

Для цитирования: И.Е. Лобанов. Моделирование теплообмена на воздухе в круглых трубах с треугольными и квадратными турбулизаторами для высоких, вплоть до миллиона, критериев Рейнольдса. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2021; 48 (1): 37-50. DOI:10.21822/2073-6185-2021-48-1-37-50

For citation: I.E. Lobanov. Simulation of air heat transfer in circular pipes with triangular and square turbulence stimulators for high Reynolds criteria up to one million. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2021; 48 (1): 37-50. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2021-48-1-37-50

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ
POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING
УДК 532.517.4 : 536.24
DOI: 10.21822/2073-6185-2021-48-1-37-50

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА НА ВОЗДУХЕ В КРУГЛЫХ ТРУБАХ
С ТРЕУГОЛЬНЫМИ И КВАДРАТНЫМИ ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ДЛЯ ВЫСОКИХ,
ВПЛОТЬ ДО МИЛЛИОНА, КРИТЕРИЕВ РЕЙНОЛЬДСА

И.Е. Лобанов

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

Резюме. Цель. Математическое моделирование систем структур смерчевых зон между циклическими турбулизаторами потоков с поверхностным расположением треугольных и квадратных поперечных профилей на базе многоблочно-вычислительных технологий, основывающихся на решениях факторизованной конечно-объемной процедурой уравнений Рейнольдса (замыкающихся посредством модели переносов напряжений сдвига Ментера) и уравнений энергий (на разномасштабно-пересекающейся структурированной сетке) при высоких критериях Рейнольдса $Re=10^6$ с приведением исчерпывающего анализа соответствующих линий токов. **Метод.** Расчёты основаны на решении факторизованной конечно-объемной процедуре уравнений Рейнольдса, которые замыкаются с помощью низкорейнольдсовой модели переносов напряжений сдвига Ментера, и уравнений энергии на разномасштабно-пересекающейся структурированной сетке (ФКОМ). **Результат.** Проведены математические моделирования теплообменного процесса в прямых и круглых горизонтальных трубах с турбулизаторами с $d/D=0,95...0,90$ и $t/D=0,25...1,00$ треугольного и квадратного поперечных профилей при больших числах Рейнольдса ($Re=10^6$) на фундаменте с многоблочными вычислительными технологиями, которые основаны на решениях факторизованным и конечно-объемным алгоритмом рейнольдсовых уравнений и уравнений энергий. Получено, что относительная интенсификация теплообмена $[(Nu/Nu_{г\lambda})]_{Re=10^6}/[(Nu/Nu_{г\lambda})]_{Re=10^5}$ в круглых трубах с квадратными турбулизаторами на воздухе для больших чисел Рейнольдса ($Re=10^6$), что вполне может быть актуально в применяемых в теплообменниках каналах, может быть выше при масштабном приращении гидросопротивления, чем для несколько меньших чисел ($Re=10^5$), для относительно высоких турбулизаторов потока $d/D=0,90$ для всего рассматриваемого диапазона для параметра относительного шага между ними $t/D=0,25...1,00$ немногим более 3%; для турбулизаторов треугольных поперечных профилей аналогичные показатели примерно такие же. При более низких квадратных турбулизаторах с $d/D=0,95$ данное увеличение относительного теплообмена для больших чисел Рейнольдса ($Re=10^6$) сравнительно с меньшими числами ($Re=10^5$) не превышает 6%; для турбулизаторов треугольных поперечных профилей аналогичные показатели составляют немногим более 4%. **Вывод.** Модель может применяться для осуществления оптимизации интенсификации посредством турбулизаторов, а также управлять процессами интенсификации теплоотдачи. Для более высоких квадратных турбулизаторов и при более высоких числах Рейнольдса ограниченное повышение относительного критерия Нуссельта $Nu/Nu_{г\lambda}$ сопровождается значительным повышением относительного гидросопротивления по причине очень значительного влияния возвратных течений, которые могут натекать непосредственно на сам турбулизатор в тем большей степени, чем выше число Рейнольдса; для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохраняется и даже углубляется. **Ключевые слова:** теоретический, математический, моделирование, турбулизатор, труба, поперечное сечение, треугольный, квадратный, полукруглый, диафрагма, критерий Рейнольдса; теплоноситель, модель Ментера

SIMULATION OF AIR HEAT TRANSFER IN CIRCULAR PIPES WITH TRIANGULAR AND SQUARE TURBULENCE STIMULATORS FOR HIGH REYNOLDS CRITERIA UP TO ONE MILLION

I.E. Lobanov

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

Abstract. Objective. Conduct mathematical modeling of tornado zone structure systems between cyclic flow turbulence stimulators with the surface arrangement of triangular and square cross-sections based on multiblock computational techniques, based on solutions of the factorized finite-volume procedure of the Reynolds equations (closed through the Menter shear stress transport model) and energy equations (on a multiscale intersecting structured grid) at high Reynolds criteria $Re=10^6$ with an exhaustive analysis of the relevant current lines. **Methods.** The calculations were carried out on a mathematical foundation based on the solution of the factorized finite-volume procedure of the Reynolds equations, which are closed using the low-Reynolds Menter shear stress transport model, and the energy equations on a multiscale intersecting structured grid (factorized finite-volume procedure). **Results.** Mathematical simulations of the heat exchange process in straight and round horizontal pipes with turbulence stimulators with $d/D=0.95...0.90$ and $t/D=0.25...1.00$ of triangular and square transverse profiles with large Reynolds numbers ($Re=10^6$) on a foundation with multiblock computing technologies, which are based on solutions of factorized and finite-volume Reynolds equations and energy equations, were conducted. It was found that the relative intensification of heat transfer $[(Nu/Nu_{GL})|_{Re=10^6}]/[(Nu/Nu_{GL})|_{Re=10^5}]$ in round pipes with square air turbulence stimulators for large Reynolds numbers ($Re=10^6$), which may be relevant in the channels used in heat exchangers, could be higher with a large-scale increment of hydraulic resistance than for slightly smaller numbers ($Re=10^5$), for relatively high flow turbulence stimulators $d/D=0.90$ for the entire range under consideration for the parameter of the relative step between them $t/D=0.25...1.00$ a little more than 3%; for triangular turbulence stimulators, the cross-section profiles have similar values. For lower square turbulence stimulators with $d/D=0.95$, this increase in relative heat transfer for large Reynolds numbers ($Re=10^6$) compared to smaller numbers ($Re=10^5$) does not exceed 6%; for triangular cross-section turbulence stimulators, similar indicators are slightly more than 4%. **Conclusion.** The calculated results based on the developed model can optimize the intensification by turbulence stimulators and control the processes of heat transfer intensification. It is shown that for higher square turbulence stimulators and higher Reynolds numbers, a limited increase in the relative Nusselt criterion Nu/Nu_{GL} is accompanied by a significant increase in the relative hydro resistance due to the very significant influence of return currents, which can flow directly on the turbulence stimulator to the greater extent, the higher the Reynolds number; for triangular turbulence stimulators, the above trend persists and even deepens.

Keywords: theoretical, mathematical, modeling, turbulence stimulator, pipe, cross-section, triangular, square, semicircular, diaphragm, Reynolds criterion; coolant, Menter model

Введение. Общеизвестный и вполне практически апробированный метод смерчевой (вихревой) интенсификации теплоотдачи состоит в нанесении системы турбулизаторов на стенках омываемой поверхности канала с периодическим расположением [1,5]. Изучение структур течений с интенсификацией потока, как правило, делались экспериментальным способом [2, 5,6], однако, существующие новые расчётные исследования в данном направлении были не очень многочисленными [1-4], но только частичным образом посвящаются напрямую исследованию структуры интенсифицированных потоков; определённая часть из этих способов (к примеру, частично работы [7-9, 4]) применяют исключительно осреднённые (интегральные) приёмы к вышеуказанной задаче. В последнее время интенсивным образом получили развитие многоблочно-вычислительные технологии для решения задачи вихревых потоков теплофизики и аэромеханики, базирующиеся на пересекающейся структурированной сетке. Теоретические научные исследования для местных (локальных) и для интегральных (осреднённых) характеристик течений и теплоотдачи в каналах турбулизаторами треугольных и квадратных поперечных сечений представляются преимущественно перспективными в направлениях разработок, базирующихся на многоблочно-вычислительных технологиях со специализированными распараллеленными пакетами, специализированные направленности которых изложены ниже.

