

УДК 536.24

Характеристики теплопередачи закрученной импактной воздушной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла с установленной скрученной лентой

П. Эйамса-ард¹, К. Вонгчари², К. Куннарак², М. Кумар³,
С. Эйамса-ард², М. Пимсарн⁴

¹ Университет Раджабхат Раджангариндра, Чаченгсао, Таиланд

² Технологический университет Маханакорн, Бангкок, Таиланд

³ Дехрадунский технический университет, Дехрадун Уттаракханд, Индия

⁴ Технологический институт короля Монкута, Ладкрабанг, Бангкок,
Таиланд

E-mails: Mymewloma@gmail.com; khwanchit99@gmail.com;
kengkla.k@hotmail.com; kmanoj1947@gmail.com;
smith@mut.ac.th; monsakp@yahoo.com

В представленной работе выполнена тепловая визуализация с использованием термохромной жидкокристаллической пластины для исследования и сравнения теплопередачи закрученной импактной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла со скрученной лентой (ЗИС с СЛ), закрученной импактной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла (ЗИС), и типичной импактной струи, выходящей из гладкого прямого круглого сопла (ТИС). Результаты экспериментов показали, что более сильная рециркуляция струи вблизи стенки возникает за счет закрученного потока, создаваемого тройным спирально-гофрированным соплом и скрученными ленточными вставками, и способствует уменьшению значения числа Нуссельта между зоной застоя и окружающей средой. Для струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла со скрученной лентой, среднее число Нуссельта для струй при L/d_H указывает, что величина коэффициента теплоотдачи значительно возрастает с увеличением коэффициента скручивания. Максимальное значение числа Нуссельта для ЗИС с СЛ получено при наименьшем коэффициенте скручивания ($y/W = 2$). Это, соответственно, на 5,7 и 35,5 % выше, чем для ЗИС с СЛ при $y/W = 4$ и для ТИС.

Ключевые слова: теплообменник, визуализация теплопередачи, закрученная импактная струя, тройное спирально-гофрированное сопло, скрученная лента.

Введение

Улучшение конвективной теплопередачи имеет важное значение для промышленных приложений с точки зрения энергосбережения [1 – 5]. Натекание струи — это потенциальный метод улучшения теплопередачи для быстрого процесса охлаждения и нагрева

© Эйамса-ард П., Вонгчари К., Куннарак К., Кумар М., Эйамса-ард С., Пимсарн М., 2022

пластины. Исходя из этого, импактная струя применяется в широком диапазоне инженерных/промышленных систем охлаждения и обогрева. Закрученная импактная струя является одним из самых популярных способов увеличения однородности теплопередачи по радиальной оси [6–9]. Некоторые предыдущие исследования были сосредоточены на таких факторах, как расстояние и угол натекания, расстояние между струей и пластиной (L/d), скорость течения струи, форма сопла, размер отверстия сопла и др. [1–11]. В работе [12] изучалось поле течения ограниченной закрученной струи, а в [13] — влияние закрученного потока на характеристики теплоотдачи встречных струй. Авторы [14] выявили, что закрученные импактные воздушные струи значительно увеличивают скорость охлаждения по сравнению с обычными импактными струями. Кроме того, было обнаружено, что числа Нуссельта Nu растут с увеличением числа Рейнольдса Re струи и уменьшением L/d , однако при увеличении расстояния между струями зона натекания увеличивается. В работе [15] изучались структура потока и поведение теплового поля при натекании закрученной струи. Было установлено, что радиус области натекания растет с увеличением числа закрутки. В экспериментальной работе [16] исследовалась скорость теплоотдачи закрученной импактной струи при различных числах закрутки (S_w). Автором [17] было обнаружено влияние L/d и S_w на возмущение струи и ее деформацию. В работе [18] рассматривалось влияние закрученных струй на однородность теплоотдачи. Было найдено, что закрученная струя обеспечивает более высокую интенсивность теплопередачи, чем обычная струя. С другой стороны, по мере увеличения расстояния столкновения теплообмен при натекании закрученной струи оказывался хуже, чем у типичной струи, из-за ее рассеивания. В работе [19] было показано, что закрученная струя увеличивает распределение теплопередачи до 140 % при низком числе Re . Однако при высоких числах Рейнольдса средний тепловой поток закрученных импактных струй был ниже, чем у ТИС, на 10–40 %. В работе [20] изучались характеристики теплопередачи ЗИС с использованием скрученных лент, а в [21] — влияние S_w на радиальную однородность теплопередачи. Авторы [22] исследовали передачу тепла ЗИС с помощью резьбового сопла. Было обнаружено, что завихритель эффективно увеличивает однородность теплопередачи. В работе [23] рассматривалось влияние ЗИС на теплоотдачу импактной струи при различных числах закрутки и L/d . Результаты показали, что форсунки с $S_w = 0,27–0,45$ демонстрируют лучшую теплопередачу по сравнению с типичными форсунками. В работе [24] изучалась теплопередача закрученных коаксиальных ограниченных импактных воздушных струй при различных значениях L/d и коэффициента расхода воздуха (Q^*) от 0,25 до 0,75. Было обнаружено, что высокие коэффициенты расхода воздуха (Q^*) увеличивают однородность потока воздуха и улучшают интенсивность теплообмена. Авторы [25] провели сравнительное исследование теплообмена турбулентной импактной струи в условиях закрутки, а также активных и пассивных воздействий, и показали, что частота активного возбуждения играет важную роль в скорости теплообмена, в то время как пассивное возмущение струи вызывает сильное падение давления. В работе [26] изучалась теплоотдача для случая ЗИС. Эксперимент проводился при числе закрутки $S_w = 0,77$ в диапазоне L/d от 0,5 до 4 и значениях коэффициента загромождения от 0,4 до 0,6 для чисел Рейнольдса струи Re , меняющихся от 5000 до 25000. Было обнаружено, что при низких значениях L/d закрученное движение способствовало увеличению числа Нуссельта закрученной струи на 8 % по сравнению с таковым для незакрученной импактной струи. Авторы [27] в своих исследованиях использовали гибридные и многослойные углеродные наножидкостные нанотрубки в качестве теплоносителя ЗИС.

