



Obrabotka metallov -

Metal Working and Material Science

Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Численное и экспериментальное исследование интенсификации теплообмена в трубах с шероховатой поверхностью

Сиддханатх Нишандар^{1, а}, Ашок Пайс^{1, b}, Прамодкумар Багаде^{2, с, *}

¹ Кафедра машиностроения, Государственный инженерный колледж Карада, Университет Шиваджи, Колхапур, Махараштра, 445414, Индия

² Кафедра машиностроения, Инженерно-исследовательский колледж имени Бхиварабаи Саванта (BSCOER) Общества технической и социальной научной миссии (TSSM), Нархе, Пуна, Махараштра, 445414, Индия

^а <https://orcid.org/0000-0001-6190-3412>, siddhant.nishandar04@gmail.com; ^b <https://orcid.org/0009-0003-0276-8996>, ashokpise@gmail.com;

^с <https://orcid.org/0000-0002-4069-1542>, pramodbagade@gmail.com

ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 536.25:621.176.3

История статьи:

Поступила: 23 июня 2025

Рецензирование: 04 июля 2025

Принята к печати: 10 июля 2025

Доступно онлайн: 15 сентября 2025

Ключевые слова:

Интенсификация теплообмена

Шероховатость поверхности

Турбулентная кинетическая энергия (ТКЕ)

Пульсирующий поток

Турбулентный поток

Число Нуссельта (Nu)

АННОТАЦИЯ

Введение. Эффективный теплообмен (НТ) играет важную роль в широком спектре технических приложений, включая системы теплоэнергетики, процессы химической промышленности, энергетическое оборудование и системы HVAC (отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха). Повышение эффективности теплообмена в трубах круглого сечения является актуальной задачей, особенно в контексте разработки методов, направленных на интенсификацию турбулентности и модификацию структуры пристенных термических пограничных слоев. **Цель работы.** Данная работа посвящена комплексному исследованию влияния искусственной шероховатости поверхности труб круглого сечения на интенсификацию конвективного теплообмена. В рамках исследования оценивается влияние шероховатости поверхности, пульсаций потока, числа Рейнольдса (Re) и теплового потока (Q) на теплообменные характеристики. **Методы исследования.** Для анализа термогидродинамических процессов в трубе применялся комбинированный подход, включающий экспериментальные исследования и методы вычислительной гидродинамики (CFD). Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях. CFD-моделирование использовалось для детального изучения распределений температуры, полей скорости и давления, турбулентной кинетической энергии (ТКЕ), вихревых структур, коэффициента турбулентной вязкости, локального коэффициента теплоотдачи (h) и числа Нуссельта (Nu). С целью интенсификации теплообмена изучалось воздействие синусоидальных пульсаций, накладываемых на входной и выходной потоки, с варьированием частоты (f) и амплитуды (A) колебаний в диапазоне турбулентного режима течения ($6753 \leq Re \leq 31\,000$). **Результаты и обсуждение.** Установлено, что шероховатость поверхности приводит к увеличению интенсивности теплообмена за счет генерации дополнительной турбулентности и дестабилизации термического пограничного слоя. Подтверждена значимая роль турбулентной кинетической энергии (ТКЕ) в интенсификации теплообмена, проявляющаяся в корреляции между повышенными значениями ТКЕ и увеличением коэффициента теплоотдачи. Показано, что применение пульсаций потока позволяет дополнительно увеличить эффективность теплообмена: введение пульсаций на выходе приводит к увеличению числа Nu на 20–22 %, а на входе – на 16–19 % относительно базового случая (без пульсаций). Полученные результаты демонстрируют перспективность комбинированного использования шероховатой поверхности и контролируемых пульсаций потока для оптимизации процессов теплопередачи. Данный подход может быть эффективно применен при проектировании компактных и высокоэффективных теплообменных аппаратов для различных отраслей промышленности.

Для цитирования: Нишандар С.В., Пайс А.Т., Багаде П.М. Численное и экспериментальное исследование интенсификации теплообмена в трубах с шероховатой поверхностью // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2025. – Т. 27, № 3. – С. 87–107. – DOI: 10.17212/1994-6309-2025-27.3-87-107.