Специфичная многоблочно-вычислительная технология [1-4] основана на разномасштабно-пересекающейся структурированной сеточной совокупности, с целью высокоэффек-

тивных и уточнённых решений для нестационарной 2-х-мерной и для нестационарной 3-х-мерной задачи в отношении конвективного теплообмена в круглой прямой трубе с организованными искусственными шероховатостями в форме турбулизаторов в гомогенных рабочих средах в достаточно широких диапазонах для критерия Рейнольдса ($Re=10^4 \dots 10^6$) и для критерия Прандтля ($Pr=0,7 \dots 12$).

Постановка задачи. Основная цель настоящего научного исследования состоит в том, чтобы теоретически исследовать вихревые зоны для трубы с выступами квадратных и треугольных профилей при помощи факторизированных конечно-объёмных методов (ФКОМ-ов), которые были успешным образом апробированы в целях расчётов сходных потоков в исследованиях [1-4], в которых основное внимание было обращено на расчёты осреднённых характеристик интенсифицированных потоков и теплоотдачи.

Методы исследования. Отличительным признаком от существующих версий пакетов [1-4] следует признать то, что методологическая основа была дополнена применением периодическо-граничных условий, которые позволили оценить асимптотические показатели интенсифицированных течений и теплообмена в трубах с дискретными шероховатостями. Модифицирование позволяет поднять эффективность при вычислительных операциях для моделировании, осуществлять коррекционирование по кривизне на линии токов. Для канала с выступами детерминированию подвергаются: распределение поверхностных местных и осреднённых термических и силовых параметров (давление, трение, тепловой поток, сопротивление течению, гидравлические потери), профили скоростных составляющих, давление, температура, параметры, описывающие турбулентность потока (энергия турбулентности, вязкость турбулентная, тензорные компоненты для рейнольдсового напряжения, диссипация, генерация, и т.п.).

Первоначальная система с дифференциальными уравнениями в частных производных, т.е. уравнений Рейнольдса, Навье-Стокса, смыкается при помощи специфических модификаций в плане учёта кривизны у линий токов благодаря модели Менстера для переносов напряжений сдвига.

В математической модели расчёта гидродинамики и теплообмена в круглых трубах с периодически расположенными поверхностными турбулизаторами потока различного поперечного сечения, например, для труб с диафрагмами, рассматривается турбулентное течение ньютоновской несжимаемой жидкости с постоянными теплофизическими свойствами в отсутствии массовых сил. Осреднённое течение описывается уравнениями Рейнольдса, дополняется уравнениями неразрывности и энергии:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial t} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{T_{ij}} \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) \right]; \\ \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_i} = 0; \\ \frac{d \bar{T}}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(a + a_{T_j}) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right], \end{array} \right. \quad (1)$$

где $i, j = 1, 2, 3$; x_i, x_j – координаты; ρ – плотность; t – время; $w_i = \bar{w}_i + w_i'$,

$p = \bar{p} + p'$, $T_i = \bar{T}_i + T_i'$, – осреднённые и пульсационные составляющие скорости, давления

и температуры соответственно; μ – коэффициент динамической вязкости; $\mu_{T_{ij}}$ – коэффициенты турбулентной динамической вязкости; a – температуропроводность; a_{T_j} – коэффициент турбулентного переноса теплоты.

Для того чтобы решить данную систему уравнений, её необходимо замкнуть зависимостью коэффициента турбулентной вязкости от параметров потока.

Для k - ε -модели данная зависимость выглядит следующим образом $\nu_T = \frac{k^2}{\varepsilon}$, а для k -модели – $\nu_T = \frac{k}{\omega}$, где ν_T – коэффициент турбулентной кинематической вязкости; k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций; ε – скорость диссипации турбулентной кинетической энергии; ω – диссипация на единицу турбулентной энергии.

Для замыкания уравнений движения жидкости используется каталог двухпараметрических дифференциальных моделей турбулентности [6,7], где основные модельные зависимости модифицируются дополнительными соотношениями и наборами констант.

Модель Ментера [8,9] является сочетанием сильных сторон k - ε и k - ω -моделей, поскольку первые модели лучше описывают свойства свободных сдвиговых течений, а модели типа k - ω имеют преимущества при моделировании пристеночных течений. Модель Ментера записывается путём суперпозиции k - ε и k - ω -моделей [8,9], помноженных соответственно на весовую функцию F_1 и $(1-F_1)$.

Функция F_1 конструируется таким образом, чтобы быть равной единице на верхней границе пристенного слоя, в котором сосредоточено основное термическое сопротивление потока, и стремиться к нулю при приближении к стенке. Сшивку предполагается в области пристенного слоя. Модель Ментера позволяет учесть влияние эффектов, имеющих место при малых скоростях движения теплоносителя, и кривизны линий тока на характеристики турбулентности.

Остановимся на основных аспектах вышеуказанной модели турбулентности. Базовая оригинальная k - ω -модель турбулентности выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{d\rho k}{dt} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_{k1} \mu_T \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{d\rho \omega}{dt} = \frac{\gamma_1}{\nu_T} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \beta_1 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_{\omega1} \mu_T \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right], \end{cases} \quad (2)$$

где $\sigma_{k1}, \sigma_{\omega1}, \beta_1, \beta^*, \kappa, \gamma_1$ – набор констант для k - ω -модели, τ_{ij} – тензор Рейнольдсовых напряжений.

Трансформированная k - ε -модель записывается следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{d\rho k}{dt} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_{k2} \mu_T \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{d\rho \omega}{dt} = \frac{\gamma_2}{\nu_T} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \beta_2 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_{\omega2} \mu_T \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ + 2\rho \sigma_{\omega2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{cases} \quad (3)$$

где $\sigma_{k2}, \sigma_{\omega2}, \beta_2, \beta^*, \kappa, \gamma_2$ – набор констант для k - ε -модели,

Для вывода окончательных соотношений первое и второе уравнения систем (2) и (3) умножим на F_1 и $(1-F_1)$ соответственно. После этого соответствующие уравнения систем (2) и (3) суммируются.

В результате получим систему исходных уравнений модели Ментера:

$$\begin{cases} \frac{d\rho k}{dt} = \tau_{ij} \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_k \mu_T \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{d\rho \omega}{dt} = \frac{\gamma}{\nu_T} \tau_{ij} \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_{\omega 2} \mu_T \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}. \end{cases} \quad (4)$$

Набор констант базовой оригинальной модели $k-\omega$ (система (2)) обозначим обобщённым параметром ϕ_1 , а аналогичный набор констант трансформированной модели $k-\varepsilon$ (система (3)) — обобщённым параметром ϕ_2 , имеем в уравнениях системы (4):

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_2) \phi_2. \quad (5)$$

Для расчётов используются следующие две системы констант.

