

Для цитирования: Лобанов И.Е. Математическое низкорейнольдсовое моделирование теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с симметрично расположенными на обеих сторонах турбулизаторами. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2018; 45 (2): 70-93. DOI:10.21822/2073-6185-2018-45-2-70-93

For citation: Lobanov I.E. Mathematical low-reynolds modeling of heat exchange in turbulent flow in flat channels with turbulators symmetrically located on both sides. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2018; 45(2): 70-93. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2018-45-2-70-93

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ
УДК 532.517.4 : 536.24
DOI: 10.21822/2073-6185-2018-45-2-70-93

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ НИЗКОРЕЙНОЛЬДСОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В ПЛОСКИХ КАНАЛАХ
С СИММЕТРИЧНО РАСПОЛОЖЕННЫМИ НА ОБЕИХ СТОРОНАХ ТУРБУЛИЗАТОРАМИ
Лобанов И.Е.

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4, Россия
e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Резюме. Цель. Целью исследования является моделирование теплообмена в плоских каналах с симметрично расположенными на обеих его сторонах турбулизаторами в зависимости от геометрических параметров канала и режимов течения теплоносителя с верификацией существующим экспериментом полученных расчётных данных. **Метод.** Расчёт проводился на базе теоретического метода, основанного на решении факторизованным конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках (ФКОМ). **Результат.** Сгенерирована теоретическая математическая модель расчёта для интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении для плоского канала с симметрично расположенными на обеих его сторонах турбулизаторами в зависимости от геометрических параметров канала и режимов течения теплоносителя. Получены результаты расчёта интенсифицированного теплообмена в плоских каналах с двойными турбулизаторами в зависимости от определяющих параметров, хорошо согласующиеся с существующим экспериментальным материалом и имеющие перед последними неоспоримое преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах ($Pr=0,74100$; $Re=10^3410^6$; $h/d_3=0,00540,2$; $t/h=14200$). **Вывод.** На основе разработанной модели можно осуществлять оптимизацию интенсификации теплообмена в плоских каналах с двойными турбулизаторами, а также управлять процессом интенсификации теплообмена. Проведены сравнительные расчёты и анализ интенсифицированных гидросопротивления и теплообмена для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами потока с соответствующими данными для круглых каналов с турбулизаторами. С точки зрения интенсификации теплообмена при прочих равных условиях имеет место редукция плоского канала с двусторонними симметричными турбулизаторами по отношению к круглой трубе с турбулизаторами, т.к. меньшее увеличение теплообмена достигается при большем увеличении гидравлического сопротивления. Расчётным путём установлено, что относительное гидравлическое сопротивление ξ_{Π}/ξ_T для каналов с турбулизаторами всегда выше, чем для гладких каналов, однако, относительный теплообмен Nu_{Π}/Nu_T может для каналов с турбулизаторами быть выше, чем для гладких каналов, поэтому имеет место более оптимальное перераспределение температурного напора по сечению канала при интенсифицированном теплообмене. Разработанный теоретический метод, основанный на решении факторизованным конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках, позволяет с приемлемой точностью проводить расчеты коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в плоских каналах с практически любыми формами двойных симметрично расположенных турбулизаторов потока.

Ключевые слова: математическая модель, плоский канал, турбулизатор, моделирование, теплообмен, турбулентный, течение, интенсификация, двусторонний, симметричный, низкорейнольдсовый, сетка

TECHNICAL SCIENCE
POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING

MATHEMATICAL LOW-REYNOLDS MODELING OF HEAT EXCHANGE
IN TURBULENT FLOW IN FLAT CHANNELS WITH TURBULATORS
SYMMETRICALLY LOCATED ON BOTH SIDES

Igor E. Lobanov

Moscow Aviation Institute (National Research University)

4 Volokolamskoe shosse, Moscow 125993, Russia,

e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Abstract Objectives The aim of the study was to simulate the heat transfer in flat channel with turbulators, symmetrically located on its both sides, depending on the channel's geometric parameters and the coolant flow modes followed by the verification of the obtained calculated data by the existing experiment. **Methods** The calculation was carried out on the basis of a theoretical method based on the solution of the Reynolds equations, closed with the help of the Menter shear stress transport model, by factored finite-volume method, as well as the energy equation on multiscale intersecting structured grids (Fast COmposite Mesh method, FCOM). **Results** A theoretical mathematical calculation model for intensified heat exchange in turbulent flow for a flat channel with turbulators, symmetrically located on both sides, depending on the channel's geometric parameters and coolant flow modes was generated. The calculation results of the intensified heat exchange in flat channels with double turbulators, depending on the determining parameters, are in very good agreement with the existing experimental material and have an undeniable advantage over the latter, since the assumptions made in their derivation cover a much wider range of determining parameters than the limitations of the experiments ($Pr = 0.7 \text{ и } 100$; $Re = 10^3 \text{ и } 10^6$; $h / d_0 = 0.005 \text{ и } 0.2$; $t / h = 1 \text{ и } 200$). **Conclusion** According to the calculation results based on the developed model, it is possible to optimise the heat exchange intensification in flat channels with double turbulators, as well as to control the process of heat exchange intensification. The comparative calculations of the intensified hydraulic resistance and heat exchange for flat channels with two-sided symmetrical flow turbulators with corresponding data for round channels with turbulators were carried out and analysed. From the point of view of heat exchange intensification, all other conditions being equal, the reduction of a flat channel with two-sided symmetrical turbulators with respect to a round tube with turbulators takes place because a smaller increase in heat exchange is achieved with a greater increase in hydraulic resistance. It was established by calculation that the relative hydraulic resistance ζ_{Π} / ζ_T for channels with turbulators is always higher than for smooth channels; however, the relative heat exchange Nu_{Π} / Nu_T for channels with turbulators can be higher than for smooth channels. Therefore, there is an enhanced redistribution of the temperature drop over the channel section with an intensified heat exchanger. The developed theoretical method based on the solution of the Reynolds equations by the factored finite-volume method, combined with the energy equation on multiscale intersecting structured grids and closed by means of the Menter shear stress transport model, makes it possible, with reasonable accuracy, to calculate heat exchange coefficients and hydraulic resistance in flat channels of practically any forms of double symmetrically located flow turbulators.

Keywords: mathematical model, flat channel, turbulator, modelling, heat exchange, turbulent, flow, intensification, two-sided, symmetric, low-Reynolds, mesh

Введение. Широкое применение в современных теплообменных аппаратах и устройствах получили теплообменные устройства с каналами, имеющими некруглое поперечное сечение, в частности, плоские каналы, в которых теплообмен осуществляется не через всю омываемую поверхность. Тепловое нагружение плоского канала может быть несимметричным, поскольку тепловые потоки на различных поверхностях могут быть неодинаковыми, а именно: плоские каналы с односторонним обогревом или с двусторонним обогревом с неравными тепловыми потоками. Для достижения компактности теплообменных аппаратов и теплообменных

устройств применяется интенсификация теплообмена, которая в плоских каналах достигается, в основном, двумя путями: турбулизацией потока и развитием поверхности теплообмена. Может применяться комбинация вышеупомянутых методов интенсификации.

Первый способ интенсификации теплообмена, связанный с развитием поверхности теплообмена, в большинстве случаев приводит к значительному увеличению стоимости каналов по сравнению с гладкими каналами, в то же время он может быть неэффективен для определённых режимных и физических параметров процесса теплообмена, на которых нелишне остановиться подробнее. Эти устройства для интенсификации теплообмена имеют значительные по сравнению с несущим каналом размеры, что делает невозможным их применение в узких плоских каналах; их целесообразно применять при малых плотностях теплового потока, когда термическое сопротивление оребрения несущественно — с ростом тепловых потоков эффективность оребрения резко падает, поэтому больших плотностях тепловых потоков применение оребрения нецелесообразно, поскольку эффективность оребрения резко снижается при использовании материалов с низкой теплопроводностью; промышленное изготовление оребренных каналов гораздо сложнее, чем гладких, поэтому они обладают более высокой стоимостью по сравнению с последними.

Интенсификация теплообмена в плоских каналах посредством установки поверхностных турбулизаторов как на одной, так и на обеих поверхностях (одинарные и двойные выступы соответственно) лишена соответствующих недостатков, присущих развитию поверхности теплообмена [1-2]. Она не требует существенного увеличения внешних размеров плоских каналов и поэтому применима в любых плоских каналах. Изготовление турбулизаторов на поверхностях плоских каналов не связано со значительными технологическими трудностями. Схема интенсификации теплообмена для плоского канала посредством установки турбулизаторов на обеих сторонах показана на рис. 1.

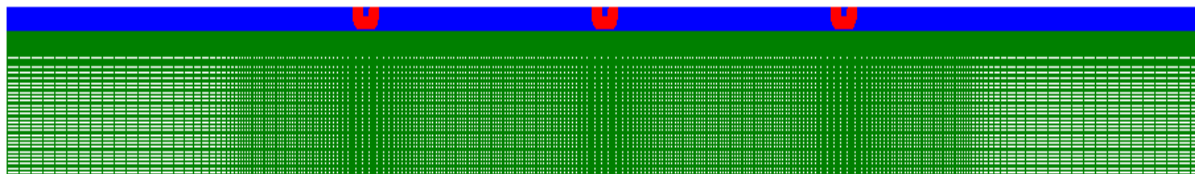


Рис. 1. Сетка плоского канала, состоящая из нескольких секций с расположенным посередине турбулизатором, входного и выходного гладкого участков (в периодической постановке рассматривается только одна секция)

Fig. 1. The Grid of the Flat channel, Consisting of several sections with a turbulator located in the middle, an Input and output smooth sections (only one section is considered in the periodic setting)

В отличие от случая, рассмотренного с теоретических позиций в [12-20], когда турбулизаторы устанавливались только на одной (нижней – «внутренней») поверхности плоского канала, в рамках данного исследования рассматривается случай, когда турбулизаторы расположены на обеих поверхностях плоского канала, причём турбулизаторы должны не иметь смещения друг относительно друга и быть равной высоты. Аналитические исследования интенсифицированного теплообмена для плоских каналов с двусторонними симметрично расположенными турбулизаторами потока были проведены в работах [21-22].

Постановка задачи. На данном этапе развития ставится задача детерминирования локальных значений интенсифицированного теплообмена и гидравлического сопротивления в плоских каналах с двусторонними симметрично расположенными турбулизаторами потока на основе теоретического метода, основанного на решении факторизованным конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках (ФКОМ). Правомочность применения вышеуказанного метода основано на том, что ранее он позволил с приемлемой точностью проводить расчеты коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в трубах с практически любыми формами кольцевых турбулизаторов, в том числе полученных накаткой, для прямых круглых труб с турбулизаторами [23-34].

В последние годы интенсивно развиваются многоблочные вычислительные технологии для решения задач вихревой аэромеханики и теплофизики, базирующиеся на пересекающихся структурированных сетках.

Основной целью данного исследования является теоретическое исследование осреднённых и локальных параметров интенсифицированного течения и теплообмена, а также вихревых зон для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами прямоугольного поперечного сечения с помощью факторизованного конечно-объёмного метода (ФКОМ), который был успешно апробирован при расчете подобных течений в [23-36].

Данная работа непосредственно посвящена исследованию структуры потока в трубе, интенсифицированного поверхностными периодически расположенными турбулизаторами прямоугольного поперечного сечения.

Методы исследования. Оптимальным методом интенсификации теплообмена на обеих сторонах плоского канала является применение периодических поверхностно расположенных турбулизаторов потока на них, который позволит существенно интенсифицировать теплоотдачу при достаточно умеренном росте гидравлического сопротивления.

Эмпирические данные по интенсифицированному теплообмену при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на обеих сторонах.

Для данного исследования представляют интерес только те плоские каналы с турбулизаторами на обеих поверхностях, в которых интенсификация теплообмена обеспечивалась, в основном, за счёт искусственной турбулизации потока вблизи стенки, а не за счёт увеличения площади поверхности теплообмена. Достаточно подробные эмпирические данные были приведены в [1-2], где было показано, что установка турбулизаторов на второй поверхности плоского канала незначительно увеличивает теплоотдачу на первой поверхности плоского канала, но существенно увеличивает гидравлическое сопротивление.

Последнее обстоятельство указывает на то, что установка двойных турбулизаторов потока в плоских каналах целесообразна только тогда, когда необходимо увеличить теплообмен на обеих его поверхностях.