Введение

Для повышения эффективности теплообменников при одновременной минимизации их размеров и эксплуатационных расходов активно изучается широкий спектр методов интенсификации теплообмена. Эти методы традиционно подразделяются на *пассивные* и *активные*. *Пассивные методы*, такие как использование

*Адрес для переписки

Багаде Прамодкумар М., к.т.н., профессор

Кафедра машиностроения,

Инженерно-исследовательский колледж

им. Бхиварабаи Саванта (BSCOER)

Общества технической и социальной научной миссии (TSSM),

Нархе, Пуна,

445414, Махараштра, Индия

Тел.: +91 9075279575, e-mail: pramodbagade@gmail.com

оребранных труб или труб с винтовой накаткой, направлены на интенсификацию теплообмена за счет генерации турбулентности в пристеночной области, что приводит к уменьшению толщины теплового пограничного слоя и увеличению коэффициента теплоотдачи. Простота реализации и отсутствие дополнительных энергозатрат обусловили растущий интерес к пассивным методам в последние годы. *Активные методы*, напротив, используют внешние источники энергии, включая пульсации потока, струйное воздействие, механические вибрации и электростатические поля, для улучшения характеристик теплообмена.

Значительный потенциал для интенсификации теплообмена заключается в применении пульсирующих потоков. В условиях как ламинарного, так и турбулентного режима пульсации потока могут вызывать периодическое разрушение пограничного слоя, уменьшая термическое сопротивление и повышая локальный коэффициент теплоотдачи, особенно в условиях вынужденной конвекции. Пульсирующий поток существенно влияет на силы сдвига, характеристики пограничного слоя и общее термическое сопротивление. Таким образом, исследования конвективного теплообмена в условиях пульсирующего потока представляют значительный интерес.

Во многих инженерных системах встречаются *естественные пульсирующие потоки*:

- вихревая турбулентность – хаотичные возмущения, присущие турбулентному потоку и приводящие к флуктуациям скорости и давления;
- турбомашин – периодические изменения давления и скорости на лопатках компрессоров и турбин, обусловленные вращением ротора и взаимодействием потока с лопатками;
- нестационарные потоки – изменения, вызванные колебаниями рабочих параметров системы.

Практическое применение пульсирующих потоков:

- поршневые двигатели внутреннего сгорания. Впускные и выпускные системы характеризуются периодическими изменениями потока, обусловленными циклами работы двигателя;
- газотурбинные двигатели. Колебания потока, вызванные режимом помпажа;
- нагнетательные насосы. Принцип работы этих насосов основан на создании пульсирующего потока;

– поток воздуха, который спонтанно пульсирует, как часть человеческого дыхания.

Несмотря на то что пульсирующие потоки иногда рассматриваются как источник возмущений, они могут быть использованы для интенсификации процессов – например, для улучшения смешения топлива и воздуха в камерах сгорания. Результаты исследований, представленные в литературе, неоднозначны: одни работы демонстрируют улучшение теплообмена, другие – отсутствие эффекта или даже ухудшение. На эффективность теплообмена в условиях пульсирующего потока оказывает влияние геометрия поверхности теплообмена, расположение источника пульсаций, число Рейнольдса (Re), число Прандтля (Pr), частота пульсации (f) и амплитуда пульсации (A).

Описание проблемы

Механизмы теплообмена в пульсирующих потоках, особенно на шероховатых поверхностях, изучены недостаточно. Существующие исследования часто ограничиваются узким диапазоном параметров и не позволяют выявить комплексное влияние различных факторов. В частности, требуются дополнительные исследования для установления взаимосвязи между расположением источника пульсаций, характеристиками шероховатости поверхности (высотой, шагом и формой неровностей), числом Рейнольдса и частотой пульсаций на структуру турбулентного потока и характеристики теплопередачи.

Цели

Настоящее исследование проводится со следующими целями.

1. Экспериментальное и численное исследование влияния параметров пульсирующего потока, геометрии поверхности и гидродинамических режимов на структуру потока и характеристики теплообмена.
2. Разработка эмпирических корреляций, связывающих параметры пульсирующего потока, геометрию поверхности и гидродинамические режимы с наблюдаемой динамикой потока и коэффициентом теплоотдачи.
3. Анализ влияния направления пульсации относительно поверхности теплообмена на структуру потока и характеристики теплообмена.

4. Сравнительный анализ характеристик теплообмена в условиях пульсирующего и стационарного потока.

Область применения и значимость исследования

Конвективный теплообмен является критически важным процессом для широкого спектра инженерных систем – от энергетических установок до микроэлектроники. Хотя пульсирующие потоки демонстрируют значительный потенциал для интенсификации теплообмена (ТО), наблюдается дефицит исследований, посвященных их применению в тепловых системах (в частности, в элементах трубной арматуры теплообменников). Глубокое понимание термогидродинамических характеристик пульсирующего потока является необходимым условием для повышения эффективности теплопередачи, что, в свою очередь, ведет к оптимизации энергетических характеристик оборудования. Настоящая работа направлена на устранение существующего пробела в знаниях путем детального изучения конвективного теплообмена в круглых трубах при воздействии синусоидальной пульсации потока. Акцент сделан на определении влияния параметров пульсации (амплитуды, частоты) на тепловые и гидравлические характеристики потока. В дальнейшем предполагается расширение области исследований, в том числе исследование труб различной геометрии и несинусоидальных законов пульсации, не охваченных в данной работе.