До настоящего времени характеристики теплопередачи закрученной импактной струи, выходящей через тройное спирально-гофрированное сопло с установленной скрученной лентой, не были описаны. В представленной работе предпринята попытка восполнить этот пробел. В данном исследовании применяется сопло новой конструкции с тройным спиральным гофрированием. Характеристики теплопередачи закрученной импактной струи, исходящей из тройного спирально-гофрированного сопла с установленными скрученными лентами, были определены с помощью пластин тонкослойной хроматографии. Эксперименты охватывали диапазон расстояний $L/d_H = 2, 4$ и 6 , а число Рейнольдса составляло $Re = 10000, 15000, 20000$ и 25000 . Для сравнения результаты для ЗИС представлены совместно с результатами для ТИС, выходящей из гладкого прямого круглого сопла.

1. Экспериментальная установка

1.1. Испытательный стенд

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Она состоит из пластины или тонкого листа нержавеющей стали (1), тонкого электрического нагревателя (2), термохромного жидкокристаллического покрытия (3), диафрагменного расходомера (4), дифференциального цифрового манометра (5), цифровой камеры (6), персонального компьютера (7), тройного гофрированного спирального сопла (8), амперметра и вольтметра (9), кремниевого триодного тиристора в сочетании с регулятором температуры (10), регулируемого автотрансформатора (11), резистивных датчиков температуры (12), вентилятора высокого давления (13), обратного преобразователя (14) и теплообменника (15). Пластина имела ширину и длину 300 мм. Размер электрического нагревателя составлял 300×300 мм. Лист нагревателя из нержавеющей стали был плотно зажат и растянут между четырьмя медными шинами размером $0,3 \times 0,3$ м² и толщиной 1 мм. В экспериментах исследовались два сопла: тройное спирально-гофрированное сопло из меди с гидравлическим диаметром (d_H) 15,64 мм для создания закрученной импактной струи и обычное сопло (гладкое прямое круглое сопло или цилиндрическое сопло) диаметром 15,8 мм (d), изготовленное с помощью трехмерной печати, для создания типичной импактной струи. Гидравлический диаметр (d_H) тройного спирально-гофрированного сопла был больше диаметра гладкого прямого круглого сопла (d) на 1,02 %. Так как разница получалась незначительной, то площади поперечного сечения сопла с тройным спиральным гофром и гладкого прямого круглого сопла были приняты одинаковыми. Исходя из этого, скорости истечения газа (U) и числа Рейнольдса (Re) через оба сопла оценивались с использованием эквивалентного гидравлического диаметра.

В проводимых экспериментах окружающий воздух всасывался вентилятором высокого давления мощностью 10 л.с., а затем нагревался с помощью проволочного нагревателя, в то время как входная температура воздушной струи контролировалась на уровне 27 °С с помощью кремниевого триодного тиристора, соединенного с регулятором температуры. Электрический ток подавался через тонкий лист из нержавеющей стали (1) при постоянном тепловом потоке. Электроэнергия, подаваемая на тонкий лист из нержавеющей стали, регулировалась с помощью переменного трансформатора и измерялась с использованием точного цифрового многофункционального измерителя. Объемный расход входящей струи воздуха соответствовал числам Рейнольдса струи $Re = 10\ 000 - 25\ 000$.