Экспериментальные данные для двустороннего подогревания воздуха в относительно коротких плоских каналах с поперечными двусторонними (а также односторонними) прямоугольными турбулизаторами потока [3-4] позволили сгенерировать эмпирическую зависимость для интенсифицированного теплообмена в диапазонах $t/h=10\div20$; $h/d_3=0,047\div0,078$; $\alpha=(30\div90)^\circ$; $B/H=1\div4$; $Re=(1\div6)\cdot10^4$:

$$Nu = \frac{1}{8} \xi Re Pr \left\{ P \cdot (B/H)^{0,1} (h/d_3)^{0,35} Re^{0,35} \left(\frac{\xi + (B/H)(\xi - \xi_{г\lambda})}{8} \right)^{0,175} \times \right. \\ \times \left(\frac{\alpha}{90^\circ} \right)^m \left(\frac{t/h}{10} \right)^n - \left(\frac{t/h}{10} \right)^{0,35} (B/H)^{p_{B/H < 2}} \left[12,31 - 27,07 \left(\frac{\alpha}{90^\circ} \right) + 17,86 \left(\frac{\alpha}{90^\circ} \right)^2 \right] \left. \right\} \times \\ \times \left(\frac{\xi + (B/H)(\xi - \xi_{г\lambda})}{8} \right)^{-0,8} + 1 \Bigg\}^{-1}, \quad (1)$$

где B – ширина плоского канала, H – высота плоского канала; h – высота турбулизатора; t – шаг между турбулизаторами; α – угол размещения турбулизаторов к оси плоского канала; d_3 – эквивалентный диаметр плоского канала $\left(d_3 = \frac{2BH}{B+H} = 2H \frac{(B/H)}{1+(B/H)} \right)$, P – коэффициент, равный 2,24 для плоского канала с турбулизаторами на обеих поверхностях и 1,88, когда турбулизаторы установлены только на одной поверхности; ξ , $\xi_{г\lambda}$ – коэффициенты гидравлического сопротивления плоского канала с турбулизаторами и гладкого плоского канала соответственно;

$p=0$ при $\alpha=90^\circ$, $p=0,35$ при $\alpha<90^\circ$ (если $B/H>2$, то следует принимать $B/H>2$); $m=0,35$ и $n=0,1$ при $B/H=1$; $m=0$ и $n=0$ при $B/H=2$ [1, 3, 4].

Экспериментально установленное увеличение теплоотдачи в плоских каналах с турбулизаторами составляет 2ч2,8 при увеличении гидравлического сопротивления в 3,35ч6 раз [1-4].

Существуют довольно многочисленные экспериментальные данные по теплообмену в плоских каналах с турбулизаторами, относящиеся не только к длинным каналам, но и к коротким. Например, в исследованиях [5-6] приведены результаты экспериментального исследования интенсифицированного теплообмена в плоском канале с полукруглыми выступами на обеих поверхностях канала.

Здесь имеет место одновременное развитие гидродинамического и температурного пограничных слоёв, и, согласно [5-6], максимальная теплоотдача имеет место на расстоянии $(3,35ч6) \cdot h$ от турбулизатора и с повышением скорости перемещается по потоку, а средний теплообмен не зависит от расстояния от входа в канал, определяется геометрическими параметрами турбулизаторов h/t и h/H , и описывается следующим эмпирическим выражением для $h/t=0,25ч0,78$; $h/H=0,00905ч0,04$; $Re=(3ч40) \cdot 10^4$:

$$\overline{Nu} = Re^{0,8} \left\{ \left[1,04 \left(\frac{h}{t} \right) - 10,4 \left(\frac{h}{t} \right)^2 \right] \cdot \left[1,03 - 0,14 \left(\frac{h}{H} \right) - 1,04 \left(\frac{h}{H} \right)^2 \right] + 0,03 \right\}, \quad (2)$$

где определяющим размером для чисел Нуссельта и Рейнольдса является расстояние от входа в канал x , коэффициент теплоотдачи отнесён к полной поверхности канала с турбулизаторами.

Эмпирическое выражение для гидравлического сопротивления для плоских каналов с турбулизаторами на обеих поверхностях выглядит следующим образом [5, 6]:

$$\xi = 2 \frac{\left\{ 1,22 \left(\frac{h}{t} \right)^{-0,4} \left[0,37 + 5,22 \left(\frac{h}{H} \right) - 6,72 \left(\frac{h}{H} \right)^2 \right] + 0,125 \left(\frac{l}{H} \right)^{0,9} \right\}}{\left(\frac{l}{d_\circ} \right) Re^{0,21-1,89 \left(\frac{h}{t} \right)^{1,13}}}, \quad (3)$$

где l — длина канала.

Расчёт теплообмена и гидравлического сопротивления в коротких плоских каналах с гладкими стенками в полной мере рассмотрен в монографии [7]. Из вышеприведённых данных и из анализа, приведённого в [1-2], следует, что экспериментальные данные по интенсифицированному теплообмену в плоских каналах с турбулизаторами на обеих поверхностях довольно немногочисленны, выполнены в достаточно узких диапазонах чисел Рейнольдса и Прандтля, геометрических характеристик турбулизаторов, поэтому необходимость генерации теоретических методов исследования данного вида теплообмена является актуальной и имеет существенные перспективы.

Представленный анализ указывает на преимущество интенсификации круглых труб с турбулизаторами по отношению к плоскому каналу с двойными турбулизаторами при прочих равных условиях (ранее такой же вывод был сделан относительно кольцевого канала с турбулизаторами на внутренней трубе и плоского канала с турбулизаторами на одной из сторон). В дальнейшем, в целях доказательства адекватности разработанной в данном исследовании теории, её необходимо сравнить с имеющимися экспериментальными данными.

Теоретическое исследование локальных и осреднённых параметров течения и теплообмена в плоских каналах с турбулизаторами представляется наиболее перспективным в направлении разработки на основе многоблочных вычислительных технологий специализированных распараллеленных пакетов, целевые направления которых можно охарактеризовать следующим образом.

1. Развитие оригинальных многоблочных вычислительных технологий [23-25, 35], основанных на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках, для высокоэффективного и точного решения нестационарных двумерных и трёхмерных задач конвективного теплообмена в прямых круглых трубах и плоских каналах с организованной шероховатостью в виде выступов в однородной рабочей среде в достаточно широком диапазоне чисел Рейнольдса ($Re=10^4 \div 10^6$) и Прандтля ($Pr=0,7 \div 12$). Отличие от предыдущих вариантов пакета [23-25, 35] состоит в том, что методология дополняется использованием периодических граничных условий, позволяющим оценивать асимптотические характеристики труб и плоских каналов с дискретной шероховатостью. Модификация позволит увеличить вычислительную эффективность моделирования, реализовать коррекцию на кривизну линий тока. Для труб и плоских каналов с турбулизаторами детерминируются: поверхностные распределения локальных и интегральных силовых и тепловых характеристик (давления, трения, тепловых потоков, сопротивления движению, гидравлических потерь), профилей составляющих скорости, давления, температуры и характеристик турбулентности (энергии турбулентности, турбулентной вязкости, составляющих тензора рейнольдсовых напряжений, генерации, диссипации и т.п.).

2. Исходная система дифференциальных уравнений в частных производных — уравнений Навье-Стокса и Рейнольдса, замыкается с помощью модифицированной с учетом кривизны линий тока, согласно подходу Менстера, модели переноса сдвиговых напряжений. Исходные сведения об управляющих уравнениях и приемлемых граничных условиях содержатся в [37]. Используются основанные на периодических граничных условиях оригинальные процедуры коррекции давления и среднемассовой температуры.

Методология решения исходных уравнений — основанная на концепции расщепления по физическим процессам процедура коррекции давления. Для задач с периодическими граничными условиями применяются процедуры коррекции градиента давления и среднемассовой температуры. Методическая основа перспективного расчётного инструмента — многоблочные вычислительные технологии, базирующиеся на использовании структурированных, пересекающихся разномасштабных сеток, связанных с улавливанием характерных структурных элементов вихревого течения и температурного поля, что обеспечит приемлемую точность и высокую эффективность, сравнимую с использованием адаптивных сеток.

Специфические особенности, характерные для периодических граничных условий, заключаются, в основном, в следующем. Периодические граничные условия обуславливают более оптимальное построение сетки трубы. Плоский канал разбивается на нескольких секций с расположенным в середине турбулизатором и входного и выходного гладкого участков (рис. 2).

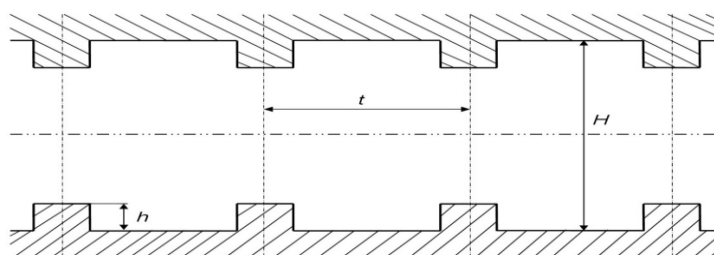


Рис. 2. Плоский канал с симметрично расположенными турбулизаторами одинаковых высот и шагов на обеих поверхностях (двойные турбулизаторы)

Fig. 2. Flat channel with symmetrically located turbulizers of identical heights and steps on both surfaces (double turbulizers)

В периодической постановке рассматривается только одна секция, в то время как в общем случае необходимо использовать несколько секций (в работах [23-25, 35-36] число секций доходило до 12; отдельные исследования включали 20 секций).

Для уменьшения числа расчётных узлов в трубе выделяется более подробная пристеночная область (синяя сетка) и менее подробная осевая (зелёная). При этом степень детализации меняется, как в продольном, так и в окружном направлениях (при применении трёхмерного

случая). Кроме того, для трёхмерного расчёта в приосевой области вводится т.н. «заплата», устраняющая ненужные сгущения сетки вблизи оси. Последнее обстоятельство, при прочих равных условиях, уменьшает необходимое число расчётных ячеек примерно в полтора раза (данное обстоятельство становится ещё важнее при трёхмерных расчётах). Можно ещё сократить число ячеек, если применить периодические условия по продольной оси, т.к. входной и выходной участки элиминируются и оставляется одна секция.

В плане гидродинамики периодическая задача ставится, как задача с сохранением заданного массового расхода, вычисленного для единичной скорости на входе. В плане теплообмена, в зависимости от выбранных граничных условий для температуры, возможны два варианта. Для изотермических стенок задача решается в предположении постоянства среднемассовой температуры во входном сечении. Во втором – считается известным градиент среднемассовой температуры, вычисляемый по значению теплового потока на стенках. Естественно, что входная температура при этом не фиксируется. Кроме периодической полной записью текущего состояния задачи в программе предусмотрена возможность выполнения с заданным интервалом выборочных записей с их накоплением в файле, что особенно важно для использования при решении нестационарных задач.

3. Главное внимание уделяется локальным и интегральным характеристикам конвективного теплообмена в плоском канале с двусторонними симметрично расположенными турбулизаторами, в том числе составляющим скорости, гидравлическим потерям и средней по выделенной площади участка стенки канала теплоотдаче, результатам расчёта по турбулентным характеристикам членов уравнения для энергии турбулентных пульсаций (генерации, диссипации, конвективного и диффузионного переноса). Для внешнего обтекания прямоугольных выступов сходный подход был применён, напр., в [38].

Обсуждение результатов. Можно констатировать, что структура турбулентного потока в плоском канале, в котором требуется интенсифицировать теплоотдачу, удовлетворительно изучена экспериментальным и теоретическим образом, что обуславливает необходимость максимального увеличения интенсивности турбулентных пульсаций в определенных областях потока, в которых это даст наибольший интенсификационный эффект.

В целях успешного использования отрывных зон в плоских каналах с турбулизаторами, необходимо знать механизм их взаимодействия с основным турбулентным потоком и механизм процессов в самой отрывной зоне. Качественно, на основе экспериментальных данных для круглых труб с турбулизаторами, они изучены в той мере, что можно целенаправленно использовать вихревые зоны в целях интенсификации теплообмена в трубах [1, 2].

В работе рассматриваются наиболее характерные случаи применения периодических симметричных поверхностно расположенных турбулизаторов прямоугольного поперечного сечения в плоских каналах (объект исследования) [1, 2], а именно: $Pr=0,72\div10$; $Re=10^3\div10^5$; $h/D_э=0,056\div0,102$; $t/D=0,28\div2,04$ (h – высота турбулизатора; $D_э$ – эквивалентный диаметр плоского канала с турбулизаторами; t – шаг между турбулизаторами; Pr и Re – числа Прандтля и Рейнольдса соответственно); данный диапазон является более широким, чем диапазон экспериментальных исследований [1-4].