Система констант Вилкокса, обладающая высокой приемлемостью для пристеночных течений [6,7]:

$$\sigma_{k1} = 0,5; \quad \sigma_{\omega 1} = 0,5; \quad \beta_1 = 0,0750; \quad \beta^* = 0,09; \quad \kappa = 0,41; \quad \gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}. \quad (6)$$

Стандартная $k-\varepsilon$ система констант, обладающая высокой приемлемостью для свободных сдвиговых слоёв [6,7]:

$$\sigma_{k2} = 1,0; \quad \sigma_{\omega 2} = 0,856; \quad \beta_2 = 0,0828; \quad \beta^* = 0,09; \quad \kappa = 0,41; \quad \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 2} \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}. \quad (7)$$

Модель замыкается выражением для вихревой вязкости:

$$\nu_T = k / \omega. \quad (8)$$

Тензор рейнольдсовых напряжений имеет следующие составляющие:

$$\tau_{ij} = \mu_T \left(\frac{\partial \overline{w_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{w_j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \overline{w_k}}{\partial x_k} \sigma_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \sigma_{ij}. \quad (9)$$

В заключении следует определить связующую функцию F_1 , после чего вывод модели будет полностью завершён. Вблизи стенки связующая функция F_1 должна быть близка к единице в значительной пристенного слоя, чтобы сохранить желательные черты $k-\omega$ -модели. По мере отхода от стенки и приближения к границе пристенного слоя связующая функция F_1 стремится к нулю для обеспечения независимости от внешних условий, что характерно для $k-\varepsilon$ -модели. Оптимальный вид связующей функции имеет следующий вид [6]:

$$F_1 = \tanh \left\langle \left(\min \left\{ \max \left[\frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}; \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right]; \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{\max \left[2 \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-20} \right] y^2} \right\} \right)^4 \right\rangle. \quad (10)$$

Данные про управляющие уравнения и оптимальные граничные условия можно почерпнуть в работе [10]. Применяются процедуры для коррекций давлений и для коррекций средне-массовых температур, которые основываются на периодичности оригинальных граничных условиях. Методологии для решений относительно основополагающих уравнений базируются на процедуре коррекций давлений, которые основываются на схематичном расщеплении по различным физическим процессам. Методические подосновы перспективных расчётных инструментов – это многоблочно-вычислительная технология, которая базируется на применении

пересекающейся разномасштабной структурированной сетки, связанной с восприятием специфических элементов структур смерчевых (вихревых) течений и распределением температурных полей, обеспечивающая необходимую точность и повышенную эффективность, что сравнимо с применением адаптивной сетки.

Аналогичные многочисленные исследования интенсифицированного теплообмена в трубе и канале с турбулизаторами для меньших критериев Рейнольдса были выполнены в [20-29].

Первостепенное внимание необходимо обратить как на местные, так и осреднённые параметры, относящиеся к конвективной теплоотдаче, включая в себя составляющие (профили) скоростей, потери на прокачку теплоносителя, среднюю по выделенным площадкам участков канальных стенок теплоотдачу; расчётным результатам в отношении турбулентных характеристик в членах в уравнениях для пульсационной турбулентной энергии (конвективный перенос, генерация, диффузионный перенос, диссипация,). В системах при внешнем (наружном) обтекании с прямоугольными (квадратными) выступами аналогичный способ ранее применялся, например, в исследовании [11].

В общем виде, основной задачей для настоящей статьи является: на базе анализа относительно вихревых зон в канальных системах с треугольными и квадратными турбулизаторами выявить уровень относительной интенсификации теплообмена для повышенных ($Re=10^6$) критериях Рейнольдса. Для цели оптимального применения отрывной зоны возникает необходимость знания механизма её взаимодействия с основными турбулентными потоками, а также механизмы процессов непосредственно в отрывных зонах, которые являются весьма сложными. В качественном отношении на базе экспериментального материала эти процессы были выявлены в следующей степени: есть возможность целенаправленного использования вихревых зон для интенсифицирования теплоотдачи в каналах [5, 6].

В статье исследуются преимущественно интересные случаи для использования расположенных периодически и поверхностным образом выступов квадратных и треугольных профильных сечений в круглых и прямых трубах, т.е. объект исследования [5, 6]; конкретно: $t/D=0,25...1,00$; $d/D=0,94...0,90$; $Re=10^5...10^6$; $Pr=0,72$; (d и D — меньший и больший внутренние диаметры труб с выступами соответственно; t — шаги между выступами).

Поперечные сечения и расчётная сетка для прямых и круглых прямых труб с выступами (рёбрами) с поверхностным и поперечным установлением для течений с квадратными, треугольными и полукруглыми поперечными профилями показаны на рис. 1. В данной статье были рассмотрены выступы квадратных и треугольных профильных сечений, т.к. именно эти выступы являются наиболее характерными при исследовании смерчевых (вихревых) зон в целях интенсифицирования теплоотдачи.

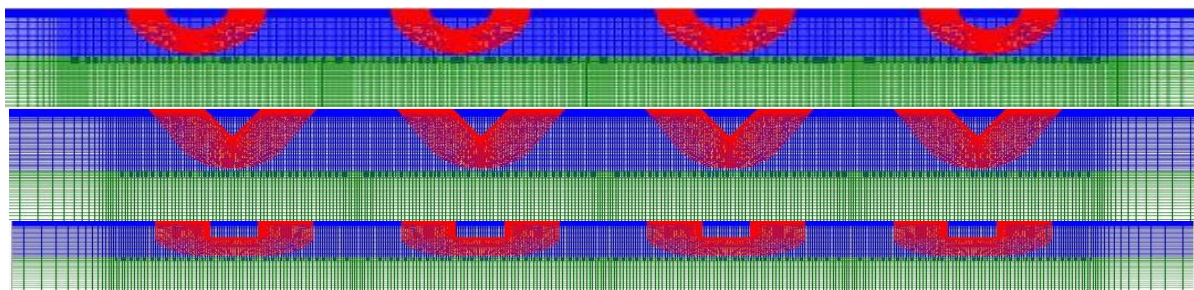


Рис. 1. Сетки труб, состоящие из количества секций с срединным расположенным полукруглых (верхний рисунок), треугольных (средний рисунок) и квадратных (нижний рисунок) турбулизаторов, входной и выходной участков которой гладкотрубные

Fig. 1. Grids of pipes, consisting of a number of sections with a middle located semicircular (top figure), triangular (middle figure) and square (bottom figure) turbulators, the inlet and outlet sections of which are smooth-tube

Обсуждение результатов. Проведено исследование структур для искусственно турбулизированных потоков в каналах с турбулизаторами квадратного и треугольного профилей для

высоких критериев Рейнольдса $Re=10^6$ и их относительными высотами $d/d=0,90...0,95$ и относительными шагами между ними $t/d=0,25...1,00$. В более ранних исследованиях (например, в [12, 13] и т.п.) в плане структуры потока были рассмотрены квадратные турбулизаторы с $d/D=0,94$ и $t/D=1,00$ при максимальном рассматриваемом числе Рейнольдса $Re=10^5$ как качественно характерные.

Для более высоких чисел Рейнольдса ($Re=10^6$) структура потока исследовалась для полукруглых турбулизаторов (например, в [14, 15] и т.п.). Для квадратных турбулизаторов аналогичные исследования были выполнены в работе [30]. Характер линий тока для квадратных и треугольных турбулизаторов будет качественно отличаться от полукруглых, следовательно, актуально исследование структуры потока для этих условий, основываясь на вышеупомянутых предыдущих расчётных работах, в которых были проанализированы структуры соответствующих вихревых зон. После вышеприведённого анализа следует перейти к сравнительному анализу вихревых зон для треугольных и квадратных турбулизаторов с прочими равными условиями, но для более высоких чисел Рейнольдса $Re=10^6$ и $Re=10^5$.