Теплообмен при пульсирующем потоке находит применение во многих отраслях промышленности, включая (но не ограничиваясь) термоэлектрическую и атомную энергетику [5, 6], пищевую промышленность [7], фармацевтику [8], интеллектуальные здания [9], системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (HVAC) [10], транспорт [11], сельское хозяйство [12], нефтехимию [13], обработку материалов [14] и массовое производство [15]. Повышение эффективности теплообмена стимулировало развитие прогрессивных конструкций теплообменников, таких как каналы сложной формы и компактные трубы. Эти разработки, направленные на оптимизацию объемной плотности мощности и снижение материалоемкости, не должны приводить к снижению эксплуатацион-

ных характеристик. В частности, исследования направлены на интенсификацию теплообмена за счет модификации поверхности.

Ровин и др. (Rowin et al.) [16] провели исследование, посвященное прогнозированию теплообмена на шероховатых поверхностях, уделяя особое внимание разработке корреляций для расчета коэффициентов теплоотдачи в условиях турбулентного потока. Ку и др. (Qu et al.) [17] продемонстрировали, что искусственная шероховатость внутренних поверхностей капиллярных трубок значительно улучшает запуск и стабилизирует работу микропульсирующих тепловых трубок (МПТТ). Авторы отмечают влияние поверхностного натяжения, вязкости жидкости и параметров шероховатости стенок на гидравлическое сопротивление, что может ограничивать стабильную работу МПТТ фиксированного диаметра при определенных режимах пульсации [18].

Сингх и др. (Singh et al.) [19] исследовали влияние упорядоченной шероховатости и пульсирующего потока в микроканалах посредством 2D-моделирования. Усиленная вихревая активность, вызванная пульсацией, приводила к увеличению числа Нуссельта (Nu) до 32,76 % независимо от параметров шероховатости. Было установлено, что оптимальная частота пульсации зависит от гидравлического диаметра канала, а шероховатость поверхности приводит к увеличению гидравлических потерь даже при улучшении теплообмена. Ву и Ченг (Wu и Cheng) [20] наблюдали колебания числа Nu в трапециевидных кремниевых микроканалах с переменной геометрией. Лин и др. (Lin et al.) [21] обнаружили, что высота шероховатости в диапазоне от 18 до 96 мкм улучшает теплообмен в мини-каналах, заполненных водой. Лю и др. (Lu et al.) [22] подтвердили, что шероховатость увеличивает гидравлическое сопротивление и число Nu в ламинарных микроканальных потоках. Цроце и др. (Crose et al.) [23] показали, что форма шероховатости оказывает большее влияние на гидравлические потери, чем на число Nu .

Несмотря на значительный объем исследований в области динамики пульсирующего потока, фундаментальные механизмы теплообмена в таких условиях остаются не до конца изученными [24–32]. Аналитические и численные исследования в ламинарном режиме [33–37] указывают на

локализацию эффектов теплообмена, при этом колебания числа Nu , вызванные пульсациями, наиболее выражены вблизи входа в трубу и постепенно ослабевают по мере продвижения потока.

Методология

На рис. 1 представлена экспериментальная установка. Тестовым участком служила медная труба длиной 400 мм и внутренним диаметром 28 мм. Для минимизации механических напряжений труба крепилась к системе посредством гибких соединений на обоих концах. Температура внешней поверхности трубы измерялась

четырьмя термопарами К-типа, расположенными в осевых канавках и подключенными к многоканальному регистратору данных через мультиплексор. Равномерный тепловой поток на тестовом участке обеспечивался нихромовым нагревателем длиной 400 мм (удельное сопротивление 15,5 Ом/м). Для создания турбулентного режима течения использовался центробежный вентилятор (1,5 л.с., производительность 800 куб. футов/мин). Пульсации потока воздуха создавались с помощью электроуправляемого соленоидного клапана. Рабочие параметры определялись на основе измерений статического давления, температуры и числа Рейнольдса (Re).