В рамках данной статьи рассматриваются, в основном, турбулизаторы квадратного поперечного сечения (поперечное сечение рассматриваемого плоского канала с симметричными поперечными поверхностно расположенными турбулизаторами потока квадратного поперечного сечения показано на рис. 1.), поскольку они наиболее применимы для интенсификации теплообмена. Для турбулизаторов другой ширины турбулизаторов закономерности будут сходными, кроме крайних случаев: слишком узкие турбулизаторы будут больше турбулизировать ядро потока, чем пристенный слой, а для слишком широких турбулизаторов будут присутствовать закономерности, характерные для труб с канавками («траншеями») [35]. Для остальных случаев интенсификации теплообмена структура вихревых зон и интегральные характеристика течения и теплообмена будут иметь качественно сходный характер.

Для данного случая был использован двумерный (плоскосимметричный) подход к задаче с периодическими граничными условиями [33-34, 37].

Обоснованность реализации двумерного подхода для решения поставленных в данном

исследовании задач была предварительно обоснована решением сходных задач для круглой трубы с турбулизаторами в трёхмерной постановке и сравнении результатов расчётов с двумерным (осесимметричным) подходом. Сравнительный анализ двух- и трёхмерных решений для труб с турбулизаторами показал, что они близки друг к другу, однако, расчёт трёхмерной задачи увеличивает расчётное время на два порядка.

Например, для $h/D=0,056$; $t/D=0,56$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$ рассчитанные по трёхмерной модели коэффициент гидравлического сопротивления $\xi=0,18476$ и число Нуссельта $Nu=88,06$; аналогичные значения, рассчитанные по двумерной модели, равны $\xi=0,18524$ и число Нуссельта $Nu=87,00$. Следовательно, различия между двух- и трёхмерным подходами для расчёта осреднённых параметров течения и теплообмена для каналов симметричной геометрии с турбулизаторами составляют порядка одного процента.

Для характерных случаев для рассматриваемого диапазона геометрических и режимных параметров ($h/D_3=0,056\div0,102$; $t/D_3=0,28\div2,04$; $Re=5\cdot10^3\div2\cdot10^4$ $Pr=0,72$), которые были исследованы экспериментально [1-4], линии тока для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами приведены на рис. 3–7.

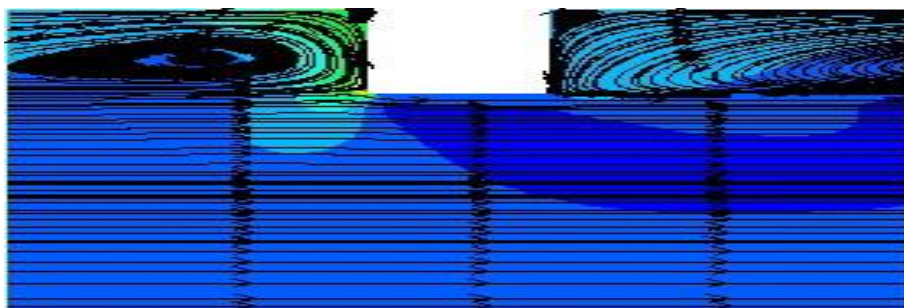


Рис. 3. Линии тока для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_3=0,056$; $t/D_3=0,28$
Fig. 3. Current lines for flat channels with turbulizers at $h/D_E=0,056$; $t/D_E=0,28$

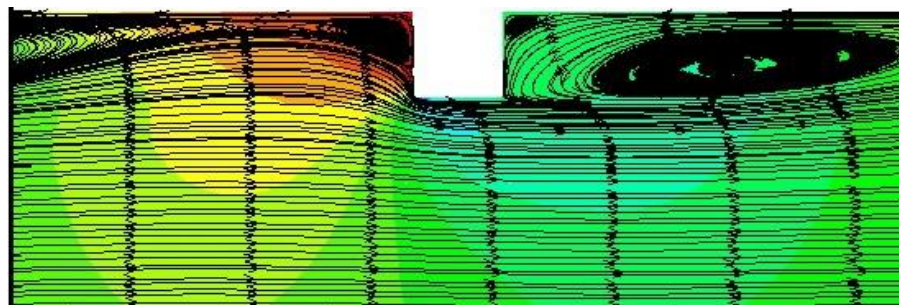


Рис. 4. Линии тока для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_3=0,056$; $t/D_3=0,56$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$

Fig. 4. Current lines for flat channels with turbulizers at $h / DE = 0.056$; $t / DE = 0.56$; $Re = 104$; $Pr = 0,72$

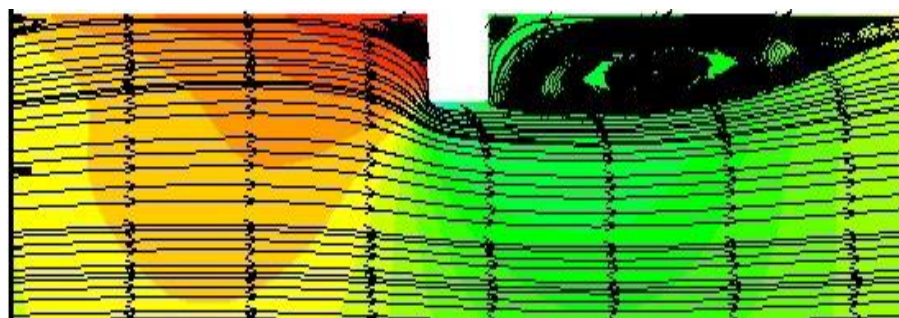


Рис. 5. Линии тока для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_3=0,056$; $t/D_3=0,84$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$

Fig. 5. Current lines for flat channels with turbulizers at $h / DE = 0.056$; $t / DE = 0.84$; $Re = 104$; $Pr = 0.72$

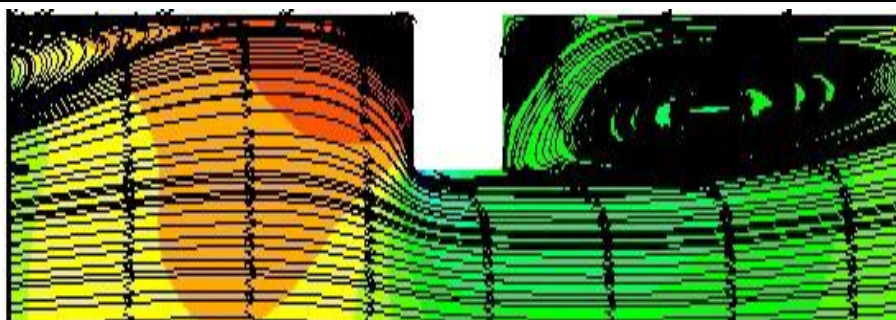


Рис. 6. Линии тока для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_3=0.102$; $t/D_3=1.02$; $Re=10^4$; $Pr=0.72$

Fig. 6. Current lines for flat channels with turbulizers at $h / DE = 0.102$; $t / DE = 1.02$; $Re = 104$; $Pr = 0.72$



Рис. 7. Линии тока для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_3=0.102$; $t/D_3=2.04$; $Re=10^4$; $Pr=0.72$

Fig. 7. Current lines for flat channels with turbulizers at $h / DE = 0.102$; $t / DE = 2.04$; $Re = 104$; $Pr = 0.72$

Аспекту исследования линий тока в трубах с турбулизаторами уделено подробное внимание в работах [23-35]. В плоских каналах с двусторонними симметричными турбулизаторами линии тока имеют сходный характер (рис. 3-7). Соответствующий (аналогичный [23-35]) анализ позволяет выяснить характер изменения локальных и осреднённых параметров течения и теплообмена в зависимости от геометрических и режимных характеристик в плоских каналах с двусторонними симметричными турбулизаторами. Кратко можно отметить, что на рис. 3-7 отчетливо видны системы вихрей, характерные для закрытых, открытых и полукрытых впадин, аналогичные системам вихрей для круглых труб с турбулизаторами [31-36].

Реализация вышеизложенного метода позволила получить расчётные значения локальных значений гидравлического сопротивления и теплообмена в плоских каналах с двойными симметричными турбулизаторами квадратного поперечного сечения в зависимости от геометрических характеристик турбулизаторов и режимов течения теплоносителя.

Сопоставление расчётных данных по интенсифицированному теплообмену при турбулентном течении в плоских каналах с двойными турбулизаторами с существующими экспериментальными данными.

Расчётные значения для теплообмена для воздуха в плоском канале с периодическими поверхностно расположенными симметричными двойными турбулизаторами потока необходимо сравнить с соответствующими экспериментальными данными различных авторов, которые наиболее полно представлены в [1-10].

Наиболее надёжные экспериментальные данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению в плоских каналах с двусторонними симметрично расположенными турбулизаторами представлены в работах [3-4].

Расчётные данные по разработанной в данной работе теории в диапазоне исследования работ [3-4] представлены в табл. 1.

Таблица 1. Расчётные данные по гидравлическому сопротивлению и теплообмену для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами, полученные теоретическим методом, основанном на решении факторизованном конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках

Table 1. Design data on hydraulic resistance and heat transfer for flat channels with two-sided symmetric turbulators, obtained by a theoretical method based on solving the Reynolds equations factorized by the finite-volume method, closed using the Menter shear stress transfer model, and the energy equation on multi-scale intersecting structures tured grids

Re	Pr	h/D_3	t/D_3	ξ	Nu
$2 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,05512	9,138
$3 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,05562	13,342
$4 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,05706	18,162
$5 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,08312	34,52
$6 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,08348	41,42
$7 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,08408	47,64
$8 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,08506	53,34
$9 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,28	0,08484	58,9
10^4	0,72	0,056	0,28	0,08414	64,02
$1,1 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,08258	68,74
$1,2 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,0814	73,12
$1,3 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,08034	77,44
$1,4 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,07962	81,5
$1,5 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,07876	85,4
$1,6 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,07796	88,18
$1,7 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,07692	93,42
$1,8 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,07636	96,72
$1,9 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,07582	100,4
$2 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,28	0,07524	104,52
$2 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,18622	17,24
$3 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,1969	25,28
$4 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,2096	33,46
$5 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,2028	39,18
$6 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,2232	48,48
$7 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,2114	52,9
$8 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,214	59,22
$9 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,56	0,2346	69,16
10^4	0,72	0,056	0,56	0,219	71,78
$1,1 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,221	77,92
$1,2 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,2222	83,84
$1,3 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,2234	89,64
$1,4 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,225	95,82
$1,5 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,226	101,18
$1,6 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,227	106,84
$1,7 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,2282	112,58
$1,8 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,2284	118,22
$1,9 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,2294	123,44
$2 \cdot 10^4$	0,72	0,056	0,56	0,2298	128,76
$2 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,2644	17,564
$3 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,2794	25,58
$4 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,293	33,5
$5 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,3014	40,92
$6 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,309	48,14
$7 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,3134	54,92
$8 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,3304	63,28
$9 \cdot 10^3$	0,72	0,056	0,84	0,3214	68,14
10^4	0,72	0,056	0,84	0,325	74,56

продолжение таблицы 1.
continuation of Table 1.

1,1·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3278	80,78
1,2·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3312	87,04
1,3·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3334	93,04
1,4·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3356	98,96
1,5·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3378	104,84
1,6·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3406	110,8
1,7·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3428	116,56
1,8·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3446	122,22
1,9·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3466	127,92
2·10 ⁴	0,72	0,056	0,84	0,3486	133,48
2·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,7358	23,82
3·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,794	34,08
4·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,813	43,3
5·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,818	51,94
6·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,8334	60,2
7·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,8304	68,64
8·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,8426	75,9
9·10 ³	0,72	0,102	1,02	0,8452	83,46
10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8466	90,8
1,1·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8464	97,94
1,2·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8444	104,88
1,3·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8478	112
1,4·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8456	118,68
1,5·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,847	125,52
1,6·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,848	132,32
1,7·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8452	138,68
1,8·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8388	145,12
1,9·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8442	151,58
2·10 ⁴	0,72	0,102	1,02	0,8466	158,24
2·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,2226	24,56
3·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,2654	34,52
4·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,3102	43,76
5·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,3556	52,7
6·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,399	61,28
7·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,433	69,72
8·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,4616	77,84
9·10 ³	0,72	0,102	2,04	1,4786	85,74
10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,5008	93,72
1,1·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,516	101,46
1,2·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,5296	109,06
1,3·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,5434	116,6
1,4·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,556	123,94
1,5·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,5618	131,18
1,6·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,5666	138,14
1,7·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,572	145,08
1,8·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,5804	152,18
1,9·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,586	159,02
2·10 ⁴	0,72	0,102	2,04	1,5894	165,7

В дальнейшем, вышеприведённые теоретические данные сравниваются с экспериментом [3-4] на рис. 8-13.