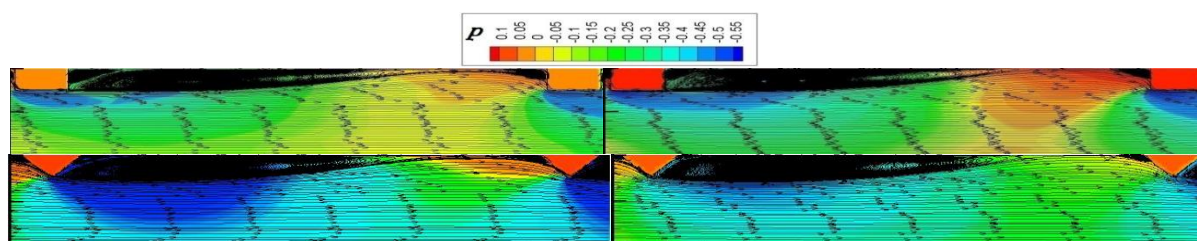


Рис. 2. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений при $Re=10^5$ (верхние рисунки) и $Re=10^6$ (нижние рисунки); $d/D=0,95$; $t/D=0,25$ на воздухе
 Fig. 2. Comparison of current lines for a pipe with turbulators of square and triangular cross-sections at $Re = 105$ (upper figures) and $Re = 106$ (lower figures); $d / D = 0.95$; $t / D = 0.25$ in air

Для этой цели на рис. 2 приведено сравнение линий токов для трубы с относительно низкими турбулизаторами треугольных и квадратных поперечного сечения при $Re=10^5$ (верхние рисунки) и $Re=10^6$ (нижние рисунки), $d/D=0,95$, $t/D=0,25$ для воздуха. Из рис. 2 хорошо видно, что точки присоединения для обоих случаев расположены примерно на одинаковых расстояниях от квадратного турбулизатора; для них главные вихри в обоих случаях сохраняют внешние размеры, но внутри главных вихрей происходит качественная деформация при наращивании критерия Рейнольдса с $Re=10^5$ до и $Re=10^6$ (рис. 2).

Для треугольных турбулизаторов точки присоединения также расположены примерно на одном и том же расстоянии от турбулизаторов, но качественная деформация основного вихря ещё сильнее выражена, чем у квадратных турбулизаторов: он деформируется сильнее при наращивании критерия Рейнольдса с $Re=10^5$ до и $Re=10^6$ (рис. 2) как в сторону ядра потока, так и направлении угловых вихрей.

Понятно, что деформация главного вихря в основной поток обуславливает повышенное гидросопротивление для треугольных турбулизаторов по отношению к квадратным. Деформация угловых вихрей: видно, что угловой вихрь после квадратного турбулизатора уменьшается с повышением числа Рейнольдса, т.е. имеет место выдавливание главным вихрем этого углового вихря в сторону стенки. Что касается углового вихря до квадратного турбулизатора, то он также уменьшается с увеличением числа Рейнольдса, но в меньшей мере; точка отрыва смещается с увеличением числа Рейнольдса несколько ближе к турбулизатору. Для треугольных турбулизаторов подобные тенденции ещё более выражены: угловые вихри уменьшаются ещё сильнее, особенно вихрь за треугольным турбулизатором. При приращении относительного шага между отдельными турбулизаторами квадратного профиля ($t/D=0,50$) имеет место (рис. 3) увеличение основного вихря в основной поток; точка присоединения для случаев с $Re=10^5$ и $Re=10^6$ находится приблизительно на том же расстоянии от турбулизатора. Для треугольных турбулизаторов подобная тенденция сохраняется (рис. 3).

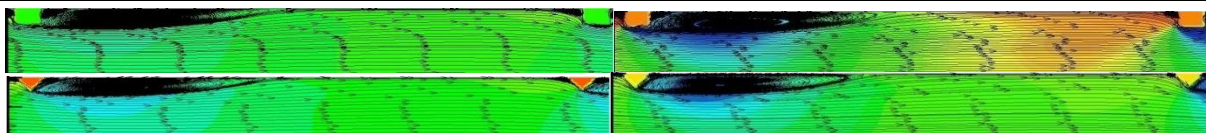


Рис. 3. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений при $Re=10^5$ (левые рисунки) и $Re=10^6$ (правые рисунки); $d/D=0,95$; $t/D=0,50$ на воздухе

Fig. 3. Comparison of current lines for a pipe with turbulators of square and triangular cross-sections at $Re = 105$ (left figures) and $Re = 106$ (right figures); $d / D = 0.95$; $t / D = 0.50$ in air

Вихрь над квадратным турбулизатором при приращении критерия Рейнольдса сдвигается против течения, что и обуславливает больший выход главного вихря в основной поток. Угловой вихрь до квадратного турбулизатора при приращении критерия Рейнольдса до $Re=10^6$ становится уже значительно меньшим, чем для случая с $Re=10^5$, а точка отрыва базируется заметно ближе к турбулизатору, даже в большей степени, чем для аналогичного случая с $t/D=0,50$. Для углового вихря после квадратного турбулизатора имеет место его уменьшение, а точка присоединения располагается ближе к турбулизатору приращении критерия Рейнольдса. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция даже усиливается, и угловые вихри выдавливаются основным вихрём в ещё большей степени, чем для квадратных турбулизаторов.

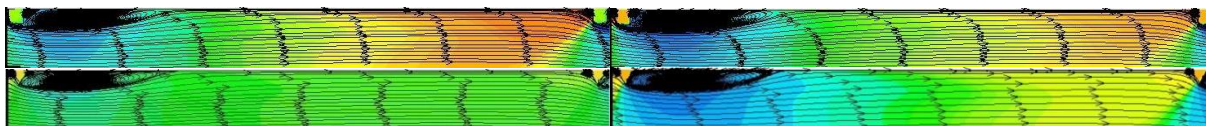


Рис. 4. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений при $Re=10^5$ (левые рисунки) и $Re=10^6$ (правые рисунки); $d/D=0,95$; $t/D=1,00$ на воздухе

Fig. 4. Comparison of current lines for a pipe with turbulators of square and triangular cross-sections at $Re = 105$ (left figures) and $Re = 106$ (right figures); $d / D = 0.95$; $t / D = 1.00$ in air

Для больших относительных (безразмерных) шагов между турбулизаторами квадратного профиля на рис. 4. приведено сравнение по линиям токов для труб с относительно низкими турбулизаторами квадратного и треугольного поперечных сечений при $Re=10^5$ (верхние рисунки) и $Re=10^6$ (нижние рисунки), $d/D=0,95$, $t/D=1,00$ для воздуха. Как видно из рис. 4., что точки присоединения для обоих случаев расположены примерно на одинаковых расстояниях от треугольного и квадратного турбулизаторов, но главный вихрь будет деформироваться при приращении критериев Рейнольдса. При приращении критериев Рейнольдса до $Re=10^6$ основной вихрь будет смещаться в сторону ядра потока (рис. 4). До квадратного турбулизатора точка отрыва смещается в сторону течения, а высота углового вихря ещё больше уменьшается. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция только усиливается: точка отрыва располагается ещё ближе за турбулизатором, а высота вихря становится ещё меньше.

Угловой вихрь после квадратного турбулизатора ещё более выдавливается основным потоком к стенке при приращении критериев Рейнольдса. Вихрь над квадратным турбулизатором заметно смещается против течения, что приводит к тому, что главный вихрь больше выходит в сторону ядра потока - последнее обстоятельство обуславливает увеличение гидравлического сопротивления. Для турбулизаторов с треугольным поперечным профилем выдавливание основным вихрём углового вихря после турбулизатора становится ещё большим. Выход главного вихря в ядра основных потоков при $Re=10^6$ для турбулизаторов треугольного профиля сравнимым с квадратными, поэтому и их гидравлические сопротивления становятся сравнимыми.

Сравнение по линиям токов для труб с относительно высокими турбулизаторами треугольного и квадратного поперечных сечений при $Re=10^5$ (верхние рисунки) и $Re=10^6$ (нижние рисунки), $d/D=0,90$, $t/D=0,25$ для воздуха приведено на рис. 5. Деформация главного вихря для квадратных турбулизаторов при приращении критериев Рейнольдса происходит также за счёт выдавливания углового вихря за турбулизатором.