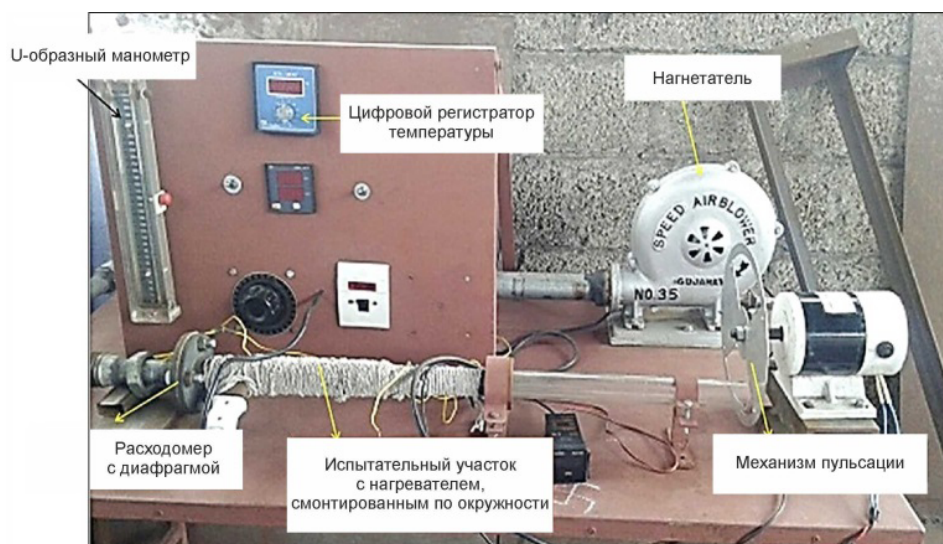


Рис. 1. Экспериментальная установка

Fig. 1. Experimental set up

Регулирование пульсирующего потока осуществлялось латунным клапаном 3/4 дюйма (12 В DC, 1,5 А / 18 Вт, диаметр отверстия 25 мм, обычно закрытый, компоненты из нержавеющей стали), как показано на рис. 2. Клапан характеризовался временем отклика менее 1 с. Параметры пульсаций, включая амплитуду и частоту, регулировались для достижения требуемых режимов работы.

Методика численного моделирования

Численное моделирование выполнено с использованием программного пакета ANSYS Fluent. Моделирование течения основывалось на решении трехмерных уравнений Навье – Стокса (уравнения (1–6)), учитывающих вли-

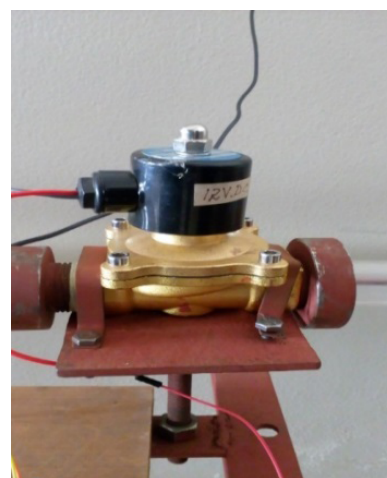


Рис. 2. Клапан регулирования потока

Fig. 2. Flow control valve

яние вязкости при турбулентном течении (μ_t), тензора скорости деформации (E_{ij}) и компонент вектора скорости (u_i). Перенос тепла описывался уравнением (7). Коэффициент трения и

теоретическое число Нуссельта (Nu) рассчитывались согласно уравнению (8) и эмпирической корреляции Диттуса – Болтера (уравнение (9)) [38–41].

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0; \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right); \quad (3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right); \quad (4)$$

$$\frac{\partial p(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon; \quad (5)$$

$$\frac{\partial p(\rho k \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_s} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1s} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2s} \rho \frac{\epsilon^2}{k}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}; \quad (7)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{(L/D)\rho V^2}{2}}; \quad V = \frac{\dot{m}}{\rho \pi D^2 / 4}; \quad (8)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (9)$$

Построение расчетной сетки

Качество расчетной сетки оказывает существенное влияние на точность результатов. Для адекватного разрешения пристеночного пограничного слоя была сгенерирована квазиортогональная структурированная сетка с параметром $y^+ \approx 0,5$ (соответствующее расстояние до стенки $y = 1,3628 \cdot 10^{-5}$ м). Общее количество узлов в сетке составило 1 283 136. Вид поперечного сечения сетки представлен на рис. 3. На входе задавались следующие граничные условия: для верификации модели использовался равномерный профиль скорости, а для моделирования динамических режимов – пульсирующий синусоидальный профиль, описываемый уравнением $V = U_0 [1 + A \sin(2\pi ft)]$, где A – амплитуда пульсаций, f – частота, t – время, U_0 – средняя скорость