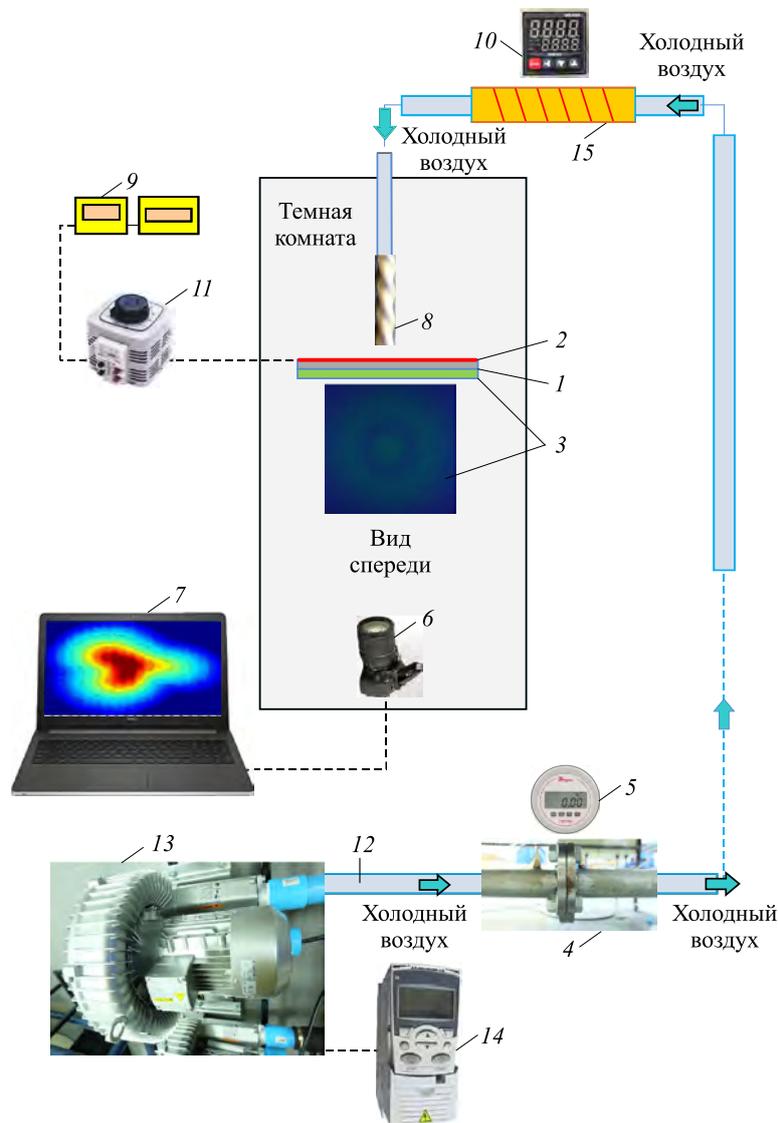


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки.

- 1 — тонкая стальная пластина, 2 — тонкий электрический нагреватель,
 3 — термохромное жидкокристаллическое покрытие,
 4 — диафрагменный расходомер, 5 — дифференциальный цифровой манометр,
 6 — цифровая камера, 7 — ПК, 8 — тройное спирально-гофрированное сопло
 9 — амперметр/вольтметр, 10 — кремниевый триодный тиристор в сочетании
 с регулятором температуры, 11 — регулируемый автотрансформатор,
 12 — резистивные датчики температуры,
 13 — вентилятор высокого давления,
 14 — обратный преобразователь, 15 — теплообменник.

Закрученная импактная струя создавалась тройным спирально-гофрированным соплом, изготовленным из меди (рис. 2). Кроме того, в это тройное спирально-гофрированное сопло устанавливалась скрученная лента для создания вихревого потока, взаимодействующего с потоком, создаваемым гофрированным соплом. Все скрученные ленты изготавливались из прямого тонкого алюминиевого листа. Они имели толщину 0,8 мм, длину 300 мм и ширину 15 мм. Ленты были скручены с двумя разными коэффициентами

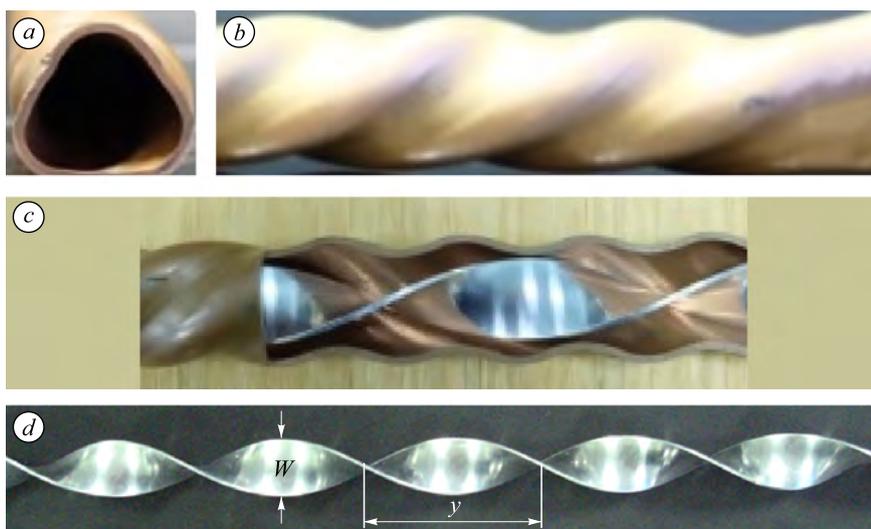


Рис. 2. Изображения (a–d) тройного спирально-гофрированного сопла с треугольным поперечным сечением.

скручивания ($y/W = 2$ и 4), как показано на рис. 2. Кроме того, для сравнения использовалась типичная импактная струя.

1.2. Предварительная обработка данных

Коэффициент теплопередачи воздушного потока (h) имеет вид:

$$h = \dot{q} / (\overline{T_w} - T_s). \quad (1)$$

Поступление тепла (\dot{q}) рассчитывается как

$$\dot{q} = I^2 R / A. \quad (2)$$

Число Нуссельта записывается следующим образом:

$$\text{Nu} = hd_H / k. \quad (3)$$

Число Рейнольдса струи на входе в сопло определяется как

$$\text{Re} = \rho U d_H / \mu. \quad (4)$$

Гидравлический диаметр (d_H) тройного спирально-гофрированного сопла записывается в виде

$$d_H = 4A/p, \quad (5)$$

где A — это площадь сечения, p — смачиваемый периметр поперечного сечения тройного спирально-гофрированного сопла.

В экспериментальной работе [28] определение погрешностей основывалось на концепциях Клайна и Мак-Клинтока. В соответствие с этим методом, в котором экспериментальные данные (P) основываются на параметрах R_1, R_2, R_3, R_4 и т. д., погрешность определяется как

$$dP = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial P}{\partial R_i} dR_i \right)^2}. \quad (6)$$

Тогда погрешность измерения скорости воздуха будет иметь вид:

$$\frac{\Delta U}{U} = \left[\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\Delta A_c}{A_c} \right)^2 \right]^{0,5}, \quad (7)$$

погрешность измерения числа Рейнольдса струи —

$$\frac{\Delta Re}{Re} = \left[\left(\frac{\Delta d_H}{d_H} \right)^2 + \left(\frac{\Delta U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \mu}{\mu} \right)^2 \right]^{0,5}, \quad (8)$$

погрешность измерения числа Нуссельта —

$$\Delta Nu = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial q_{net}} \Delta q_{net} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_w} \Delta T_w \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_b} \Delta T_b \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_a} \Delta k_a \right)^2 \right]^{0,5}. \quad (9)$$

Погрешности измерения числа Нуссельта находились в пределах $\pm 5,3\%$, что совпадает с диапазоном погрешностей из работ [29, 30].