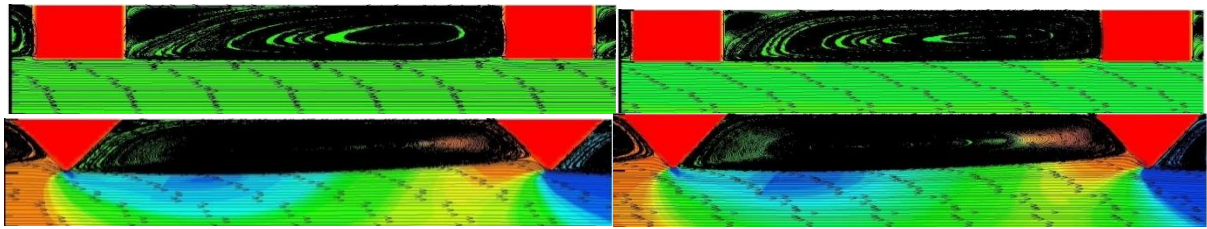


Рис. 5. Сравнение линий токов для труб с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений при $Re=10^5$ (левые рисунки) и $Re=10^6$ (правые рисунки); $d/D=0,90$; $t/D=0,25$ на воздухе
Fig. 5. Comparison of current lines for pipes with turbulators of square and triangular cross-sections at $Re = 10^5$ (left figures) and $Re = 10^6$ (right figures); $d / D = 0.90$; $t / D = 0.25$ in air

Для более высоких квадратных турбулизаторов угловой вихрь достигает больших размеров, чем для низких; для турбулизаторов треугольного профиля вышеуказанная тенденция менее выражена (рис. 5).

Выдавливание основным вихрём угловых вихрей более выражено для высоких турбулизаторов, чем для низких - для треугольных турбулизаторов это ещё более выражено, чем для квадратных. Угловой вихрь до турбулизатора для высоких квадратных турбулизаторов выдавливается почти совсем, в отличие от низких; для треугольных турбулизаторов это выдавливание выражено ещё сильнее. Над квадратным турбулизатором не возникает вихрей, как для малых, так и для больших турбулизаторов. Присоединение основного вихря к последующему треугольному турбулизатору происходит гораздо ближе к стенке, чем у квадратных турбулизаторов, у которых это присоединение расположено почти в верхней точке последующего квадратного турбулизатора.

При наращивании относительных (безразмерных) шагов между турбулизаторами ($t/D=0,50$) для высоких квадратных турбулизаторов также имеет место (рис. 6) увеличение основного вихря в основной поток, и точка присоединения для случаев с $Re=10^5$ и $Re=10^6$ находится приблизительно на том же расстоянии от турбулизатора. Для турбулизаторов треугольного профиля данная тенденция сохраняется (рис. 6).

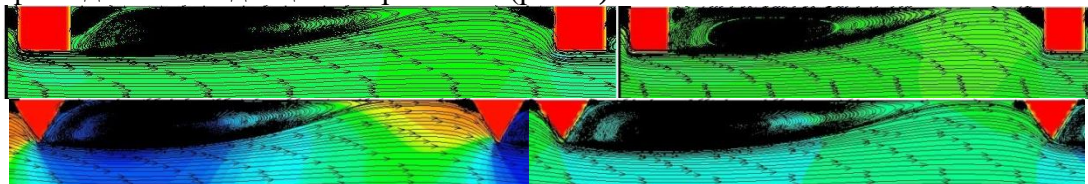


Рис. 6. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений при $Re=10^5$ (левые рисунки) и $Re=10^6$ (правые рисунки); $d/D=0,90$; $t/D=0,50$ на воздухе.
Fig. 6. Comparison of current lines for a pipe with turbulators of square and triangular cross-sections at $Re = 10^5$ (left figures) and $Re = 10^6$ (right figures); $d / D = 0.90$; $t / D = 0.50$ in air

Угловой вихрь за квадратным турбулизатором деформируется в значительной степени при приращении критериев Рейнольдса, а точка отрыва расположена гораздо ближе к квадратному турбулизатору, а вихрь над квадратным турбулизатором почти не наблюдается. Для треугольных турбулизаторов угловой вихрь за турбулизатором при приращении критерия Рейнольдса уменьшается очень значительно, гораздо сильнее, чем для квадратных турбулизаторов.

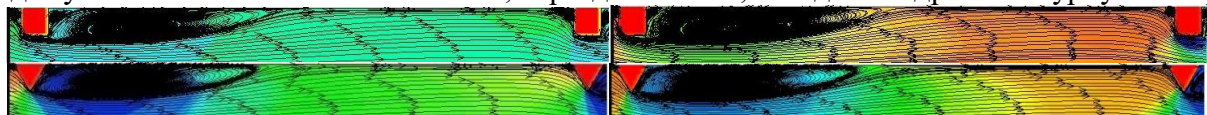


Рис. 7. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений при $Re=10^5$ (левые рисунки) и $Re=10^6$ (правые рисунки); $d/D=0,90$; $t/D=1,00$ на воздухе
Fig.7. Comparison of current lines for pipes with turbulators of square and triangular cross-sections at $Re = 10^5$ (left figures) and $Re = 10^6$ (right figures); $d / D = 0.90$; $t / D = 1.00$ in air

Вышесказанное не увеличивает гидравлического сопротивления в случае квадратных турбулизаторов, в отличие от случая, когда вихрь над турбулизатором генерируется. Угловой вихрь до квадратного турбулизатора незначительно уменьшается, но точка отрыва располагает-

ся заметно ближе в сторону потока при приращении критериев Рейнольдса. Для турбулизаторов треугольного профиля эта тенденция ещё сильнее проявляется: угловой вихрь до треугольного турбулизатора уменьшается значительно, а точка отрыва располагается ещё ближе в сторону направления потока, чем для турбулизаторов квадратного профиля.

Для больших относительных (безразмерных) шагов между относительно высокими турбулизаторами треугольного и квадратного поперечных сечений были рассчитаны линии тока для труб при $Re=10^5$ и $Re=10^6$, $d/D=0,90$, $t/D=1,00$ для воздуха. Здесь также имеет место деформация главного вихря при приращении критериев Рейнольдса по причине выдавливания углового вихря за квадратным турбулизатором. Для треугольных турбулизаторов это выдавливание ещё более усиливается - при $Re=10^6$ углового вихря вообще не наблюдается. Расчётные точки присоединений потоков за квадратным турбулизатором для случая с более высокими числами Рейнольдса уже будут располагаться определённо ближе к турбулизатору, чем для случая с меньшими числами Рейнольдса, т.е. будут смещаться против направления течения, что приводит к снижению интенсификации теплообмена. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохранится. Угловой вихрь за квадратным турбулизатором при больших числах Рейнольдса значительно меньше, чем при меньших, что обусловлено его выдавливанием за счёт основного течения. Кроме того, точка присоединения углового вихря за квадратным турбулизатором также ощутимо смещается против направления основного течения, что несколько увеличивает гидросопротивление. За треугольным турбулизатором угловой вихрь при приращении критериев Рейнольдса до $Re=10^6$ вообще нивелируется, т.е. выдавливается практически полностью основным вихрём, что несколько снижает гидросопротивление.

Вихрь над квадратным турбулизатором несколько увеличивается в размерах, немного сдвигается против направления течения и распространяется в сторону ядра потока, что обуславливает ощутимое увеличение гидравлического сопротивления. Для турбулизаторов треугольных поперечных профилей при приращении критериев Рейнольдса вплоть до $Re=10^6$ происходит большее внедрение главного вихря в ядро течения, линии тока располагаются под большим углом к оси потока, что увеличивает гидросопротивление канала. Следовательно, на основе анализа линий тока можно резюмировать, что при больших числах Рейнольдса $Re=10^6$ и $d/D=0,95...0,90$ и $t/D=0,25...1,0$ для квадратных турбулизаторов, в отличие от полукруглых [14-19], увеличение относительной интенсификации теплообмена довольно невелико, поскольку имеет место смещение точки отрыва против течения, и сопровождается оно сравнительно масштабным ростом гидравлического сопротивления, вследствие того, что главный вихрь значительно деформируется и распространяется в ядро потока, в том числе, за счёт увеличения вихря над турбулизатором. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохранится, но в меньшей степени, чем для квадратных турбулизаторов, т.е. треугольные турбулизаторы в этом смысле будут занимать промежуточное положение между полукруглыми и квадратными турбулизаторами.

Определено влияние структур с вихревыми зонами между периодическими турбулизаторами потока и поверхностным расположением квадратного и треугольного поперечных профилей на интегральные (осреднённые) характеристики потока и теплообмена ($Re=10^6$; $d/D=0,90...0,95$; $t/D=0,25...1,00$).