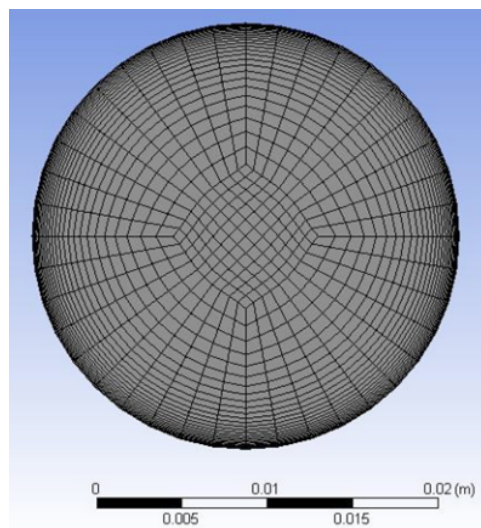


Рис. 3. Дискретизация (разбиение сетки) в поперечном сечении

Fig. 3. Meshing at the cross section

потока. На стенке трубы задавалось граничное условие по тепловому потоку, а на выходе – условие постоянного давления.

Граничные условия

В расчетах были применены следующие граничные условия.

1. На входе задавался пульсирующий профиль скорости, формируемый с использованием пользовательской функции, которая реализует синусоидальный закон изменения скорости.

2. На стенке трубы устанавливалось граничное условие постоянного теплового потока.

3. На выходе из расчетной области применялось граничное условие постоянного давления.

Для моделирования турбулентного течения использовалась стандартная $k-\varepsilon$ -модель турбулентности.

Валидация

Для верификации численной модели проведено сравнение с экспериментальными данными, представленными в работе Эльшафи и др. (Elshafie et al.) [43], посвященной исследованию пульсирующего турбулентного течения в нагреваемых трубах в диапазоне чисел Рейнольдса $10\,000 \leq Re \leq 40\,000$ и частот 6,6...68 Гц. На рис. 4 показано хорошее соответствие между численными результатами, полученными в рамках данной работы, и экспериментальными данными Эльшафи и др. (Elshafie et al.), что

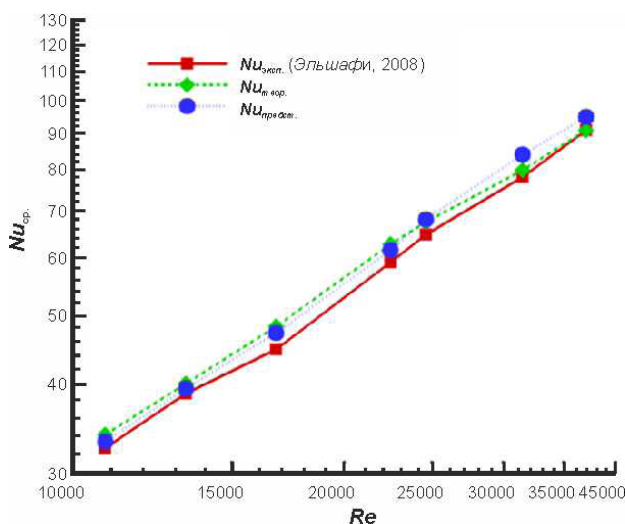


Рис. 4. Сравнение среднего числа Нуссельта с теоретическими и экспериментальными результатами Эльшафи [43]

Fig. 4. Comparison of the average Nusselt number with the theoretical and experimental results of Elshafie [43]

подтверждает адекватность разработанной численной модели для расчёта средних значений числа Нуссельта (Nu).

На рис. 5 представлена динамика изменения коэффициента теплоотдачи поверхности (h) во времени. Установлено, что колебания коэффициента теплоотдачи стабилизируются после $t = 2,5$ с, что позволяет использовать момент времени $t = 6$ с для расчётов в квазистационарном режиме. Отмечено, что коэффициент теплоотдачи (h) увеличивается с ростом числа Рейнольдса (Re) во всех рассмотренных случаях.

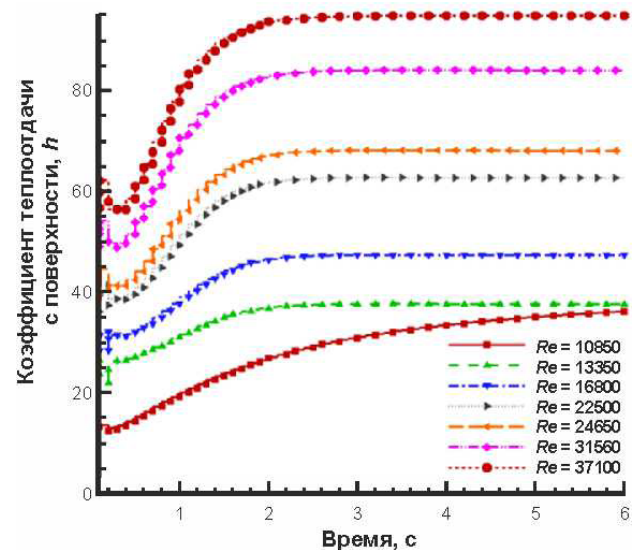


Рис. 5. Коэффициент теплоотдачи с поверхности (h), полученный для различных чисел Re