2. Проверочный тест

Проверочный тест проводился путем сравнения результатов настоящей работы, полученных для типичной импактной струи, выходящей из круглого сопла, с результатами исследований [31, 32]. Данные представлены для расстояний между соплом и пластиной $L/d_H = 2-4$ и чисел Рейнольдса струи в диапазоне от 10000 до 25000 (рис. 3). На рисунке показано изменение среднего числа Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса для зарегистрированных случаев. Среднее число Нуссельта повышается с увеличением числа Рейнольдса. Видно, что полученные данные по числу Нуссельта имеют тенденцию, аналогичную данным работ [31, 32]. Погрешность полученных результатов относительно этих работ составляет соответственно от 14,4 до 29,7% и от 19,2 до 35,5%.

3. Результаты и обсуждение

Рассмотрим данные о влиянии закрученных импактных воздушных струй, выходящих через тройное спирально-гофрированное сопло с установленной скрученной лентой, и о влиянии типичных импактных струй на характеристики теплопередачи. Проанализируем влияние величин L/d_H и Re на теплоотдачу.

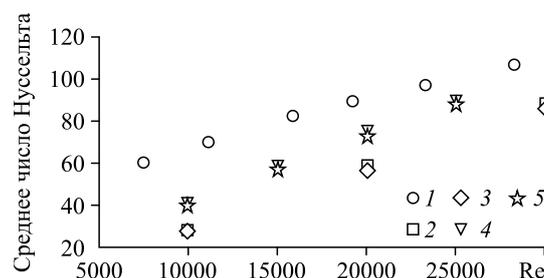


Рис. 3. Зависимость среднего числа Нуссельта от числа Рейнольдса в проверочном тесте.

1-3 — соответственно данные работ [31] для $L/d_H = 3$ (1), [32] для $L/d_H = 2$ (2) и [32] для $L/d_H = 4$ (3),
4, 5 — данные настоящей работы для $L/d_H = 2$ и 4 соответственно.

3.1. Локальная теплоотдача

В работе исследуются три вида импактных струй: закрученная импактная струя, выходящая из тройного спирально-гофрированного сопла с закрученной лентой, закрученная импактная струя, выходящая из тройного спирально-гофрированного сопла, и типичная импактная струя, выходящая из гладкого прямого круглого сопла. На рис. 4 показана контурная диаграмма распределения локального числа Нуссельта на пластине при натекании струи. Видно, что чрезвычайно низкие температуры, соответствующие большим числам Нуссельта, появляются в точках торможения. Области контакта с ТИС имеют симметричную форму. Вторичный пик теплоотдачи в ТИС имеет кольцевидную форму. Это обусловлено тем, что пластина натекания находится внутри потенциального ядра струи. Приведенные данные соответствуют переходу от низкой турбулентности в застойной зоне к турбулентной пристенной струе. Распределения числа Нуссельта в случае закрученных импактных струй имеют треугольную форму, тогда как для ЗИС с СЛ они демонстрируют неправильную форму из-за взаимодействия закрученного потока, индуцированного тройным спирально-гофрированным соплом, и закрученной ленты. В аналогичных условиях площади усиленного теплообмена ЗИС и ЗИС с СЛ оказались больше, чем у ТИС, вследствие растекания струи, вызванного эффектом закрутки (рис. 4*b–4d*). Результаты показывают, что закрученный поток вызывает сильную рециркуляцию струи, которая помогает подавить числа Нуссельта между зоной застоя и ее окружением, что приводит к более равномерному их распределению по сравнению с распределениями в ТИС.

3.2. Результаты по осредненной теплопередаче

3.2.1. Влияние расстояния между соплом и пластиной L/d_H

Влияние расстояния между соплом и пластиной на среднее число Нуссельта показано на рис. 5–7. При уменьшении L/d_H теплоотдача увеличивается во всех случаях, особенно для ЗИС и ЗИС с СЛ. Величины чисел Нуссельта при $L/d_H = 4$ и 6 сопоставимы, в то время как значение числа Нуссельта для системы с $L/d_H = 2$ оказалось очень высоким. Результаты можно объяснить малым значением L/d_H при высоких осевых и тангенциальных скоростях и, следовательно, более высоким импульсом до натекания. При больших расстояниях между струей и пластиной возникают значительные потери осевой и тангенциальной скоростей и, следовательно, в импульсе до натекания. Для ТИС средние числа Нуссельта струй при $L/d_H = 2$ и 4 соответственно на 12,4 и 7,4 % выше, чем при $L/d_H = 6$. Для ЗИС средние числа Нуссельта при $L/d_H = 2$ и 4 соответственно на 17,3 и 9,4 % выше, чем для $L/d_H = 6$. Для ЗИС с СЛ средние числа Нуссельта при $L/d_H = 2$ и 4 соответственно на 19,7 и 11,2 % выше, чем для $L/d_H = 6$.