В результате проведённых численных расчётов ранее были получены локальные (местные) и осреднённые (интегральные) характеристики течения и теплообмена в прямых круглых горизонтальных трубах с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных профилей [1-9] для чисел Рейнольдса $Re \leq 10^5$. Основной целью данной работы является выявление тех аспектов, которые ещё не были ранее раскрыты для чисел Рейнольдса вплоть до $Re \leq 10^6$. Как показали расчёты, относительная интенсификация теплообмена $Nu/Nu_{г\lambda}$ для круглых и прямых труб с относительно низкими квадратными турбулизаторами для $d/D=0,95$, $t/D=0,25$ при $Re=10^6$ практически на 5,6% выше, чем при $Re=10^5$ с прочими равными условиями; для $t/D=0,50$ этот относительный интенсифицированный теплообмен выше примерно на 4,6%; для $t/D=1,00$ данное увеличение относительного теплообмена ещё меньше и составляет всего порядка 3,7%. Для

треугольных турбулизаторов данные показатели составляют соответственно: 4,1%, 3,5% и 3,1%, т.е. оно определённо ниже, чем для квадратных турбулизаторов.

Расчётная, относительная интенсификация теплообмена $Nu/Nu_{ГЛ}$ для круглых и прямых труб с относительно высокими квадратными турбулизаторами для $d/D=0,90$, $t/D=0,25$ при $Re=10^6$ практически на 3,1% выше, чем при $Re=10^5$ с прочими равными условиями; для $t/D=0,50$ этот относительный интенсифицированный теплообмен выше примерно на 2,4%; для $t/D=1,00$ данное увеличение относительного теплообмена ещё меньше и составляет всего порядка 1,7%. Для треугольных турбулизаторов данные показатели составляют соответственно: 3,1%, 1,7% и 0,2%, т.е. оно определённо ниже, чем для квадратных турбулизаторов, причём оно ещё ниже соответствующих показателей для относительно низких турбулизаторов. Вышеуказанные параметры интенсификации теплообмена для квадратных турбулизаторов определённо меньше, чем для полукруглых турбулизаторов [14, 19]); для треугольных турбулизаторов эти параметры ещё ниже, несмотря на то, что по отношению к гладкой трубе с прочими равными условиями оносительный теплообмен будет больше.

Таким образом, для рассматриваемых условий для квадратных турбулизаторов ($Pr=0,72$, $Re \leq 10^6$, $d/D=0,95...0,90$, $t/D=0,25...1,00$) увеличение относительного интенсифицированного теплообмена $Nu/Nu_{ГЛ}$ при увеличении числа Рейнольдса с $Re=10^5$ до $Re=10^6$ с прочими равными условиями относительно невелико, в особенности для открытых впадин (классификация, сгенерированная в работах [4, 7-9, 12, 13]) при $t/D=1,00$. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохраняется, но показатели $(Nu/Nu_{ГЛ})|_{Re=10^6}$ для треугольных турбулизаторов несколько выше, чем для квадратных турбулизаторов.

Как видно из вышепредставленных картин вихревых зон для турбулизаторов данного вида, превалирование переноса импульса над переносом теплоты при больших числах Рейнольдса $Re=10^6$ довольно велико, поскольку возвратные течения довольно существенны, имеет место выход главного вихря в ядра потоков, что значительно увеличивает гидравлическое сопротивление. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция менее выражена, чем для квадратных турбулизаторов: возвратные течения менее выражены, могут даже практически полностью выдавливаться; выход главного вихря в ядра потоков тоже довольно существенный, что также обуславливает высокое гидросопротивление.

Следовательно, на основе анализа вихревых (смерчевых) зон между турбулизаторами квадратных и треугольных профилей было показано, что для более высоких квадратных турбулизаторов и при более высоких числах Рейнольдса незначительное возрастание относительного критерия Нуссельта $Nu/Nu_{ГЛ}$ сопровождается значительным повышением относительного гидросопротивления по причине очень значительного влияния возвратных течений, которые могут натекал непосредственно на сам турбулизатор в тем большей степени, чем выше число Рейнольдса; для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохраняется и даже углубляется.

Вывод. В статье были проведены результаты математического моделирования теплообменного процесса в прямых и круглых горизонтальных трубах с турбулизаторами с $d/D=0,95...0,90$ и $t/D=0,25...1,00$ треугольных и квадратного поперечных профилей при больших числах Рейнольдса ($Re=10^6$) на фундаменте с многоблочно-вычислительными технологиями, которые основаны на решениях посредством конечно-объёмной и факторизованной процедуре уравнений Рейнольдса, а ткже уравнений энергии.

Установлено, что относительная интенсификация теплообмена $[(Nu/Nu_{ГЛ})|_{Re=10^6}]/[(Nu/Nu_{ГЛ})|_{Re=10^5}]$ в круглых трубах с квадратными турбулизаторами на воздухе для больших чисел Рейнольдса ($Re=10^6$), что вполне может быть актуально в применяемых в теплообменниках каналах, может быть выше при масштабном приращении гидравлического сопротивления, чем для немного меньших чисел ($Re=10^5$), для относительно высоких турбулизаторов потока $d/D=0,90$ для всего рассматриваемого диапазона для параметра безразмерных шагов между ними $t/D=0,25...1,00$ немногим более 3%; для турбулизаторов треугольных поперечных профилей аналогичные показатели примерно такие же. При более низких квадратных турбули-

заторах с $d/D=0,95$ данное увеличение относительного теплообмена для больших чисел Рейнольдса ($Re=10^6$) сравнительно с меньшими числами ($Re=10^5$) не превышает 6%; для турбулизаторов треугольных поперечных профилей аналогичные показатели составляют немногим более 4%. Для всего рассматриваемого исследуемого диапазона относительная интенсификация выше для малых шагов, чем для больших при аналогичных одинаковых условиях как для квадратных, так и для треугольных турбулизаторов.

Библиографический список:

1. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. М.: МЭИ, 2003. Т.1. С. 57—60.
2. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Вестник МАИ. 2004. Т. 11. № 2. С. 28—35.
3. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодически расположенными поверхностными турбулизаторами потока // Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43. № 2. С. 223230.
4. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дисс. на соиск. ученой степени докт. техн. наук. М., 2005. 632 с.
5. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с.
6. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
7. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том I. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением основных аналитических и численных методов. М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2009. 405 с.
8. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том II. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением неосновных аналитических и численных методов. М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2010. 290 с.
9. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том III. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением многослойных, супермногослойных и композитных моделей турбулентного пограничного слоя. М.: МГАКХиС, 2010. 296 с.
10. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А.Быстров, С.А.Исаев, Н.А.Кудрявцев, А.И.Леонтьев. СПб: Судостроение, 2005. 398 с.
11. 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. pp. 425—432.
12. 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.
13. 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.
14. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса // Отраслевые аспекты технических наук. 2013. № 9. С. 8—18.
15. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена и потока в круглых трубах с относительно высокими выступами полукруглого поперечного сечения при течении воздуха при больших числах Рейнольдса // Электронный периодический рецензируемый научный журнал "SCI-ARTICLE.RU". 2019. № 71 (июль). С. 63—76.
16. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса // Отраслевые аспекты технических наук. 2013. № 9. С. 818.
17. Лобанов И.Е. Теоретическое математическое моделирование течения и теплообмена в прямых круглых трубах с турбулизаторами полукруглого поперечного сечения, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса // Веб-портал профессионального сетевого педагогического сообщества "Ped-library.ru". 2019. Режим доступа: <https://ped-library.ru/1548529792>.
18. Лобанов И.Е. Математическое низкорейнольдсовое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами на воздухе при больших числах Рейнольдса // Инновационные подходы в отраслях и сферах. 2019. Том № 4. Выпуск № 2 (февраль, 2019).
19. Лобанов И.Е. Теория теплообмена в трубах с турбулизаторами при $d/D=0,95 \div 0,90$ и $t/D=0,25 \div 1,00$, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса $Re=1000000$ // Веб-портал профессионального сетевого педагогического сообщества "Ped-library.ru". 2019. Режим доступа: <https://ped-library.ru/1561232054>.
20. Менялкина Е.Н. Исследование влияния формы оребрения на динамику потока и сопротивление канала // Альманах современной науки и образования. 2017. № 4—5 (118). С. 65—68.
21. Manca O., Nardini S., Ricci D. Numerical Analysis of Water Forced Convection in Channels with Differently Shaped Transverse Ribs // Journal of Applied Mathematics. 2011. DOI: 10.1155/2011/323485.
22. Tong-Miin Liou, Hwang J.J., Chen S.H. Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1993. № 36(2). pp. 507—517. DOI: 10.1016/0017-9310(93)80025-P.
23. Ricci D., Manca O., Manca S., Nardini S. Two-Dimensional Numerical Investigation on Forced Convection in Channels With Transversal Ribs // Conference: ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2009. 2009. DOI: 10.1115/IMECE2009-11203.
24. Chaube A., Sahu P.K., Solanki S.C., Sharma P.B. Effect of Artificial Roughness on Convective Heat Transfer // 40th Thermophysics Conference. 2008. DOI: 10.2514/6.2008-3810.
25. Ahn S.W., Son K.P. An investigation on friction factors and heat transfer coefficients in a rectangular duct with surface roughness // KSME International Journal. 2002. № 16(4). pp. 549—556.
26. Kant K., Qayoum A. Numerical investigations of fluid flow and heat transfer in a ribbed heated duct with variable aspect ratios // Recent Trends in Fluid Mechanics. 2016. V. 3. Iss. 1. pp. 23—37.
27. Kim J.-H., Heo Sung-Hoo J.-N., Jeeyoung S. Numerical analysis on heat transfer and pressure drop characteristics in a horizontal channel