Fig. 5. Surface HT coefficient (h) obtained for different Re

Влияние шероховатости поверхности

Известно, что шероховатость поверхности может интенсифицировать теплообмен (ТО) за счет разрушения термического пограничного слоя [44], несмотря на возможное увеличение гидравлического сопротивления [45, 46]. Сложность физических процессов, обусловленных шероховатостью, требует проведения обширных экспериментальных исследований [47]. Например, МакДональд и др. (MacDonald et al.) [48] с использованием метода DNS для синусоидальных поверхностей ($k^+ = 10, \lambda = 0,05 \dots 0,54$) продемонстрировали влияние параметров шероховатости на гидравлическое сопротивление. В то же время, согласно Майеру и др. (Meyer et al.) [49], шероховатость может повышать интенсивность теплообмена в ламинарном режиме течения, но

практически не оказывает влияния в турбулентном режиме. Абделфаттах и др. (Abdelfattah et al.) [56] исследовали эффективность теплообмена в системе 48 ударяющихся струй при наличии полусферической, каплевидной и цилиндрической шероховатости. Результаты показали, что цилиндрическая шероховатость повышает интенсивность теплообмена, в то время как каплевидная шероховатость приводит к снижению гидравлического сопротивления.

В общем случае шероховатость стенки влияет на процессы переноса импульса и энергии [57]. Исследования течения в шероховатых трубах показали, что логарифмический профиль скорости модифицируется с использованием функции шероховатости fr , зависящей от безразмерной высоты шероховатости Ks^+ . Уравнение (10) служит для внесения поправок на шероховатость в профиль скорости, где $k = 0,4187$ (постоянная Кармана). В ANSYS Fluent для классификации режимов шероховатости (гидродинамически гладкий, переходный и полностью шероховатый) используется метод Себечи – Брэдшоу, основанный на параметрах ΔB и Ks^+ :

$$\frac{u_p u^*}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{k} \ln \left(E \frac{\rho u^* y_p}{\mu} \right) - \Delta B. \quad (10)$$

Результаты и их обсуждение

В работе Эльшефи и др. (Elshafie et al.) [43] экспериментально исследовался пульсирующий турбулентный поток воздуха в нагреваемой трубе при условии постоянного теплового потока, что представляет интерес для современных про-

мышленных применений в области теплообмена. Авторы изучали влияние частоты пульсаций в диапазоне от 6,6 до 68 Гц и чисел Рейнольдса в диапазоне $10\,000 \leq Re \leq 40\,000$. Результаты показали, что число Нуссельта (Nu) существенно зависит как от числа Рейнольдса (Re), так и от частоты (f), причем наибольшее влияние наблюдалось во входной области, где изменения были более выраженными по сравнению с областью установившегося течения. Отмечено, что расположение генератора пульсаций вблизи выходного сечения трубы оказывало влияние на распределение локального теплообмена.

В рамках аналогичных исследований были получены результаты для чисел Рейнольдса в диапазоне от 13 350 до 37 100. Установлено, что скорость в центре трубы и полное давление возрастают с увеличением Re , в то время как температура поверхности стенки снижается. Количественные данные, характеризующие влияние Re на кинетическую энергию турбулентности (ТКЕ) и завихренность (ω), собраны в табл. 1, демонстрирующей монотонное увеличение ТКЕ и ω с ростом Re . На рис. 6 представлены профили скорости для $Re = 37\,100$ при различных условиях: с генератором пульсаций, расположенным перед тестовым участком (upstream) и после тестового участка (downstream) потоков, а также в отсутствие пульсаций ($A = 0,2, f = 6,7$ Гц). Показано, что в условиях пульсирующего потока наблюдаются незначительные изменения в завихренности и более низкие значения скорости по сравнению с базовым случаем (без пульсаций). Анализ полученных данных свидетельствует о том, что увеличение Re приводит к росту

Таблица 1

Table 1

Параметры потока при различных значениях Re
Flow properties for various Re values