3.2.2. Влияние числа Рейнольдса (Re) струи

Влияние числа Рейнольдса на среднее число Нуссельта для ТИС, ЗИС и ЗИС с СЛ показано на рис. 5–7. Очевидно, что число Нуссельта увеличивалось с возрастанием Re вследствие более массивного потока жидкости с более сильной турбулентностью, натекающего на пластину. Кроме того, влияние закрученного потока на улучшение теплопередачи

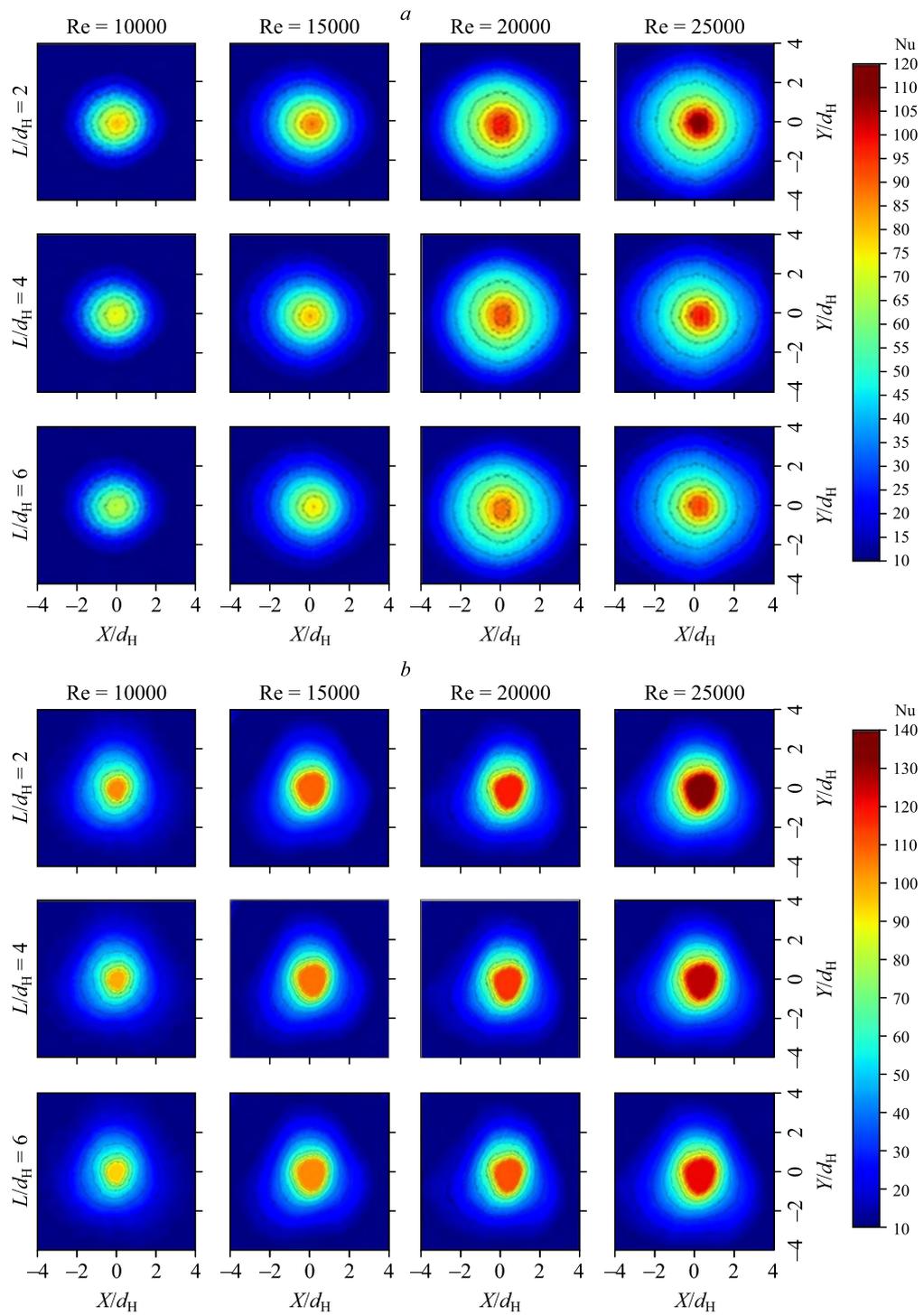


Рис. 4. Влияние L/d_H и Re на распределение числа Нуссельта при $T_j = 27^\circ\text{C}$ для ТИС (а), ЗИС (б) и ЗИС с СЛ для разных $y/W = 2$ (с) и 4 (д).

Окончание на следующей странице.