- with various ribs // DOI: 10.5916/jkosme.2013.37.1.40.
28. Smith E., Wayo C. Analysis of turbulent heat transfer and fluid flow in channels with various ribbed internal surfaces // *Journal of Thermal Science*. 2011. № 20(3). pp. 260-267. DOI: 10.1007/s11630-011-0468-3.
29. Naveen S., Andallib T., Manish M. Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in Rectangular Duct with Pentagonal Ribs // *Heat Transfer Engineering*. 2017. DOI: 10.1080/01457632.2017.1421135.
30. Лобанов И.Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с квадратными турбулизаторами при $d/D=0,95\div 0,90$ и $t/D=0,25\div 1,00$ на воздухе при больших числах Рейнольдса $Re=1000000$ // Веб-портал профессионального сетевого педагогического сообщества "Ped-library.ru". 2019. Режим доступа: <https://ped-library.ru/1572707532>.

References:

1. Dreytser G.A., Isayev S.A., Lobanov I.Ye. Raschet konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskimi vystupami // *Problemy gazodinamiki i teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh: Trudy XIV Shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov pod rukovodstvom akademika RAN A.I.Leont'yeva*. M.: MEI, 2003. T.1. S. 57—60. [Dreytser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions // *Problems of gas dynamics and heat and mass transfer in power plants: proceedings of the XIV of the School-seminar of young scientists and specialists under the leadership of academician A. I. Leontiev*. M.: MPEI, 2003 V. 1. pp 57—60. (In Russ)]
2. Dreytser G.A., Isayev S.A., Lobanov I.Ye. Raschet konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskimi vystupami // *Vestnik MAI*. 2004. T. 11. № 2. S. 28—35. [Dreytser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions // *Vestnik MAI*. – 2004. V. 11. № 2. pp. 28—35. (In Russ)]
3. Dreytser G.A., Isayev S.A., Lobanov I.Ye. Raschet konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskimi raspolozhennymi poverkhnostnymi rukovodstvom potoka // *Teplofizika vysokikh temperatur*. 2005. T. 43. № 2. S. 223-230. [Dreytser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodically located surface flow turbulators // *Thermophysics of high temperatures*. 2005. V. 43. № 2. pp. 223—230. (In Russ)]
4. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh: Diss. na soisk. uchenoy stepeni dokt. tekhn. nauk. M., 2005. 632 s. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of intensified heat transfer under turbulent flow in channels: Diss. on the screen. Doctor of Science degree. tech. sc. M., 2005. 632 p. (In Russ)]
5. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh. M.: Mashinostroyeniye, 1990. 208 s. [Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. Intensification of heat transfer in channels. M.: Mashinostroyeniye, 1990. 208 p. (In Russ)]
6. Effektivnyye poverkhnosti teploobmena / E.K.Kalinin, G.A.Dreytser, I.Z. Kopp i dr. M.: Energoatomizdat, 1998. 408 s. [Effective heat transfer surfaces / E.K.Kalinin, G.A.Dreytser, I.Z. Kopp et al. M.: Energoatomizdat, 1998. 408 p. (In Russ)]
7. Lobanov I.Ye., Shteyn L.M. Perspektivnyye teploobmennyye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenayemykh v sovremennoy metallurgicheskoy proizvodstve.) V 4-kh tomakh. Tom I. Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh s primeneniyyem osnovnykh analiticheskikh i chislennykh metodov. M.: Izdatel'stvo Assotsiatsii stroitel'nykh vuzov, 2009. 405 s. [Lobanov I.E., Stein L.M. Perspective heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat transfer for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume I. Mathematical modeling of intensified heat transfer in turbulent flow in channels with the use of basic analytical and numerical methods. M.: Publishing House of the Association of Construction Universities, 2009. 405 p. (In Russ)]
8. Lobanov I.Ye., Shteyn L.M. Perspektivnyye teploobmennyye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenayemykh v sovremennoy metallurgicheskoy proizvodstve.) V 4-kh tomakh. Tom II. Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh s primeneniyyem osnovnykh analiticheskikh i chislennykh metodov. M.: Izdatel'stvo Assotsiatsii stroitel'nykh vuzov, 2010. 290 s. [Lobanov I.E., Stein L.M. Perspective heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat transfer for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume II. Mathematical modeling of intensified heat transfer in turbulent flow in channels using non-basic analytical and numerical methods. M.: Publishing House of the Association of Construction Universities, 2010. 290 p. (In Russ)]
9. Lobanov I.Ye., Shteyn L.M. Perspektivnyye teploobmennyye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenayemykh v sovremennoy metallurgicheskoy proizvodstve.) V 4-kh tomakh. Tom III. Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh s primeneniyyem mnogoslownykh, supermnogoslownykh i kompaundnykh modeley turbulentnogo pogranichnogo sloya. M.: MGAKHiS, 2010. 296 s. [Lobanov I. E., Stein L. M. Perspective heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat transfer for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume III. Mathematical modeling of intensified heat transfer in turbulent flow in channels with the use of multilayer, super-multilayer and compound models of a turbulent boundary layer. M.: MGAKHiS, 2010. 296 p. (In Russ)]
10. Chislennoye modelirovaniye vikhrevoy intensifikatsii teploobmena v paketakh trub / YU.A.Bystrov, S.A.Isayev, H.A.Kudryavtsev, A.I.Leont'yev. SPb: Sudostroyeniye, 2005. 398 s. [Numerical simulation of vortex heat transfer intensification in pipe packages / Yu.A.Bystrov, S.A.Isaev, N.A.Kudryavtsev, A.I.Leontiev. St. Petersburg: Sudostroyeniye, 2005. 398 p. (In Russ)]
11. 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. pp. 425—432.
12. Lobanov I.Ye. Teoreticheskoye issledovaniye struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi, poverkhnostno raspolozhennymi turbulatorami potoka pryamougol'nogo poperechnogo secheniya // *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*. 2011. № 4. S. 64—66. [Lobanov I.E. Theoretical study of the structure of vortex zones between periodic, surface-located flow turbulators of rectangular cross-section // *Izvestiya vuzov. Aviation equipment*. 2011. № 4. pp. 64—66. (In Russ)]
13. Lobanov I.Ye. Modelirovaniye struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi poverkhnostno raspolozhennymi turbulatorami potoka pryamougol'nogo poperechnogo secheniya // *Matematicheskoye modelirovaniye*. 2012. T. 24. № 7. S. 45—58. [Lobanov I.E. Modeling of the structure of vortex zones between periodic surface-located flow turbulators of rectangular cross-section // *Mathematical modeling*. 2012. V. 24. № 7. pp. 45—58. (In Russ)]
14. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye teploobmena v trubakh s turbulatorami, a takzhe v sheroxovatykh trubakh, na vozdukh pri bol'shikh chislakh Reynol'dsa // *Otraslevyye aspekty tekhnicheskikh nauk*. 2013. № 9. S. 8—18. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with turbulators, as well as in rough pipes, in the air at large Reynolds numbers // *Branch aspects of technical sciences*. 2013. № 9. pp. 8—18. (In Russ)]
15. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye teploobmena i potoka v kruglykh trubakh s odnositel'no vysokimi vystupami polukruglogo poperechnogo secheniya pri techenii vozdukh pri bol'shikh chislakh Reynol'dsa // *Elektronnyy periodicheskiy retsenziruyemyy nauchnyy zhurnal "SCI-ARTICLE.RU"*. 2019. № 71 (iyul'). S. 63—76. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of heat transfer and flow in round pipes with relatively high projections of semicircular cross-section during air flow at large Reynolds numbers // *Electronic periodic peer-reviewed scientific journal "SCI-ARTICLE.RU"*. 2019. № 71 (July). P. 63—76. (In Russ)]
16. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye teploobmena v trubakh s turbulatorami, a takzhe v sheroxovatykh trubakh, na vozdukh pri bol'shikh chislakh Reynol'dsa // *Otraslevyye aspekty tekhnicheskikh nauk*. 2013. № 9. S. 818. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of