Re	V_{cp} , м/с	V_{max} , м/с	T_{max} , К	Давление, Па	ТКЕ	ω , с ⁻¹
10 850	7,1313	10,3	329	115	1,15	1000
13 350	8,7745	12,5	325	160	1,6	1250
16 800	11,0420	15,6	322	255	2,7	1600
22 500	14,7885	20,8	320	465	5	2100
24 650	16,2016	22,6	318	552	6	2300
31 560	20,7433	28,8	316	925	10	2800
37 100	24,3846	33	314,2	1300	15	3200

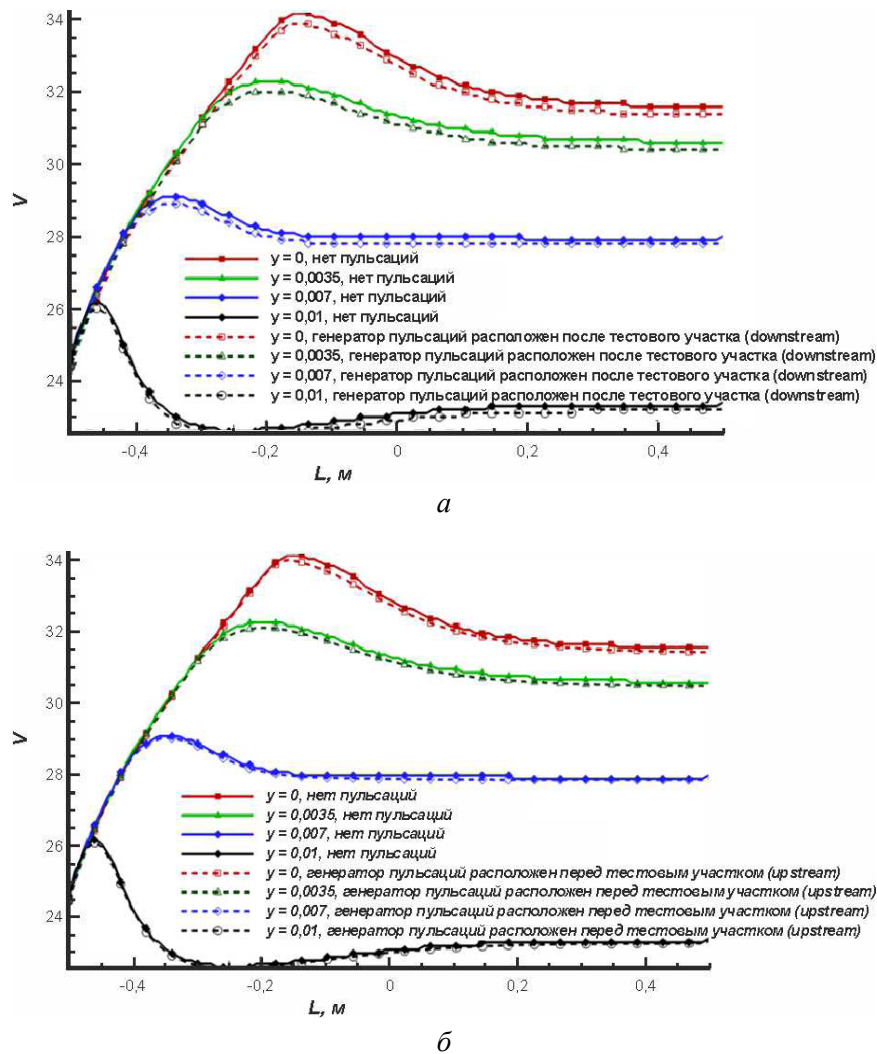


Рис. 6. Сравнение скорости (V) по длине трубы для $Re = 37\,100$ без пульсаций и с пульсациями ($A = 0,2, f = 6,7$):

a – пульсации, направленные вниз по потоку; b – пульсации, направленные вверх по потоку

Fig. 6. Comparison of velocity (V) profiles along the pipe length for $Re = 37\,100$, under steady-state (without pulsations) and pulsating flow conditions ($A = 0.2, f = 6.7$):

a – DN pulsation = downstream pulsation; b – UP pulsation = upstream pulsation

давления, скорости, кинетической энергии турбулентности и завихренности, но при этом вызывает снижение температуры поверхности. Как следствие, коэффициент теплоотдачи (h) и число Нуссельта (Nu) возрастают с Re , что подтверждает адекватность используемого численного метода и хорошо согласуется с теоретическими и экспериментальными результатами, представленными в работе [43].

Влияние расположения пульсации

В этом разделе представлены результаты исследования влияния расположения генератора

пульсаций относительно тестового участка. Рассмотрены два варианта:

- генератор пульсаций расположен после тестового участка (downstream).
- генератор пульсаций расположен перед тестовым участком (upstream).