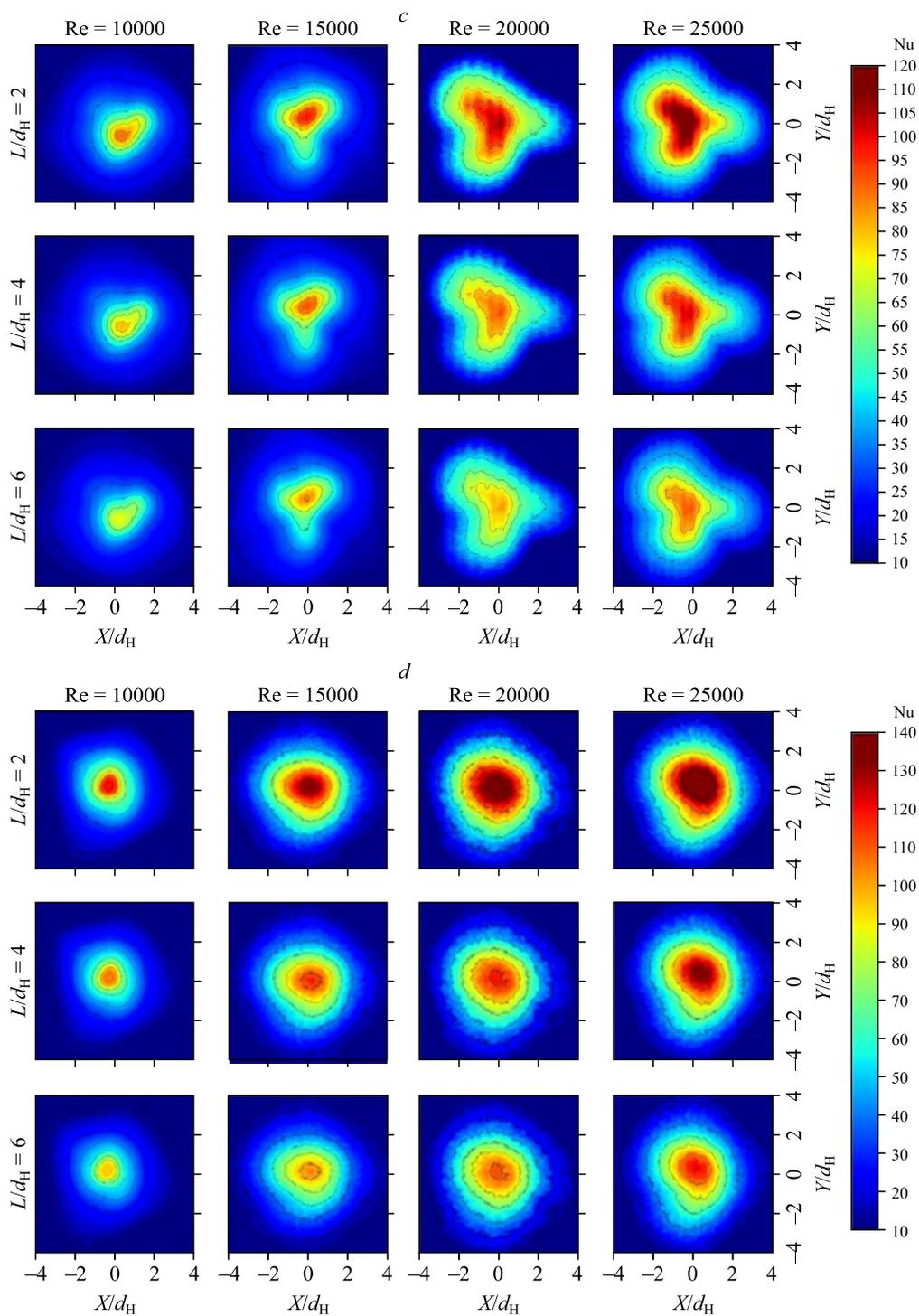


Рис. 4. Окончание.

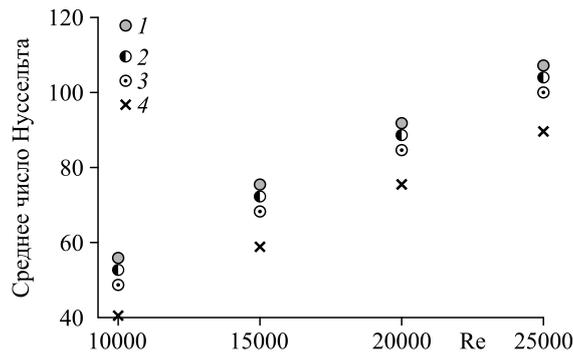


Рис. 5. Влияние закрутки импульсной воздушной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла с установленной скрученной лентой, при $y/W = 2$ (1), 4 (2), импульсной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла (3), а также влияние типичной импульсной струи (4) на среднее число Нуссельта при $L/d_H = 2$.

усиливалось по мере увеличения числа Рейнольдса. Для типичных импульсных струй средние числа Нуссельта при числе Рейнольдса 25000 оказались выше, чем при $Re = 10000, 15000, 20000$, на 113,5, 49,9 и 18,2 % соответственно. Средние числа Нуссельта для ЗИС при самом высоком Re больше, чем при $Re = 10000, 15000, 20000$, на 94,4, 44,9 и 17,5 % соответственно. Для ЗИС с СЛ средние числа Нуссельта при $Re = 25000$ больше, чем при $Re = 10000, 15000, 20000$, на 87,4, 40,3 и 16,3 % соответственно.

3.2.3. Влияние ЗИС с СЛ

Усиление теплоотдачи ЗИС с СЛ и ЗИС по сравнению с ТИС показано на рис. 5–7. В аналогичных условиях среднее число Нуссельта ЗИС выше, чем у ТИС, на 11,1–19 %. В случае ЗИС с СЛ для струй при $y/W = 2$ и 4 теплоотдача улучшилась на 13,9 и 7,8 % по сравнению с ЗИС и на 35,5 и 28,2 % по сравнению с ТИС. Установлено, что число Nu увеличивается с уменьшением y/W . Так, ЗИС с СЛ при $y/W = 2$ давала теплоотдачу на 2,8–5,7 % выше, чем при $y/W = 4$. Это можно объяснить тем, что при низком значении y/W эффект закрутки (растекания) вызывает резкое увеличение тангенциальной

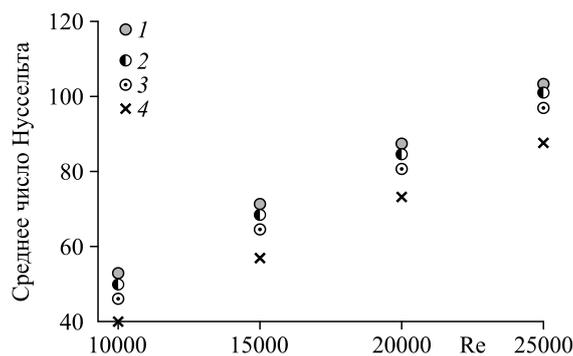


Рис. 6. Влияние закрутки импульсной воздушной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла с установленной скрученной лентой, при $y/W = 2$ (1), 4 (2), импульсной воздушной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла (3), а также влияние типичной импульсной струи (4) на среднее число Нуссельта при $L/d_H = 4$.

