. (In Russ)
13. Lobanov I.E., Kalinin E.K. Theoretical Study, Comparison with Experiment of Streamlines and Components of Kinetic Energy of Turbulent Pulsations in Vortex Structures in Pipes with Turbulators. *Industry Aspects of Technical Sciences*. 2011; 12: 4-15. (In Russ)
14. Lobanov I.E., Nizovitin A.A., Paramonov N.V. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with rough walls based on the principle of superposition of total viscosity. 12th International Conference "Aviation and Cosmonautics - 2013". November 12-15, 2013. Moscow. Abstracts of reports. - St. Petersburg: Masterskaya Pechati, 2013; 373-375. (In Russ)
15. Menyalkina E.N. Study of the influence of fin shape on flow dynamics and channel resistance. *Almanac of modern science and education*. 2017;. 4-5 (118): 65-68. (In Russ)
16. Nesterenko A.V. Fundamentals of thermodynamic calculations of ventilation and air conditioning. — M.: Vysshaya shkola, 1971:460 p. (In Russ)
17. Teplov A.V. Fundamentals of Hydraulics. L. M.: Energiya, 1965:185 p. (In Russ)
18. Numerical Modeling of Vortex Intensification of Heat Transfer in Tube Packages. Yu.A. Bystrov, S.A. Isaev, N.A. Kudryavtsev, A.I. Leontiev. St. Petersburg: Sudostroenie, 2005: 398 p. (In Russ)
19. Effective Heat Transfer Surfaces. E.K. Kalinin, G.A. Dreitser, I.Z. Kopp, et al. M.:Energoatomizdat, 1998. 408 (In Russ)
20. Smith E., Promvonge P. Thermal characteristics of turbulent rib-grooved channel flows. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2009; August 36(7):705-711.DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.03.025.
21. Tanda G. Effect of Rib Spacing on Heat Transfer and Friction in a Rectangular Channel with 45-Deg Angled Rib Turbulators on One/Two Walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011; February. 54(54):1081—1090. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.015.

Сведения об авторе:

Лобанов Игорь Евгеньевич, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник ПНИЛ-204 МА, igorlobanow0@yandex.ru; ORCID 0000-0001-8421-0248

Information about the author:

Igor E. Lobanov, Dr. Sci. (Eng.), Leading Researcher, PNIL-204 MA, igorlobanow0@yandex.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 17.11.2025.

Одобрена после рецензирования/Revised 21.12.2025.

Принята в печать/Accepted for publication 22.01.2026.