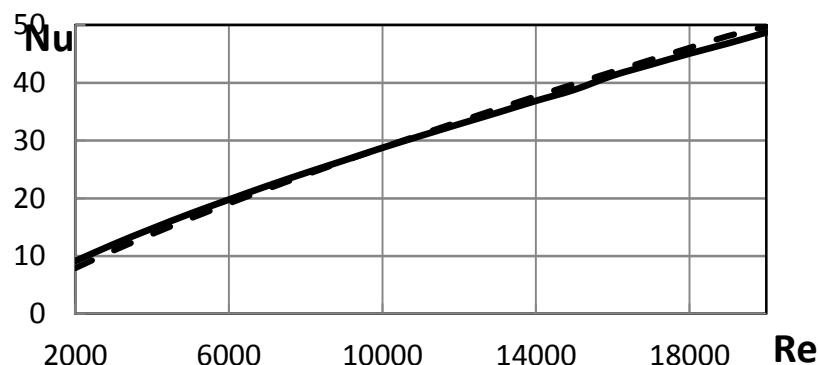


Рис. 8. Сравнение расчётных данных (сплошная линия) по теплообмену для плоских каналов без турбулизаторов с соответствующими экспериментальными данными (пунктирная линия) [3-4] для экспериментального диапазона определяющих параметров

Fig. 8. Comparison of calculated data (solid line) for heat transfer for flat channels without turbulators with the corresponding experimental data (dashed line) [3-4] for the experimental range of defining parameters

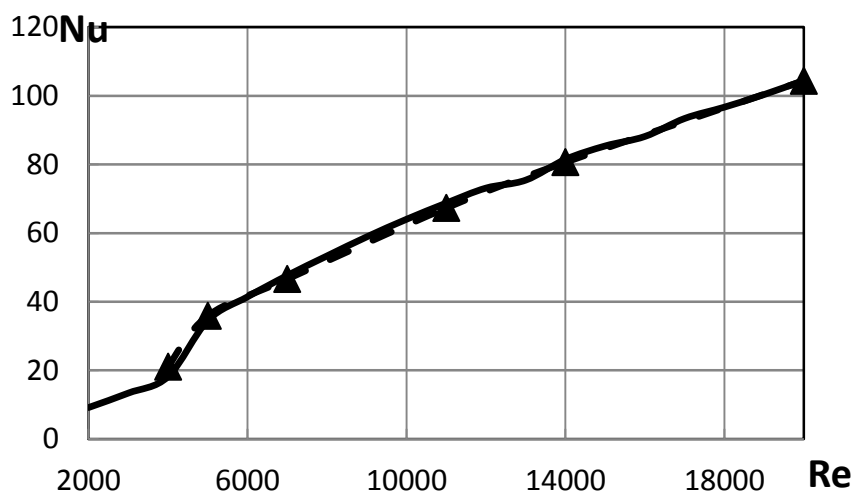


Рис. 9. Сравнение расчётных данных (сплошная линия) по теплообмену для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_0=0,056$; $t/D_0=0,28$; $Re=2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$ с соответствующими экспериментальными данными [3-4] (пунктирная линия)

Fig. 9. Comparison of calculated data (solid line) on heat transfer for flat channels with turbulators at $h / DE = 0.056$; $t / DE = 0.28$; $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr = 0.72$ with corresponding experimental data [3-4] (dashed line)

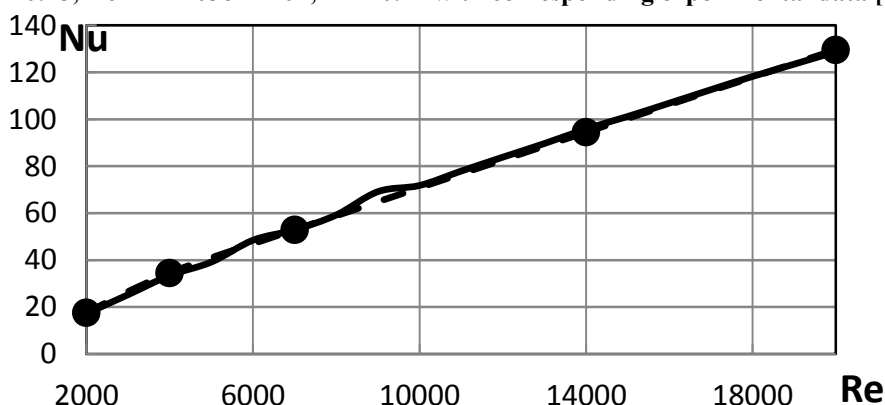


Рис. 10. Сравнение расчётных данных (сплошная линия) по теплообмену для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_0=0,056$; $t/D_0=0,56$; $Re=2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$ с соответствующими экспериментальными данными [3, 4] (пунктирная линия)

Fig. 10. Comparison of calculated data (solid line) on heat transfer for flat channels with turbulators at $h / DE = 0.056$; $t / DE = 0.56$; $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr = 0.72$ with the corresponding experimental data [3-4] (dashed line)

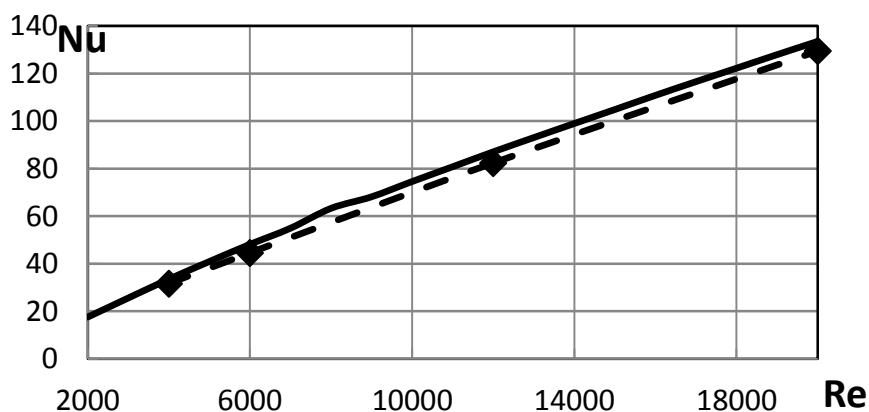


Рис. 11. Сравнение расчётных данных (сплошная линия) по теплообмену для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_0=0,056$; $t/D_0=0,84$; $Re=2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$ с соответствующими экспериментальными данными [3, 4] (пунктирная линия)

Fig. 11. Comparison of calculated data (solid line) on heat transfer for flat channels with turbulators at $h / DE = 0.056$; $t / DE = 0.84$; $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr = 0.72$ with the corresponding experimental data [3-4] (dashed line)

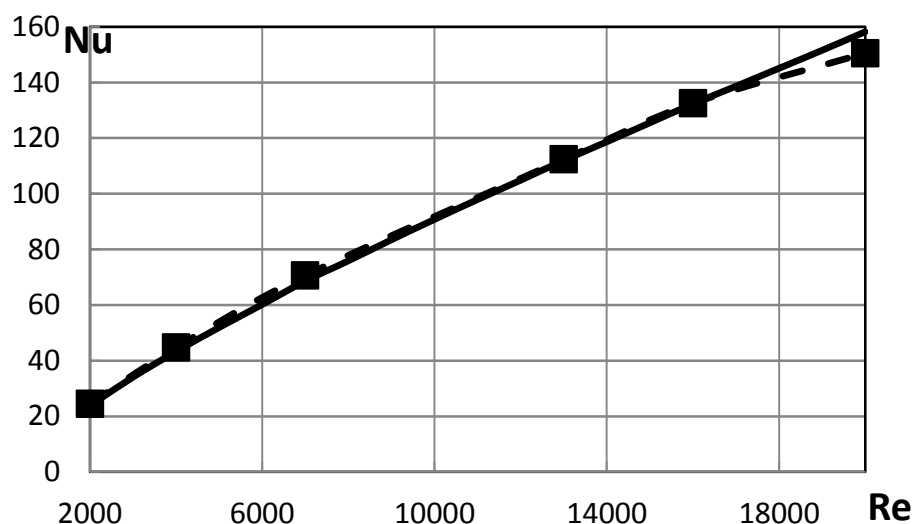


Рис. 12. Сравнение расчётных данных (сплошная линия) по теплообмену для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_3=0,102$; $t/D_3=1,02$; $Re=2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$ с соответствующими экспериментальными данными [3, 4] (пунктирная линия)

Fig. 12. Comparison of calculated data (solid line) on heat transfer for flat channels with turbulators at $h / D_E = 0,102$; $t / D_E = 1.02$; $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr = 0.72$ with the corresponding experimental data [3-4] (dashed line)

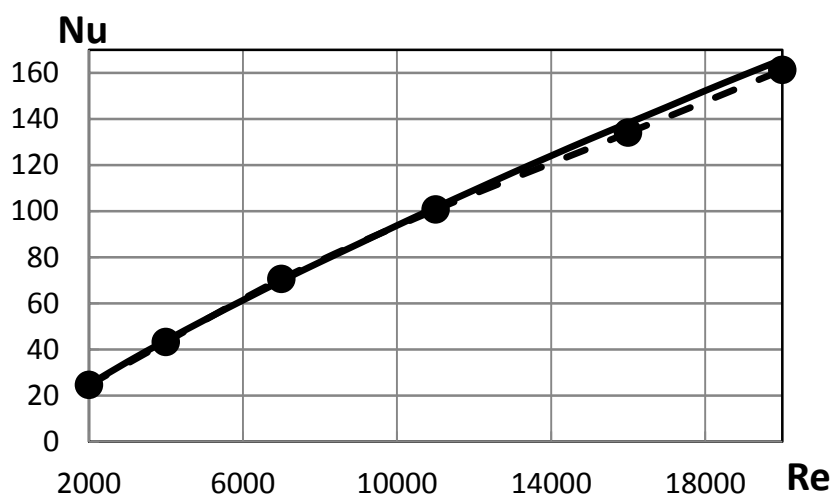


Рис. 13. Сравнение расчётных данных (сплошная линия) по теплообмену для плоских каналов с турбулизаторами при $h/D_3=0,102$; $t/D_3=2,04$; $Re=2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$ с соответствующими экспериментальными данными [3, 4] (пунктирная линия)

Fig. 13. Comparison of calculated data (solid line) on heat transfer for flat channels with turbulators at $h / D_E = 0,102$; $t / D_E = 2.04$; $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr = 0.72$ with the corresponding experimental data [3-4] (dashed line)

Сначала необходимо сравнить расчётные данные по теплообмену для плоских каналов без турбулизаторов с соответствующими экспериментальными данными [3-4] для данного диапазона определяющих параметров. Из рис. 8 отчётливо видно, что расчётные данные для плоского канала без турбулизаторов, полученные по разработанной в исследовании теории, соответствуют с экспериментом при расхождении порядка 5%. Следовательно, данная теория адекватно описывает теплообмен в плоских каналах без турбулизаторов в рассматриваемом диапазоне определяющих параметров, что обуславливает правомерность её дальнейшего применения для расчёта теплообмена в плоских каналах с турбулизаторами. В дальнейшем необходимо сравнить расчётные данные по теплообмену для плоских каналов, но уже при наличии двусторонних симметричных турбулизаторов с соответствующими экспериментальными данными [3, 4] для исследуемого диапазона определяющих параметров: $h/D_3=0,056 \div 0,102$; $t/D_3=0,28 \div 2,04$; $Re=5 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$ $Pr=0,72$.