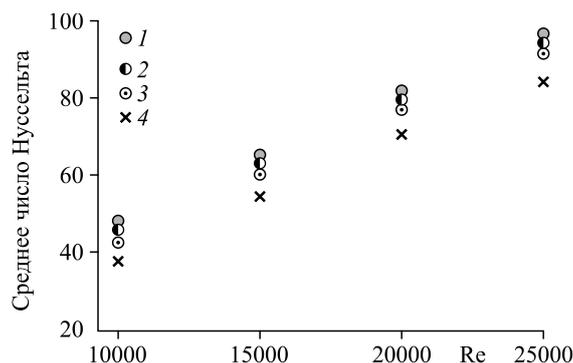


Рис. 7. Влияние закрутки импактной воздушной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла с установленной скрученной лентой при $y/W = 2$ (1), 4 (2), импактной воздушной струи, выходящей из тройного спирально-гофрированного сопла (3), а также влияние типичной импактной струи (4) на среднее число Нуссельта при $L/d_H = 6$.

скорости перед натеканием. При таком же расстоянии между струей и пластиной ЗИС с СЛ покрывают большую площадь на импактной поверхности, чем ЗИС или ТИС. Это увеличивает площадь натекания, что приводит к более высокой скорости теплопередачи на пластине.

Заключение

Исследованы закрученные импактные струи из сопла со скрученной лентой, закрученные импактные струи типичные импактные струи. Проведено сравнение их характеристик при трех значениях L/d_H (2, 4 и 6) и четырех значениях числа Re (10000, 15000, 20000, 25000). Результаты экспериментов показали, что формирование рециркуляционного потока за счет закрученной импактной струи воздуха, истекающей через тройное спирально-гофрированное сопло с установленной скрученной лентой, а также закрученной импактной струи воздуха, исходящей из тройного спирально-гофрированного сопла без скрученной ленты, помогает снизить значение числа Нуссельта между зоной застоя и окружающей средой. Для рассмотренных значений $L/d_H = 2, 4$ и 6 ЗИС с СЛ демонстрируют более высокую интенсивность теплоотдачи, чем соответствующие ЗИС и ТИС для этих же величин. Для ЗИС с СЛ средние числа Нуссельта для струй с $L/d_H = 2$ и 4 оказались выше, чем при $L/d_H = 6$ на 19,7 и 11,2 % соответственно. Показано, что число Нуссельта увеличивается с уменьшением коэффициента закручивания (y/W). Так, ЗИС с СЛ при $y/W = 2$ обеспечивали теплоотдачу на 2,8–5,7 % выше, чем при $y/W = 4$. При низком коэффициенте закручивания ($y/W = 2$) эффект закрутки (растекания) вызывает резкое увеличение тангенциальной скорости перед натеканием.

Обозначения

A — площадь теплообмена или площадь поперечного сечения тройного спирально-гофрированного сопла, m^2 ,	Q^* — коэффициент расхода воздуха,
c — сужение отверстия,	I — электрический ток, А,
d — диаметр трубы или круглого сопла, м,	k — теплопроводность, Вт/(м·К),
d_H — гидравлический диаметр тройного спирально-гофрированного сопла, м,	L — расстояние от сопла до пластины, м,
q — теплота, Дж,	m — массовый расход, кг/с,
\dot{q} — тепловой поток, Вт/ m^2 ,	Nu — число Нуссельта,
	h — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/($m^2 \cdot K$),
	T — температура, °С,
	\bar{T} — средняя температура, °С,

R — сопротивление, Ом,
 Re — число Рейнольдса,
 p — смоченный периметр поперечного сечения сопла,
 S_w — число закрутки,
 U — скорость истечения газа, м/с,
 W — ширина скрученной ленты, м,
 y — длина ленты, м.

Греческие символы

μ — динамическая вязкость воздуха, Па·с,
 ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Подстрочные символы

a — воздух,
b — объемный,
net — тепловая сеть,
s — окружающая среда,
w — стенка.