- heat transfer in pipes with turbulators, as well as in rough pipes, in the air at large Reynolds numbers // Branch aspects of technical sciences. 2013. № 9. pp. 8–18. (In Russ)]
17. Lobanov I.Ye. Teoreticheskoye matematicheskoye modelirovaniye techeniya i teploobmena v pryamyykh kruglykh trubakh s turbulizatorami polukruglogo poperechnogo secheniya, a takzhe v sherokhovatykh trubakh, na vozdukh pri bol'shikh chislakh Reynol'dsa // Veb-portal professional'nogo setevogo pedagogicheskogo soobshchestva "Ped-library.ru". 2019. [Lobanov I.E. Theoretical mathematical modeling of flow and heat transfer in a straight circular tubes with turbulators semi-circular cross section, as well as in rough tubes, in air at high Reynolds numbers // the Web portal of professional networking in the education community "Ped-library.ru". 2019. Access mode: <https://ped-library.ru/1548529792>. (In Russ)]
 18. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye nizkoreynol'dsovoye modelirovaniye teploobmena v trubakh s turbulizatorami na vozdukh pri bol'shikh chislakh Reynol'dsa // Innovatsionnyye podkhody v otraslyakh i sferakh. 2019. Tom № 4. Bypusk № 2 (fevral', 2019). Rezhim dostupa: <http://inf16.ru/vypusk-2-fevral-2019>. [Lobanov I.E. Mathematical low-Reynolds simulation of heat transfer in pipes with turbulators in the air at large Reynolds numbers // Innovative approaches in industries and spheres. 2019 .V. 4. Issue № 2 (February, 2019). Access mode: <http://inf16.ru/vypusk-2-fevral-2019>. (In Russ)]
 19. Lobanov I.Ye. Teoriya teploobmena v trubakh s turbulizatorami pri $d/D=0,95\div 0,90$ i $t/D=0,25\div 1,00$, a takzhe v sherokhovatykh trubakh, na vozdukh pri bol'shikh chislakh Reynol'dsa $Re=1000000$ // Veb-portal professional'nogo setevogo pedagogicheskogo soobshchestva "Ped-library.ru". 2019. [Lobanov I.E. the Theory of heat transfer in tubes with turbulators at $d/D=0,95\div 0,90$ and $t/D=0,25\div 1,00$, as well as in rough tubes, in air at high Reynolds numbers $Re=1000000$ // Web portal network professional pedagogical community "Ped-library.ru". 2019. Access mode: <https://ped-library.ru/1561232054>. (In Russ)]
 20. Menyalkina Ye.N. Issledovaniye vliyaniya formy orebreniya na dinamiku potoka i soprotivleniye kanala // Al'manakh sovremennoy nauki i obrazovaniya. 2017. № 4–5 (118). S. 65–68. [Menyalkina E.N. A study of the influence of the shape of the fins on the dynamics of the stream and the channel resistance // Almanac of modern science and education. 2017. № 4–5 (118). pp. 65–68. (In Russ)]
 21. Manca O., Nardini S., Ricci D. Numerical Analysis of Water Forced Convection in Channels with Differently Shaped Transverse Ribs // Journal of Applied Mathematics. 2011. DOI: 10.1155/2011/323485.
 22. Tong-Miin Liou, Wang J.J., Chen S.H. Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1993. № 36(2). pp. 507–517. DOI: 10.1016/0017-9310(93)80025-P.
 23. Ricci D., Manca O., Manca S., Nardini S. Two-Dimensional Numerical Investigation on Forced Convection in Channels With Transversal Ribs // Conference: ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2009. 2009. DOI: 10.1115/IMECE2009-11203.
 24. Chaube A., Sahu P.K., Solanki S.C., Sharma P.B. Effect of Artificial Roughness on Convective Heat Transfer // 40th Thermophysics Conference. 2008. DOI: 10.2514/6.2008-3810.
 25. Ahn S.W., Son K.P. An investigation on friction factors and heat transfer coefficients in a rectangular duct with surface roughness // KSME International Journal. 2002. № 16(4). pp. 549–556.
 26. Kant K., Qayoum A. Numerical investigations of fluid flow and heat transfer in a ribbed duct is heated with variable aspect ratios // Recent Trends in Fluid Mechanics. 2016. V. 3. Issue 1. pp. 23–37.
 27. Kim J.-H., Heo Sung-Hoo J.-N., Jeeyoung S. Numerical analysis on heat transfer and pressure drop characteristics in a horizontal channel with various ribs // DOI: 10.5916/jkosme.2013.37.1.40.
 28. Smith E., Wayo C. Analysis of turbulent heat transfer and fluid flow in channels with various ribbed internal surfaces // Journal of Thermal Science. 2011. № 20(3). pp. 260–267. DOI: 10.1007/s11630-011-0468-3.
 29. Naveen S., Andallib T., Manish M. Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in Rectangular Duct with Pentagonal Ribs // Heat Transfer Engineering. 2017. DOI: 10.1080/01457632.2017.1421135.
 30. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye teploobmena v trubakh s kvadratnymi turbulizatorami pri $d/D=0,95\div 0,90$ i $t/D=0,25\div 1,00$ na vozdukh pri bol'shikh chislakh Reynol'dsa $Re=1000000$ // Veb-portal professional'nogo setevogo pedagogicheskogo soobshchestva "Ped-library.ru". 2019. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of heat transfer in pipes with square turbulators at $d/D=0,95\div 0,90$ and $t/D=0,25\div 1,00$ in air at large Reynolds numbers $Re=1000000$ // Web-portal of the professional network pedagogical community "Ped-library.ru". 2019. Access mode: <https://ped-library.ru/1572707532>. (In Russ)]

Сведения об авторе:

Лобанов Игорь Евгеньевич, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник ПНИЛ-204 МА,
e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Information about the author:

Igor E. Lobanov, Dr. Sci. (Technical), Leading Researcher, PNIL-204 MA, e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Конфликт интересов.

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Поступила в редакцию 29.12.2020.

Принята в печать 01.02.2021.

Conflict of interest.

The author declare no conflict of interest.

Received 29.12.2020.

Accepted for publication 01.02.2021.