Как видно из рис. 9-13, расчётные данные очень хорошо коррелируют с существующим экспериментом [3-4] для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами, что обуславливает её правомерное применение на тех же основаниях в более широком диапазоне, чем в эксперименте. Кроме представленного сравнения теории с экспериментом для представленного интервала определяющих параметров, было проведено аналогичное сопоставление для ограниченного числа экспериментальных значений для более широкого диапазона чисел Рейнольдса, Прандтля и геометрических характеристик двойных турбулизаторов в плоских каналах [1-2, 5-10], показавшее довольно адекватное соответствие сгенерированной теории существующему экспериментальному материалу. В дальнейшем значения расчётов для плоского канала с двойными симметричными турбулизаторами сравниваются с аналогичными данными для круглой трубы с турбулизаторами (табл. 2); иными словами: сравнивается турбулизация потока для осевой и плоской симметрии. Анализ расчётных данных, представленных в табл. 2, показывает, что круглая труба с турбулизаторами предпочтительнее плоского канала с двусторонними симметричными турбулизаторами при прочих равных условиях, поскольку большее увеличение интенсифицированного теплообмена достигается при меньшем увеличении интенсифицированного гидравлического сопротивления.

Таблица 2. Сравнение расчётных данных по гидравлическому сопротивлению и теплообмену для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами с аналогичными данными для круглых труб с кольцевыми турбулизаторами (для сравнения приведены соответствующие данные для плоских каналов и круглых труб без турбулизаторов), полученные теоретическим методом, основанном на решении факторизованном конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках

Table 2. Comparison of calculated data on hydraulic resistance and heat transfer for flat channels with double-sided symmetric turbulators with similar data for round pipes with ring turbulators (for comparison, corresponding data for flat channels and round pipes without turbulators are given) factorized by the finite-volume method of the Reynolds equations, closed using the Menter shear stress transfer model, and the energy equation at times large intersecting structured meshes

Re	h/D_3	t/D_3	Pr	ξ	Nu	КАНАЛ
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,28	0,72	0,08312	34,52	плоский
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,28	0,72	0,06422	40,16	труба
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,28	10	0,08312	160,9	плоский
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,28	10	0,06422	184,64	труба
10^4	0,056	0,28	0,72	0,08414	64,02	плоский
10^4	0,056	0,28	0,72	0,06516	74,48	труба
10^4	0,056	0,28	10	0,08414	270,6	плоский
10^4	0,056	0,28	10	0,06516	303,2	труба
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,28	0,72	0,07524	104,52	плоский
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,28	0,72	0,06468	131,42	труба
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,28	10	0,07524	410	плоский
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,28	10	0,06468	486,8	труба
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,56	0,72	0,2028	39,18	плоский
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,56	0,72	0,17354	47,68	труба
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,56	10	0,2028	156,72	плоский
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,56	10	0,17354	183,96	труба
10^4	0,056	0,56	0,72	0,219	71,78	плоский
10^4	0,056	0,56	0,72	0,18524	87	труба
10^4	0,056	0,56	10	0,219	25,96	плоский
10^4	0,056	0,56	10	0,18524	302,2	труба
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,56	0,72	0,2298	128,76	плоский
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,56	0,72	0,19156	156,5	труба
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,56	10	0,2298	429	плоский
$2 \cdot 10^4$	0,056	0,56	10	0,19156	504,8	труба
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,84	0,72	0,3014	40,92	плоский
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,84	0,72	0,2504	48,72	труба
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,84	10	0,3014	150,72	плоский
$5 \cdot 10^3$	0,056	0,84	10	0,2504	175,06	труба
10^4	0,056	0,84	0,72	0,325	74,56	плоский
10^4	0,056	0,84	0,72	0,2678	88,52	труба

продолжение таблицы 2.
continuation of Table 2.

10 ⁴	0,056	0,84	10	0,325	254,6	плоский
10 ⁴	0,056	0,84	10	0,2678	292,8	труба
2·10 ⁴	0,056	0,84	0,72	0,3486	133,48	плоский
2·10 ⁴	0,056	0,84	0,72	0,2878	159,34	труба
2·10 ⁴	0,056	0,84	10	0,3486	428,6	плоский
2·10 ⁴	0,056	0,84	10	0,2878	503,4	труба
5·10 ³	0,102	1,02	0,72	0,818	51,94	плоский
5·10 ³	0,102	1,02	0,72	0,7958	63,14	труба
5·10 ³	0,102	1,02	10	0,818	168,7	плоский
5·10 ³	0,102	1,02	10	0,7958	198,84	труба
10 ⁴	0,102	1,02	0,72	0,8466	90,8	плоский
10 ⁴	0,102	1,02	0,72	0,8034	110,86	труба
10 ⁴	0,102	1,02	10	0,8466	279	плоский
10 ⁴	0,102	1,02	10	0,8034	334	труба
2·10 ⁴	0,102	1,02	0,72	0,8466	158,24	плоский
2·10 ⁴	0,102	1,02	0,72	0,7986	194,1	труба
2·10 ⁴	0,102	1,02	10	0,8466	479	плоский
2·10 ⁴	0,102	1,02	10	0,7986	573,8	труба
5·10 ³	0,102	2,04	0,72	1,3556	52,7	плоский
5·10 ³	0,102	2,04	0,72	1,3388	63,3	труба
5·10 ³	0,102	2,04	10	1,3556	158,64	плоский
5·10 ³	0,102	2,04	10	1,3388	188,9	труба
5·10 ³	0,102	2,04	10	1,3388	188,9	труба
10 ⁴	0,102	2,04	0,72	1,5008	93,72	плоский
10 ⁴	0,102	2,04	0,72	1,4574	113,56	труба
10 ⁴	0,102	2,04	10	1,5008	280,2	плоский
10 ⁴	0,102	2,04	10	1,4574	333,6	труба
2·10 ⁴	0,102	2,04	0,72	1,5894	165,7	плоский
2·10 ⁴	0,102	2,04	0,72	1,524	201,4	труба
2·10 ⁴	0,102	2,04	10	1,5894	478,2	плоский
2·10 ⁴	0,102	2,04	10	1,524	570,6	труба
5·10 ³	гладкая поверхность		0,72	0,06904	17,36	плоский
5·10 ³	гладкая поверхность		0,72	0,04176	19,16	труба
5·10 ³	гладкая поверхность		10	0,06904	49,99	плоский
5·10 ³	гладкая поверхность		10	0,04176	53,93	труба
10 ⁴	гладкая поверхность		0,72	0,05582	28,76	плоский
10 ⁴	гладкая поверхность		0,72	0,03287	31,57	труба
10 ⁴	гладкая поверхность		10	0,05582	89,22	плоский
10 ⁴	гладкая поверхность		10	0,03287	95,85	труба
2·10 ⁴	гладкая поверхность		0,72	0,04609	48,18	плоский
2·10 ⁴	гладкая поверхность		0,72	0,02675	52,87	труба
2·10 ⁴	гладкая поверхность		10	0,04609	159,1	плоский
2·10 ⁴	гладкая поверхность		10	0,02675	170,8	труба

Различие в уровне интенсификации для труб с турбулизаторами и плоских каналов с турбулизаторами на воздухе и воде составляет порядка (1ч7)%, в то время как соответствующие данные для гладких каналов составило (2ч3)%.

Расхождения по гидравлическому сопротивлению для плоских каналов с турбулизаторами с аналогичными данными для круглых труб с турбулизаторами снижается при увеличении относительной высоты турбулизатора и уменьшения относительного шага между турбулизаторами. Отношение относительных значений теплообмена и гидросопротивления для труб и кольцевых каналов $(Nu_t/Nu_p)/(\xi_t/\xi_p)$, где индекс «т» означает — труба, «п» — плоский канал, уменьшается при применении в них турбулизаторов потока, особенно для относительно больших высот турбулизаторов. Следовательно, плоский канал с двусторонними симметричными турбулизаторами имеет преимущество перед плоским каналом с гладкими стенками, и опреде-

лённым образом приближается к круглой трубе с турбулизаторами при увеличении относительных высот турбулизаторов и увеличении относительного шага между турбулизаторами.

Таблица 3. Расчётные данные по гидравлическому сопротивлению и теплообмену при малых числах Прандтля для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами и круглых труб с турбулизаторами, полученные теоретическим методом, основанном на решении факторизованном конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках

Table 3. Design data on hydraulic resistance and heat transfer at small Prandtl numbers for flat channels with double-sided symmetric turbulators and round tubes with turbulators, obtained by a theoretical method based on solving the Reynolds equations factorized using the shift transport model by a finite-volume method Menter stresses, and the energy equations on multi-scale intersecting structured grids

Re	h/D_3	t/D_3	Pr	ξ	Nu	КАНАЛ
10^4	0,056	0,56	0,1	0.18524	25.70	труба
10^4	0,102	1,02	0,1	0.80340	31.88	труба
10^4	гладкая поверхность		0,1	0.07340	23.08	труба
10^4	0,056	0,56	0,1	0.21900	21.82	плоский
10^4	0,102	1,02	0,1	0.84660	27.72	плоский
10^4	гладкая поверхность		0,1	0.11164	20.84	плоский
10^4	0,056	0,56	0,01	0.18524	9.17	труба
10^4	гладкая поверхность		0,01	0.07340	10.81	труба
10^4	0,056	0,56	0,01	0.21900	8.718	плоский
10^4	гладкая поверхность		0,01	0.11164	9.01	плоский

В дальнейшем были получены расчётные значения для плоского канала с двойными симметричными турбулизаторами для малых чисел Прандтля, характерных для жидких металлов (табл. 3). Анализ представленных в табл. 3 расчётных данных показывает, что уровень интенсификации теплообмена для жидких металлов гораздо меньше, чем для газообразных теплоносителей и теплоносителей в виде капельных жидкостей (напр., как в табл. 2) как для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами, так и для круглых труб с турбулизаторами.

Например, при $Pr=0,1$ и $h/D_3=0,102$; $t/D_3=1,02$; $Re=10^4$ теплообмен интенсифицируется довольно незначительно, в то время как гидравлическое сопротивление увеличивается практически на порядок. Для ещё более малых чисел Прандтля $Pr=0,01$ и $h/D_3=0,056$; $t/D_3=0,56$; $Re=10^4$ также сохраняется тенденция снижения интенсификации теплообмена по отношению к гладкому плоскому каналу при ощутимом увеличении гидравлического сопротивления. Для круглой трубы с турбулизаторами тенденция изменения соответствующих относительных показателей для малых чисел Прандтля проявляется ещё больше, чем для плоских каналов с двойными симметричными турбулизаторами. Для малых значений чисел Прандтля можно сделать тот же вывод, что и для более высоких чисел Прандтля: круглая труба с турбулизаторами предпочтительнее плоского канала с двусторонними симметричными турбулизаторами при прочих равных условиях, поскольку большее увеличение теплообмена происходит при меньшем увеличении гидравлического сопротивления.

Сопоставление расчётных данных по интенсифицированному теплообмену при турбулентном течении в плоских каналах с двойными турбулизаторами с аналогичными данными для круглых труб с турбулизаторами для широкого диапазона определяющих параметров $h/d_3=0,025\div0,050$; $t/d_3=0,25\div1,00$; $re=10^4\div10^6$; $pr=0,72\div10$.

После проведения верифицированных экспериментом расчётов интенсифицированных гидросопротивления и теплообмена для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами потока квадратного сечения и сопоставления с соответствующими данными для круглых труб с турбулизаторами, есть все основания для решения задачи об аналогичном сопоставлении, но для несколько более широкого диапазона определяющих параметров, —

$h/D_э=0,025 \text{ ч } 0,050$; $t/D_э=0,25 \text{ ч } 1,00$; $Re=10^4 \text{ ч } 10^6$; $Pr=0,72 \text{ ч } 10$ — но для турбулизаторов полукруглого поперечного сечения, поскольку данные характеристики актуальны для труб с диафрагмами [1, 2].

Температурный фактор (отношение температуры стенки к среднemasсовой температуре)
 $\frac{T_c}{T} = 2$.

С этой целью в табл. 4 приведены соответствующие данные по относительному теплообмену Nu_{Π}/Nu_T (индексы: «п» — плоский канал; «т» — труба) и гидравлическому сопротивлению ξ_{Π}/ξ_T ; для сравнения приведены относительные расчётные данные для гладких труб и плоских каналов.

Как показывают представленные в табл. 4 расчётные данные, для круглых труб и плоских каналов с гладкими стенками отношение гидравлического сопротивления ξ_{Π}/ξ_T для воздуха увеличивается с увеличением числа Рейнольдса довольно значительно при несколько большем увеличении относительного теплообмена Nu_{Π}/Nu_T ; для воды вышеуказанные значения для гидравлического сопротивления несколько ниже, чем для воздуха, и сопровождаются меньшим увеличением относительного теплообмена.