Список литературы

1. Шукла А.К., Деван А. Теплообмен и истечение при натекании плоской турбулентной струи на гладкую и оребренную поверхности // Теплофизика и аэромеханика. 2018. Т. 25, № 5. С. 747–766.
2. Ndao S., Lee H.J., Peles Y., Jensen M.K. Heat transfer enhancement from micro pin fins subjected to an impinging jet // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 5, Iss. 1–3. P. 413–421.
3. Tummers M.J., Jacobse J., Voorbrood S.G.J. Turbulent flow in the near field of a round impinging jet // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2011. Vol. 54, Iss. 23–24. P. 4939–4948.
4. Yakkatelli R., Wu Q., Fleischer A.S. A visualization study of the flow dynamics of a single round impinging jet on porous media // Experimental Thermal and Fluid Sci. 2010. Vol. 34, Iss. 8. P. 1008–1015.
5. Nuntadusit C., Wae-hayee M., Bunyajitradulya A., Eiamsa-ard S. Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 39, Iss. 1. P. 102–107.
6. Nuntadusit C., Wae-hayee M., Bunyajitradulya A., Eiamsa-ard S. Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 39, Iss. 5. P. 640–648.
7. Kanokjaruvijit K., Martinez-Botas R.F. Heat transfer correlations of perpendicularly impinging jet on a hemispherical-dimpled surface // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 53, Iss. 15. P. 3045–3056.
8. Nanan K., Wongcharee K., Nuntadusit C., Eiamsa-ard S. Forced convective heat transfer by swirling impinging jets issuing from nozzles equipped with twisted tapes // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 39, Iss. 6. P. 844–852.
9. Wongcharee K., Chuwattanakul V., Eiamsa-ard S. Heat transfer of swirling impinging jets with TiO₂-water nanofluids // Chemical Engng and Processing: Process Intensification. 2017. Vol. 114. P. 16–23.
10. Eiamsa-ard S., Nanan K., Wongcharee K. Heat transfer visualization of co/counter-dual swirling impinging jets by thermochromic liquid crystal method // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 86. P. 600–621.
11. Lee D.H., Won S.Y., Kim Y.T., Chung Y.S. Turbulent heat transfer from a flat surface to a swirling round impinging jet // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2002. Vol. 45, Iss. 1. P. 223–227.
12. Huang B., Mujumdar A.S., Douglas W.J.M. Flow characteristics of a laminar swirling impinging jet: a numerical study // Canadian J. of Chemical Engng. 1981. Vol. 59, Iss. 4. P. 423–429.
13. Ward J., Mahmood M. Heat transfer from a turbulent, swirling, impinging jet, heat transfer // Proceedings of the Intern. Heat Transfer Conf. 1982. Vol. 3. P. 401–407.
14. Huang L., El-Genk M.S. Enhanced cooling using a swirling impinging air jet // American Society of Mechanical Engineers. Heat Transfer Division (Publication) HTD303. 1995. P. 27–33.
15. Nozaki A., Igarashi Y., Hishida K. Heat transfer mechanism of a swirling impinging jet in a stagnation region // Heat Transfer — Asian Research. 2003. Vol. 32, Iss. 8. P. 663–673.
16. Yan X.T., Kalvakota R.S. Numerical analysis of local heat transfer from a flat plate to a swirling air impinging jet // American Soc. of Mechanical Engineers. Heat Transfer Division (Publication) HTD2. 2006. P. 499–506.
17. Felli M. On the hydrodynamic of an impinging swirling jet: Effect of the impingement distance and the swirl number // Proceedings of the Intern. Conf. on Offshore Mechanics and Arctic Engng. 2009. P. 469–476.

18. **Yang H.Q., Kim T.B., Lu T.J.** Characteristics of annular impinging jets with/without swirling flow by short guide vanes // *Sci. China Technological Sci.* 2011. Vol. 54. P. 749–757.
19. **Hindasageri V., Vedula R.P., Prabhu S.V.** Heat transfer distribution of swirling flame jet impinging on a flat plate using twisted tapes // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2015. Vol. 91. P. 1128–1139.
20. **Amini Y., Mokhtari M., Haghshenasfard M., Gerdroodbary M.B.** Heattransfer of swirling impinging jets ejected from nozzles with twisted tapes utilizing CFD technique // *Case Studies in Thermal Engng.* 2015. Vol. 6. P. 104–115.
21. **Ahmed Z.U., Al-Abdeli Y.M., Guzzomi F.G.** Heat transfer characteristics of swirling and non-swirling impinging turbulent jets // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2016. Vol. 102. P. 991–1003.
22. **Xu L., Lan J., Ma Y., Gao J., Li Y.** Numerical study on heat transfer by swirling impinging jets issuing from a screw-thread nozzle // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2017. Vol. 115. P. 232–237.
23. **Kumar S.S., Hindasageri V., Prabhu S.V.** Local heat transfer distribution on a flat plate impinged by a swirling jet generated by a twisted tape // *Intern. J. Thermal Sci.* 2017. Vol. 111. P. 351–368.
24. **Markal B.** Experimental investigation of heat transfer characteristics and wall pressure distribution of swirling coaxial confined impinging air jets // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2018. Vol. 124. P. 517–532.
25. **Uddin N., Weigand B., Younis B.A.** Comparative study on heat transfer enhancement by turbulent impinging jet under conditions of swirl, active excitations and passive excitations // *Intern. Communications in Heat and Mass Transfer.* 2019. Vol. 100. P. 35–41.
26. **Afroz F., Sharif M.A.R.** Numerical investigation of heat transfer from a plane surface due to turbulent annular swirling jet impingement // *Intern. J. Thermal Sci.* 2020. Vol. 151. Art. 106257.
27. **Sun B., Zhang Y., Yang D., Li H.** Experimental study on heat transfer characteristics of hybrid nanofluid impinging jets // *Applied Thermal Engng.* 2019. Vol. 151. P. 556–566.
28. **Kline S.J., McClintock F.A.** Describing uncertainties in single-sample experiments // *Mechanical Engng.* 1953. Vol. 75. P. 3–8.
29. **Gulati P., Katti V., Prabhu S.V.** Influence of the shape of the nozzle on local heattransfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet // *Intern. J. Therm. Sci.* 2009. Vol. 48. P. 602–617.
30. **Wae-hayee M., Yeranee K., Piya I., Rao Y., Nuntadusit C.** Heat transfer correlation of impinging jet array from pipe nozzle under fully developed flow // *Applied Thermal Engng.* 2019. Vol. 151. P. 556–566.
31. **Yuan Z.X., Chen Y.Y., Jiang J.G., Ma C.F.** Swirling effect of jet impingement on heat transfer from a flat surface to CO₂ stream // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 2006. Vol. 31. P. 55–60.
32. **Attalla M., Salem M.** Effect of nozzle geometry on heat transfer characteristics from a single circular air jet // *Applied Thermal Engng.* 2013. Vol. 51. P. 723–733.

*Статья поступила в редакцию 17 марта 2021 г.,
после переработки — 28 мая 2021 г.,
принята к публикации 30 июля 2021 г.*