Таблица 4. Расчётные данные по относительному теплообмену Nu_{Π}/Nu_T и гидравлическому сопротивлению ξ_{Π}/ξ_T для круглых труб с диафрагмами и плоских каналов с двусторонними полукруглыми турбулизаторами при $h/D_э=0,025 \text{ ч } 0,050$; $t/D_э=0,25 \text{ ч } 1,00$; $Re=10^4 \text{ ч } 10^6$; $Pr=0,72 \text{ ч } 10$ (для сравнения приведены аналогичные расчётные данные для гладких труб и плоских каналов)

Table 4. Calculated data on the relative heat exchange Nu_P / Nu_T and hydraulic resistance ξ_P / ξ_T for round pipes with diaphragms and flat channels with double-sided semi-round turbulators at $h / DE = 0.025 \text{ ч } 0.050$; $t / DE = 0,25 \text{ ч } 1,00$; $Re = 104 \text{ ч } 106$; $Pr = 0.72 \text{ ч } 10$ (for comparison, the corresponding calculated data for smooth pipes and flat channels are given)

Re	Pr	$h/D_э$	$t/D_э$	ξ_{Π}/ξ_T	Nu_{Π}/Nu_T
10^4	0,72	0	—	1,428	0,676
10^5	0,72	0	—	1,589	0,789
10^6	0,72	0	—	1,655	0,805
10^4	10	0	—	1,422	0,789
10^5	10	0	—	1,564	0,848
10^6	10	0	—	1,652	0,876
10^4	0,72	0,025	0,25	1,777	0,627
10^5	0,72	0,025	0,25	1,185	0,681
10^6	0,72	0,025	0,25	1,191	0,728
10^4	10	0,025	0,25	1,311	0,850
10^5	10	0,025	0,25	1,180	0,800
10^6	10	0,025	0,25	1,110	0,781
10^4	0,72	0,025	0,50	1,146	0,617
10^5	0,72	0,025	0,50	1,232	0,754
10^6	0,72	0,025	0,50	1,248	0,782
10^4	10	0,025	0,50	1,189	0,745
10^5	10	0,025	0,50	1,206	0,808
10^6	10	0,025	0,50	1,250	0,831
10^4	0,72	0,025	1,00	1,362	0,703
10^5	0,72	0,025	1,00	1,393	0,834
10^6	0,72	0,025	1,00	1,408	0,846
10^4	10	0,025	1,00	1,238	0,750
10^5	10	0,025	1,00	1,233	0,799
10^6	10	0,025	1,00	1,229	0,816
10^4	0,72	0,050	0,25	1,171	0,767
10^5	0,72	0,050	0,25	1,164	0,742
10^6	0,72	0,050	0,25	1,035	0,709
10^4	10	0,050	0,25	1,171	0,834
10^5	10	0,050	0,25	1,164	0,820
10^6	10	0,050	0,25	1,126	0,793
10^4	0,72	0,050	0,50	1,177	0,805
10^5	0,72	0,050	0,50	1,211	0,818
10^6	0,72	0,050	0,50	1,236	0,825
10^4	10	0,050	0,50	1,148	0,835
10^5	10	0,050	0,50	1,202	0,814
10^6	10	0,050	0,50	1,240	0,829
10^4	0,72	0,025	1,00	1,258	0,834
10^5	0,72	0,025	1,00	1,280	0,842
10^6	0,72	0,025	1,00	1,310	0,852
10^4	10	0,025	1,00	1,249	0,863
10^5	10	0,025	1,00	1,344	0,888
10^6	10	0,025	1,00	1,303	0,858

Относительные показатели для круглых труб и плоских каналов с полукруглыми турбулизаторами количественно будут другими, чем для тех же условий, но для каналов с гладкими

стенками, но качественно будет сохраняться следующее: при прочих равных условиях относительное гидравлическое сопротивление $\xi_{\Pi}/\xi_T > 1$ сопровождается более низкими значениями относительного теплообмена $Nu_{\Pi}/Nu_T < 1$ (табл. 4), что указывает на преимущество круглой трубы перед плоским каналом при прочих равных условиях, как для гладких каналов, так и для каналов с турбулизаторами.

В табл. 4 представлены расчётные данные по относительным гидравлическому сопротивлению и теплообмену представлены как для турбулизаторов относительно небольших высот ($h/D_{\text{э}}=0,025$), так и для относительно больших высот ($h/D_{\text{э}}=0,050$); для относительно малых ($h/D_{\text{э}}=0,25$), относительно средних ($h/D_{\text{э}}=0,50$) и относительно больших шагов ($h/D_{\text{э}}=1,00$) между турбулизаторами; для небольших ($Re=10^4$), средних ($Re=10^5$) и больших ($Re=10^6$) чисел Рейнольдса; для газообразных теплоносителей ($Pr=0,72$) и теплоносителей в виде капельных жидкостей ($Pr=10$).

Анализ представленных в табл. 4 расчётных интенсифицированного теплообмена в круглых трубах и плоских каналов с турбулизаторами показал следующее.

Для каналов с относительно невысокими турбулизаторами с относительно малыми шагами относительное гидравлическое сопротивление для воздуха при увеличении числа Рейнольдса увеличивается незначительно при значительном увеличении относительного теплообмена; для воды ситуация обратная: с увеличением числа Рейнольдса относительное гидросопротивление снижается при несколько меньшем снижении относительного теплообмена.

Для каналов с относительно невысокими турбулизаторами с относительно средними шагами относительное гидравлическое сопротивление для воздуха при увеличении числа Рейнольдса увеличивается уже в значительной мере при очень большом увеличении относительного теплообмена; для воды данная закономерность сохраняется, но в ощутимо меньшей степени.

Для каналов с относительно невысокими турбулизаторами с относительно большими шагами относительное гидравлическое сопротивление для воздуха при увеличении числа Рейнольдса увеличивается в несколько большей степени, чем для относительно малых шагов, но в меньшей, чем для относительно средних, при таком же характере изменения относительного теплообмена; для воды относительное гидравлическое сопротивление практически не снижается при заметном повышении относительного теплообмена.

Для каналов с относительно высокими турбулизаторами с относительно малыми шагами относительное гидравлическое сопротивление для воздуха при увеличении числа Рейнольдса ощутимо снижается при несколько меньшем снижении относительного теплообмена; для воды снижение гидравлического сопротивления небольшое при несколько большем снижении относительного теплообмена.

Для каналов с относительно высокими турбулизаторами с относительно средними шагами относительное гидравлическое сопротивление для воздуха при увеличении числа Рейнольдса незначительно увеличивается при ещё менее значительном увеличении относительного теплообмена; для воды увеличение относительного гидросопротивления будет несколько большим при почти не снижающемся относительном теплообмене.

Для каналов с относительно высокими турбулизаторами с относительно большими шагами относительное гидравлическое сопротивление для воздуха при увеличении числа Рейнольдса увеличивается в ещё меньшей степени, чем для турбулизаторов с относительно средним шагом, при ещё меньшем увеличении относительного теплообмена; для воды увеличение относительного гидравлического сопротивления несколько большее, чем для воздуха, при почти не увеличивающемся значении относительного теплообмена.

Вышеприведённые данные указывают на то, что относительное гидросопротивление для каналов с турбулизаторами всегда ниже, чем для гладких каналов; относительный теплообмен для каналов с турбулизаторами может быть больше, чем для гладких каналов может быть, как для воздуха, но в большей степени для воды. Последнее обуславливает более оптимальное соотношение между теплообменом и гидравлическим сопротивлением для каналов с турбулизаторами по отношению к гладким каналам.

Влияние числа Прандтля на относительное гидравлическое сопротивление можно оха-

рактизовать следующим образом (табл. 4): увеличение числа Прандтля приводит, как правило, к незначительному снижению относительного гидравлического сопротивления для относительно малых высот турбулизаторов и к незначительному увеличению для относительно больших высот турбулизаторов. Относительный теплообмен при увеличении числа Прандтля увеличивается при относительно малых и средних шагах между турбулизаторами, причём это увеличение снижается с увеличением относительной высоты турбулизатора. Для относительно больших шагов между турбулизаторами относительный теплообмен, как правило, снижается для относительно малых высот турбулизаторов и незначительно увеличивается для относительно больших.

Увеличение относительного шага между турбулизаторами приводит, как правило, к увеличению, как относительного гидравлического сопротивления, так и относительного теплообмена. Увеличение относительной высоты турбулизаторов приводит, как правило, к незначительному снижению относительного гидравлического сопротивления, но к довольно значительному увеличению относительного теплообмена.

Общий анализ представленных в табл. 4 данных показывает, что относительное гидравлическое сопротивление $\xi_{\text{П}}/\xi_{\text{Т}}$ для каналов с турбулизаторами всегда выше, чем для гладких каналов, однако, относительный теплообмен $Nu_{\text{П}}/Nu_{\text{Т}}$ может для каналов с турбулизаторами быть выше, чем для гладких каналов, что косвенно указывает на более оптимальное перераспределение температурного напора по сечению канала при интенсифицированном теплообмене (ср., напр., для круглых труб с диафрагмами [39-40]).

Вывод: В работе была сгенерирована теоретическая математическая модель расчёта для интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении для плоского канала с симметрично расположенными на обеих его сторонах турбулизаторами в зависимости от геометрических параметров канала и режимов течения теплоносителя.

Были получены результаты расчёта интенсифицированного теплообмена в плоских каналах с двойными турбулизаторами в зависимости от определяющих параметров очень хорошо согласующиеся с существующим экспериментальным материалом и имеющие перед последними неоспоримое преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах ($Pr=0,7\text{ч}100$; $Re=10^3\text{ч}10^6$; $h/d_3=0,005\text{ч}0,2$; $t/h=1\text{ч}200$).

По результатам расчётов на основе разработанной модели можно осуществлять оптимизацию интенсификации теплообмена в плоских каналах с двойными турбулизаторами, а также управлять процессом интенсификации теплообмена.

Были проведены сравнительные расчёты интенсифицированных гидросопротивления и теплообмена для плоских каналов с двусторонними симметричными турбулизаторами потока с соответствующими данными для круглых каналов с турбулизаторами и проведён их анализ.

С точки зрения интенсификации теплообмена при прочих равных условиях имеет место редукция плоского канала с двусторонними симметричными турбулизаторами по отношению к круглой трубе с турбулизаторами, т.к. меньшее увеличение теплообмена достигается при большем увеличении гидравлического сопротивления.

Расчётным путём установлено, что относительное гидравлическое сопротивление $\xi_{\text{П}}/\xi_{\text{Т}}$ для каналов с турбулизаторами всегда выше, чем для гладких каналов, однако, относительный теплообмен $Nu_{\text{П}}/Nu_{\text{Т}}$ может для каналов с турбулизаторами быть выше, чем для гладких каналов, поэтому имеет место более оптимальное перераспределение температурного напора по сечению канала при интенсифицированном теплообмене.

Разработанный в данном исследовании теоретический метод, основанный на решении факторизованным конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках, позволяет с приемлемой точностью проводить расчеты коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в плоских каналах с практически любыми формами двойных симметрично расположенных турбулизаторов потока.

Библиографический список:

1. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З. Копп, и др. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1972. – 220 с.
3. Han J.C., Park J.S., Ibrahim M.Y. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channel with turbulence promoters // NASA Contactor Rep. 4015. Texas AEM University College Station. – Texas, 1986. – 200 p.
4. Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1988. –V. 31. – № 1. – P. 183–195.
5. Павловский В.Г., Дедусенко Ю.М. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в коротком плоскопараллельном канале с искусственно шероховатыми стенками // Инженерно-физический журнал. – 1969. – Т. XVII. – № 6. – С. 1098–1101.
6. Павловский В.Г. Определение тепловой эффективности турбулизации воздушного потока в гидродинамическом начальном участке плоскопараллельного канала // Депон. ВИНТИ АН СССР. – 1969. – № 630.
7. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. – М.: Энергия, 1979. – 216 с.
8. Величко В.И., Пронин В.А. Расчёт теплоотдачи в плоском канале с отрывом и присоединением воздушного потока // Межвузовский тематический сборник научных трудов № 54. Интенсификация тепломассообмена в энергетических установках. – М.: МЭИ, 1985. – С.84–91.
9. Мигай В.К. К теории теплообмена в турбулентном потоке с отрывом // Известия АН СССР. Механика жидкости и газа. – 1967. – № 2. – С. 170–174.
10. Мигай В.К., Фирсова Э.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в пучках труб. – Л.: Наука, 1986. – 195 с.
11. Лобанов И.Е., Мякочин А.С., Низовитин А.А. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в трубах с турбулизаторами на базе уравнения баланса турбулентной пульсационной энергии // Вестник МАИ. – 2007. – Т. 14. – № 4. – С. 13–22.
12. Лобанов И.Е., Дрейцер Г.А. Математическое моделирование предельного теплообмена за счёт турбулизации потока при турбулентном течении в плоских каналах с односторонними турбулизаторами // Техника и технология. – 2010. – № 5. – С. 19–31.
13. Лобанов И.Е., Парамонов Н.В. Математическое моделирование предельного теплообмена за счёт турбулизации потока при турбулентном течении в плоских каналах с турбулизаторами на одной поверхности // 9-я Международная конференция "Авиация и космонавтика – 2010". 16–18 ноября 2010 год. Москва. Тезисы докладов. – СПб.: Мастерская печати, 2010. – С. 170–171.
14. Лобанов И.Е., Флейтлих Б.Б. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2011. – № 2 (286). – С. 42–50.
15. Лобанов И.Е., Флейтлих Б.Б. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических технологиях: тезисы Международной научной школы (Москва, 5–7 сентября 2011 г.). – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – С. 50–52.
16. Лобанов И.Е. Теория теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с поверхностно расположенными односторонними турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Московское научное обозрение. – 2012. – № 4. – Часть 1. – С. 7–12.
17. Лобанов И.Е. Аналитическое решение задачи об интенсифицированном теплообмене при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Научное обозрение. – 2012. – № 2. – С. 375–387.
18. Лобанов И.Е. Теплообмен при турбулентном течении в плоских каналах с равномерно расположенными поверхностными односторонними турбулизаторами потока // Вестник машиностроения. – 2012. – № 8. – С. 13–17.
19. Лобанов И.Е. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя с корреляцией с кольцевым каналом // Московское научное обозрение. – 2012. – № 12. – Том 1. – С. 11–19.
20. Лобанов И.Е. Аналитическое решение задачи об интенсифицированном теплообмене в плоских каналах с односторонними поверхностными турбулизаторами потока // Отраслевые аспекты технических наук. – 2013. – № 2. – С. 4–13.
21. Лобанов И.Е. Математическое моделирование предельного теплообмена при искусственной турбулизации потока в плоских каналах с турбулизаторами на обеих сторонах // Альманах современной науки и образования. – Тамбов: Грамота, 2010. – № 7 (38). – С. 62–71.
22. Лобанов И.Е. Математическое моделирование предельного теплообмена за счёт турбулизации потока при турбулентном течении в плоских каналах с турбулизаторами на обеих поверхностях // 9-я Международная конференция "Авиация и космонавтика – 2010". 16–18 ноября 2010 год. Москва. Тезисы докладов. – СПб.: Мастерская печати, 2010. – С. 202–203.
23. 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.
24. 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.
25. 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.
26. 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.
27. Калинин Э.К., Лобанов И.Е. Проблемы исследования теплообменных процессов при течениях однофазных сред на этапе успешного развития численного моделирования // Труды VI Минского международного форума по тепломассообмену. –

- Минск, 2008. – Секция № 1. Конвективный теплообмен. – Доклад № 1–27. – С. 1–10.
28. Вихревая интенсификация конвективного теплообмена при турбулентном течении воздуха и масла в трубах и каналах с периодическими элементами дискретной шероховатости / С.А.Исаев, А.С. Мякочин, А.А. Низовитин, И.Е.Лобанов, О.А.Бояркина // Труды Пятой Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 томах. Том 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. – М.: МЭИ, 2010. – С. 84–87.
29. Интенсификация теплообмена в трубах с объёмными и поверхностными вихрегенераторами для неоднородных теплоносителей / С.А.Исаев, П.А. Баранов, М.А.Готовский, А.С.Мякочин, А.А.Низовитин, И.Е.Лобанов // Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Четвёртая международная конференция: тезисы докладов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – С. 66.
30. Интенсификация теплообмена в трубах с объёмными и поверхностными вихрегенераторами для неоднородных теплоносителей / С.А.Исаев, П.А. Баранов, М.А.Готовский, А.С.Мякочин, А.А.Низовитин, И.Е.Лобанов // Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Четвёртая международная конференция: сборник докладов. – М., 2011. – Секция 2. – Доклад № 20. – С. 1–34.
31. 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.
32. 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.
33. 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.
34. Лобанов И.Е. Математическое моделирование структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными турбулизаторами потока полукруглого и квадратного поперечного сечения // Отраслевые аспекты технических наук. – 2012. – № 9. – С. 11–30.
35. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук. – М.: МАИ, 2005. – 632 с.
36. 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.
37. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А.Быстров, С.А.Исаев, Н.А.Кудрявцев и др. – СПб: Судостроение, 2005. – 398 с.
38. Ashrafian A., Andersson H.I. Roughness Effects in Turbulent Channel Flow // Turbulence, Heat Transfer and Mass Transfer 4. – New York, Wellington (UK): Begell House Inc., 2003. – P. 425–432.
39. 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.
40. Лобанов И.Е. Моделирование интенсифицированного теплообмена и его стратификации при турбулентном течении в трубах с турбулизаторами в широком диапазоне геометрических и режимных параметров // Отраслевые аспекты технических наук. – 2012. – № 8. – С. 3–22.

References:

1. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Kopp I.Z. idr. Effektivnye poverkhnosti teploobmena. M.: Energoatomizdat; 1998. 408 s. [Kalinin E.K., Dreytser G.A., Kopp I.Z. et al. Effective heat-exchange surfaces. Moscow: Energoatomizdat; 1998. 408 p. (in Russ.)]
2. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh. M.: Mashinostroyeniye; 1972. 220 s. [Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. Intensification of heat transfer in the channels. M.: Mashinostroyeniye; 1972. 220 p. (in Russ.)]
3. Han J.C., Park J.S., Ibrahim M.Y. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channel with turbulence promoters. NASA Contractor Rep. 4015. Texas AEM University College Station. 1986. 200 p.
4. Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. Int. J. Heat Mass Transfer. 1988; 31(1):183 - 195.
5. Pavlovskii V.G., Dedusenko Yu.M. Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie v korotkom ploskoparallel'nom kanale s iskusstvenno sherokhovatyimi stenkami. Inzhenerno-fizicheskii zhurnal. 1969; XVII(6):1098 - 1101. [Pavlovskii V.G., Dedusenko Yu.M. Heat transfer and hydraulic resistance in a short plane-parallel channel with artificially rough walls. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 1969; XVII(6):1098 - 1101 (in Russ.)]
6. Pavlovskii V.G. Opredelenie teplovoy effektivnosti turbulizatsii vozdušnogo potoka v gidrodinamicheskom nachal'nom uchastke ploskoparallel'nogo kanala. Depon. VINITI AN SSSR. 1969. № 630. [Pavlovskii V.G. Determination of the thermal efficiency of the turbulence of the air flow in the hydrodynamic initial section of the plane-parallel channel. Deposited in VINITI AN SSSR. 1969. № 630. (in Russ.)]
7. Sukomel A.S., Velichko V.I., Abrosimov Yu.G. Teploobmen i trenie pri turbulentnom techenii gaza v korotkikh kanalakh. M.: Energiya; 1979. 216 s. [Sukomel A.S., Velichko V.I., Abrosimov Yu.G. Heat transfer and friction in turbulent gas flow in short channels. M.: Energiya; 1979. 216 p. (in Russ.)]
8. Velichko V.I., Pronin V.A. Raschet teplootdachi v ploskom kanale s otryvom i prisoedineniem vozdušnogo potoka. Mezhdunarodnyi tematičeskii sbornik nauchnykh trudov "Intensifikatsiya teplotmassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh". M.: MEI; 1985; 54:84 - 91. [Velichko V.I., Pronin V.A. Calculation of heat transfer in a flat channel with separation and addition of air flow. Interuniversity thematic collection of scientific papers "Intensification of heat and mass transfer in power plants". M.: MEI; 1985; 54:84 - 91. (in Russ.)]
9. Migai V.K. K teorii teploobmena v turbulentnom potoke s otryvom. Izvestiya AN SSSR. Mekhanika zhidkosti i gaza. 1967; 2:170 - 174. [Migai V.K. To the theory of heat transfer in a turbulent flow with separation. Izvestiya AN SSSR. Mekhanika zhidkosti i gaza.

1967;2:170 - 174. (in Russ.)]

10. Migai V.K., Firsova E.V. Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie v puchkakh trub. L.: Nauka; 1986. 195 s. [Migai V.K., Firsova E.V. Heat transfer and hydraulic resistance in pipe stacks. L.: Nauka; 1986. 195 p. (in Russ.)]

11. Lobanov I.E., Myakochin A.S., Nizovitin A.A. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v trubakh s turbulizatorami na baze uravneniya balansa turbulentnoi pul'satsionnoi energii. Vestnik MAI. 2007;14(4):13 - 22. [Lobanov I.E., Myakochin A.S., Nizovitin A.A. Modeling of intensified heat transfer in turbulent flow in pipes with turbulators based on the balance equation of turbulent pulsating energy. Vestnik MAI. 2007;14(4):13 - 22. (in Russ.)]

12. Lobanov I.E., Dreitser G.A. Matematicheskoe modelirovanie predel'nogo teploobmena za schet turbulizatsii potoka pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s odnostoronnimi turbulizatorami. Tekhnika i tekhnologiya. 2010;5:19 - 31. [Lobanov I.E., Dreitser G.A. Mathematical modeling of limiting heat transfer due to flow turbulence under turbulent flow in flat channels with one-side turbulators. Engineering & Technologies. 2010;5:19 - 31. (in Russ.)]

13. Lobanov I.E., Paramonov N.V. Matematicheskoe modelirovanie predel'nogo teploobmena za schet turbulizatsii potoka pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s turbulizatorami na odnoi poverkhnosti. Tezisy dokladov 9 Mezhdunarodnoi konferentsii "Aviatsiya i kosmonavtika – 2010". SPb.: Masterskaya pechati; 2010. S. 170—171. [Lobanov I.E., Paramonov N.V. Mathematical modeling of limiting heat transfer due to flow turbulence under turbulent flow in flat channels with turbulators located on one surface. Abstracts of the 9th International Conference "Aviation and Cosmonautics – 2010". SPb.: Masterskaya pechati; 2010. P. 170 - 171. (in Russ.)]

14. Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheskopoverkhnostnoraspolozhennymi turbulizatorami potokanabazesemisloynoy modeliturbulentnogopogranichnogosloya. Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. 2011;2(286):42-50. [Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in the flat channels with flow turbulizators, periodically situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent boundary layer. Fundamental and Applied Problems of Technics and technology. 2011;2(286):42-50. (in Russ.)]

15. Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheski poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka na baze semisloynoy modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya. Tezisy Mezhdunarodnoy nauchnoy shkoly "Problemy gazodinamiki i teploobmena v energeticheskikh tekhnologiyakh". Moskva; 2011. S. 50-52. [Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in the flat channels with flow turbulizators, periodically situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent boundary layer. Abstracts of International scientific school "Problems of gas dynamics and heat-exchange in energetic technologies". Moscow; 2011. P. 50-52. (in Russ.)]

16. Lobanov I.E. Teoriya teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s poverkhnostnoraspolozhennymi i odnostoronnimi turbulizatorami potoka na baze semisloynoy modeli turbulentnogo pogranichnogosloya. Moskovskoe nauchnoe obozrenie. 2012;4(1):7-12. [Lobanov I.E. Theory of heat exchange under turbulent flow in flat channels with with single-sided flow turbulizators, situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent boundary layer. Moskovskoe nauchnoe obozrenie. 2012;4(1):7-12. (in Russ.)]

17. Lobanov I.E. Analiticheskoe reshenie zadachi ob intensifitsirovannom teploobmene pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheskopoverkhnostnoraspolozhennymi turbulizatorami potokanabazesemisloynoy modeliturbulentnogopogranichnogosloya. Nauchnoe obozrenie. 2012;2:375-387. [Lobanov I.E. Analytical solution of the problem of intensified heat exchange under turbulent flow in flat channels with flow turbulizators, periodically situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent boundary layer. Science review. 2012;2:375-387. (in Russ.)]

18. Lobanov I.E. Teploobmen pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s ravnomernoraspolozhennymi i poverkhnostnymi odnostoronnimi turbulizatorami potoka. Vestnik mashinostroeniya. 2012;8:13-17. [Lobanov I.E. Heat exchange under turbulent flow in flat channels with evenly situated surface single-sided flow turbulizators. Russian Engineering Research. 2012;8:13-17. (in Russ.)]

19. Lobanov I.E. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheskimi poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka na baze semisloynoi modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya s korrelyatsiei s kol'tsevyim kanalom. Moskovskoe nauchnoe obozrenie. 2012;12(1):11 - 19. [Lobanov I.E. Modeling of intensified heat transfer in turbulent flow in flat channels with periodic superficially located flow turbulizators based on a seven-layer model of a turbulent boundary layer with correlation with a ring channel. Moskovskoe nauchnoe obozrenie. 2012;12(1):11 - 19. (in Russ.)]

20. Lobanov I.E. Analiticheskoe reshenie zadachi ob intensifitsirovannom teploobmene v ploskikh kanalakh s odnostoronnimi poverkhnostnymi turbulizatorami potoka. Otrasleye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2013;2:4 - 13. [Lobanov I.E. Analytical solution of the problem of intensified heat exchange in flat channels with one-side surface flow turbulizators. Otrasleye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2013;2:4 - 13. (in Russ.)]

21. Lobanov I.E. Matematicheskoe modelirovanie predel'nogo teploobmena pri iskusstvennoi turbulizatsii potoka v ploskikh kanalakh s turbulizatorami na obeikh storonakh. Al'manakh sovremennoi nauki i obrazovaniya. 2010;7(38):62 - 71. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of limiting heat transfer during artificial flow turbulence in flat channels with turbulizators on both sides. Al'manakh sovremennoi nauki i obrazovaniya. 2010;7(38):62 - 71. (in Russ.)]

22. Lobanov I.E. Matematicheskoe modelirovanie predel'nogo teploobmena za schet turbulizatsii potoka pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s turbulizatorami na obeikh poverkhnostyakh. Tezisy dokladov 9 Mezhdunarodnoi konferentsii "Aviatsiya i kosmonavtika - 2010". S-Pb.: Masterskaya pechati; 2010. S. 202 - 203. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of the limit heat transfer due to flow turbulence under turbulent flow in flat channels with turbulizators on both surfaces. Abstracts of the 9th International Conference "Aviation and Cosmonautics – 2010". S-Pb.: Masterskaya pechati; 2010. P. 202 - 203. (in Russ.)]

23. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Raschet konvektivnogo teploobmena v trubakh s periodicheskimi vystupami. Problemy gidrodinamiki teploobmena v energeticheskikh ustanovkakh. M.: Izd. MEI; 2003;1:57-60. [Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat exchange in pipes with periodical protrusions. The problems of hydro-dynamics and heat exchange in energetic facilities. Moscow: Izd. MEI; 2003;1:57-60. (in Russ.)]

24. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Raschet konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskimi vystupami. Vestnik MAI. 2004;11(2):28 - 35. [Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodical protrusions. Vestnik MAI. 2004;11(2):28 - 35. (in Russ.)]

25. Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Raschet konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheski raspolozhennymi poverkhnostnymi turbulizatorami potoka. Teplofizika vysokikh temperatur. 2005;43(2):223 - 230. [Dreitser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodically located surface flow turbulizators. High Temperature. 2005;43(2):223 - 230. (in Russ.)]

26. Kalinin E.K., Lobanov I.E. Problemy issledovaniya teploobmennyykh protsessov pri techeniyakh odnofaznykh sred na etape uspehnogo razvitiya chislennogo modelirovaniya. Tezisy dokladov i soobshchenii VI Minskogo mezhdunarodnogo foruma po teplomassoobmenu. Minsk. 2008;1:101 - 103. [Kalinin E.K., Lobanov I.E. Problems of investigating heat transfer processes during single-phase medium flows at the stage of successful development of numerical simulation. Abstracts of the VI Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer. Minsk. 2008;1:101 - 103. (in Russ.)]
27. Kalinin E.K., Lobanov I.E. Problemy issledovaniya teploobmennyykh protsessov pri techeniyakh odnofaznykh sred na etape uspehnogo razvitiya chislennogo modelirovaniya. Trudy VI Minskogo mezhdunarodnogo foruma po teplomassoobmenu. Sektsiya № 1. Konvektivnyi teplomassoobmen. Minsk; 2008. Doklad № 1—27. S. 1—10. [Kalinin E.K., Lobanov I.E. Problems of investigating heat transfer processes during single-phase medium flows at the stage of successful development of numerical simulation. Proceedings of the VI Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer. Section 1. Convective heat and mass transfer. Minsk; 2008. Report № 1 - 27. P. 1 - 10. (in Russ.)]
28. Isaev S.A., Myakochin A.S., Nizovitin A.A., Lobanov I.E., Boyarkina O.A. Vikhrevaya intensifikatsiya konvektivnogo teploobmena pri turbulentnom techenii vozdukh i masla v trubakh i kanalakh s periodicheskimi elementami diskretnoi sherokhovatosti. Trudy Pyatoi Rossiiskoi natsional'noi konferentsii po teplomassoobmenu. V 8 tomakh. Tom 6. Intensifikatsiya teploobmena. Radiatsionnyi i slozhnyi teploobmen. M.: MEI; 2010. S. 84—87. [Isaev S.A., Myakochin A.S., Nizovitin A.A., Lobanov I.E., Boyarkina O.A. Vortex intensification of convective heat transfer in turbulent flow of air and oil in pipes and channels with periodic elements of discrete roughness. Proceedings of the Fifth Russian National Conference on Heat Transfer. In 8 volumes. Volume 6. Heat exchange intensification. Radiation and complex heat transfer. Moscow: MEI; 2010. P. 84 - 87. (in Russ.)]
29. Isaev S.A., Baranov P.A., Gotovskii M.A., Myakochin A.S., Nizovitin A.A., Lobanov I.E. Intensifikatsiya teploobmena v trubakh s ob'emnymi i poverkhnostnymi vikhregeneratorami dlya neodnorodnykh teplonositelei. Tezisy dokladov Chetvertoi mezhdunarodnoi konferentsii "Teplomassoobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh". M.: Izdatel'skii dom MEI; 2011. S. 66. [Isaev S.A., Baranov P.A., Gotovskii M.A., Myakochin A.S., Nizovitin A.A., Lobanov I.E. Intensification of heat exchange in pipes with volumetric and surface vortex generators for inhomogeneous heat carriers. Abstracts of the reports of the Fourth International Conference "Heat and mass exchange and hydrodynamics in vortex flows". Moscow: Izdatel'skii dom MEI; 2011. P. 66. (in Russ.)]
30. Isaev S.A., Baranov P.A., Gotovskii M.A., Myakochin A.S., Nizovitin A.A., Lobanov I.E. Intensifikatsiya teploobmena v trubakh s ob'emnymi i poverkhnostnymi vikhregeneratorami dlya neodnorodnykh teplonositelei. Sbornik dokladov Chetvertoi mezhdunarodnoi konferentsii "Teplomassoobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh". M., 2011. Sektsiya 2. Doklad № 20. S. 1 - 34. [Isaev S.A., Baranov P.A., Gotovskii M.A., Myakochin A.S., Nizovitin A.A., Lobanov I.E. Intensification of heat exchange in pipes with volumetric and surface vortex generators for inhomogeneous heat carriers. Collected papers of the Fourth International Conference "Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling flows". Moscow, 2011. Section 2. Report № 20. P. 1 - 34. (in Russ.)]
31. Lobanov I.E. Teoreticheskoe issledovanie struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi, poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka pryamougol'nogo poperechnogo secheniya. Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika. 2011;4:64 - 66. [Lobanov I.E. Theoretical study of the structure of vortex zones between periodic, superficially located flow turbulators of a rectangular cross-sectional flow. Izv. VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika. 2011;4:64 - 66. (in Russ.)]
32. Lobanov I.E., Kalinin E.K. Teoreticheskoe issledovanie, sopostavlenie s eksperimentom linii toka i sostavlyayushchikh kineticheskoi energii turbulentnykh pul'satsii v vikhrevykh strukturakh v trubakh s turbulizatorami. Otrazlevye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2011;12:4 - 15. [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. Otrazlevye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2011;12:4 - 15. (in Russ.)]
33. Lobanov I.E. Modelirovanie struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka pryamougol'nogo poperechnogo secheniya. Matematicheskoe modelirovanie. 2012;24(7):45 - 58. [Lobanov I.E. Modeling of the structure of vortex zones between periodic superficially placed flow turbulators of a rectangular cross-sectional flow. Mathematical Models and Computer Simulations. 2012;24(7):45 - 58. (in Russ.)]
34. Lobanov I.E. Matematicheskoe modelirovanie struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka polukruglogo i kvadratnogo poperechnogo secheniya. Otrazlevye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2012;9:11 - 30. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of the structure of vortex zones between periodic superficially located flow turbulators of a semi-circular and square cross-sectional flow. Otrazlevye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2012;9:11 - 30. (in Russ.)]
35. Lobanov I.E. Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh. Dissertatsiya na soiskanie uchenoj stepeni doktora tekhnicheskikh nauk. Moskva; 2005. 632 s. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in the channels. Doctor of technical sciences dissertation. Moscow; 2005. 632 p. (in Russ.)]
36. Lobanov I.E., Shteyn L.M. Perspektivnye teploobmennye apparaty intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva. (Obshchateoriya intensifitsirovannogo teploobmena nadlyateploobmennyykh apparatov, primenyaemykh v sovremennom metallurgicheskom proizvodstve.) V 4-khtomakh. Tom I. Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh s primeneniem osnovnykh analiticheskikh i chislennykh metodov. M.: Izdatel'stvo Assotsiatsii stroitel'nykh vuzov; 2009. 405 s. [Lobanov I.E., Shteyn L.M. Perspective heat-exchange apparatus with intensified heat-exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat-exchange for heat-exchange apparatus used in modern metallurgical production). In 4 volumes. Volume I. Mathematical modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in channels using major analytical and numeric methods. Moscow: Izdatel'stvo Assotsiatsii stroitel'nykh vuzov; 2009. 405 p. (in Russ.)]
37. Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavtsev H.A. i dr. Chislennoe modelirovanie vikhrevoi intensifikatsii teploobmena v paketakh trub. S-Pb: Sudostroenie; 2005. 398 s. [Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavtsev H.A. et al. Numerical simulation of vortex intensification of heat exchange in pipe stacks. S-Pb: Sudostroenie; 2005. 398 p. (in Russ.)]
38. Ashrafian A., Andersson H.I. Roughness Effects in Turbulent Channel Flow. Turbulence, Heat Transfer and Mass Transfer 4. New York, Wellington (UK): Begell House Inc.; 2003. P. 425 - 432.
39. Lobanov I.E., Paramonov N.V. Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri techenii v kanalakh na osnove slozhnykh modelei turbulentnogo pogrannichnogo sloya. M.: Izdatel'stvo MAI; 2011. 160 s. [Lobanov I.E., Paramonov N.V. Mathematical modeling of intensified heat transfer during flow in channels based on complex models of the turbulent boundary layer. M.: Izdatel'stvo MAI; 2011. 160 p. (in Russ.)]
40. Lobanov I.E. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena i ego stratifikatsii pri turbulentnom techenii v trubakh s turbulizatorami v shirokom diapazone geometricheskikh i rezhimnykh parametrov. Otrazlevye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2012;8:3 - 22.

[Lobanov I.E. Modeling of intensified heat exchange and its stratification under turbulent flow in pipes with turbulators in a wide range of geometric and regime parameters. Otrazhivayemye aspekty tekhnicheskikh nauk. 2012;8:3 - 22 (in Russ.)]

Сведения об авторе:

Игорь Евгеньевич Лобанов – доктор технических наук, ведущий научный сотрудник проблемной научно-исследовательской лаборатории (ПНИЛ) – 204.

Information about the author.

Igor' E.Lobanov - Dr. Sci. (Technical), Leading researcher, Problematic scientific-research Laboratory – 204.

Конфликт интересов.

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Поступила в редакцию 26.03.2018.

Принята в печать 30.05.2018.

Conflict of interest.

The author declare no conflict of interest.

Received 26.03.2018.

Accepted for publication 30.05.2018.