Генератор пульсаций расположен после тестового участка (downstream)

На рис. 7 показана зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса (Re) и подводимого теплового потока (Q). Отмечено, что интенсификация теплообмена со-

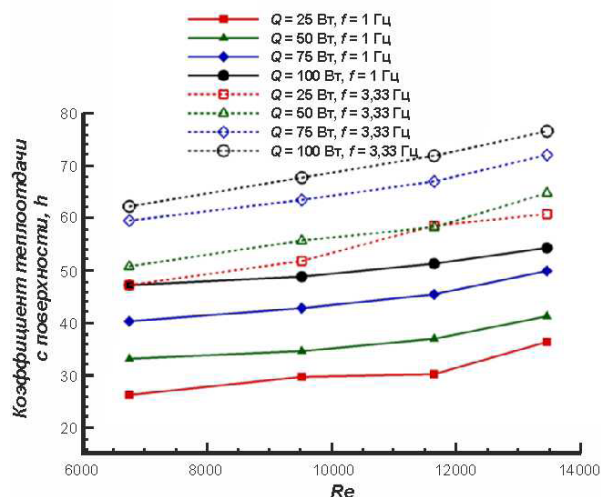


Рис. 7. Зависимость теплопередачи от Re при различном тепловложении с частотой пульсаций $f = 1$ Гц и $f = 3,33$ Гц при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream)

Fig. 7. Heat transfer as a function of Re at varying heat input, with pulsation frequencies of $f = 1$ Hz and $f = 3,33$ Hz at downstream pulsation

ставляет от 20 до 27 % при частоте пульсаций $f = 3,33$ Гц и $Q = 100$ Вт, а также от 30 до 36 % при $f = 1$ Гц. В табл. 2 и 3 представлены значения коэффициента теплоотдачи (h) и числа Нуссельта (Nu) для различных значений Re и Q в отсутствие пульсаций. Наблюдается монотонный рост Nu с увеличением Re и Q , что свидетельствует об улучшении теплообменных характеристик.

Зафиксировано, что увеличение теплового потока приводит к повышению эффективности теплообмена. Результаты показывают, что средний коэффициент теплоотдачи (h_{mean}) возрастает с увеличением Re и Q . При $f = 1$ Гц наблюдается увеличение коэффициента теплоотдачи на 17–23 % при $Q = 100$ Вт.

Генератор пульсаций расположен перед тестовым участком (upstream)

Аналогично расположение генератора пульсаций перед тестовым участком также приводит к интенсификации теплообмена с увеличением Re и Q . При $Q = 100$ Вт и $f = 1$ Гц увеличение

Таблица 2

Table 2

Коэффициент теплоотдачи с поверхности (h) при различных Re и тепловложении в отсутствие пульсаций

Surface HT coefficient (h) at different Re and heat input without pulsation

Экспериментальный коэффициент теплоотдачи, h				
Re	$Q = 25$ Вт	$Q = 50$ Вт	$Q = 75$ Вт	$Q = 100$ Вт
6753	22,1	33,04	40,25	47,13
9504	27,92	34,48	42,77	48,74
11 618	32,11	36,88	45,4	51,26
13 414	35,53	41,19	49,89	54,29

Таблица 3

Table 3

Изменения числа Nu в зависимости от Re при различном тепловложении в отсутствие пульсаций

Variations in Nu with Re at different heat input without any pulsation

Число Нуссельта, Nu				
Re	$Q = 25$ Вт	$Q = 50$ Вт	$Q = 75$ Вт	$Q = 100$ Вт
6753	23,43	31	37	44
9504	29,59	32	40	45
11 618	34,04	34	42	48
13 414	37,66	38	46	50

коэффициента теплоотдачи составляет от 22 до 26 %, а при $f = 3,33$ Гц – от 29 до 33 %. Данные, представленные в табл. 4 и 5, свидетельствуют о том, что значения Nu , как правило, выше при

расположении генератора пульсаций после тестового участка, что подтверждает более высокую эффективность теплообмена в данной конфигурации.

Таблица 4

Table 4

Число Nu при различном тепловложении с частотами пульсаций $f = 1$ Гц и $3,33$ Гц в нисходящем потоке

Nu at different heat inputs with pulsation frequency $f = 1$ Hz and 3.33 Hz when pulsating mechanism is mounted downstream

Число Рейнольдса, Re	Число Нуссельта, Nu							
	$f=1,0$ Гц				$f=3,33$ Гц			
	25 Вт	50 Вт	75 Вт	100 Вт	25 Вт	50 Вт	75 Вт	100 Вт
6753	31	34	40	46	44	47	55	58
9504	33	35	43	49	48	52	62	67
11 618	36	38	47	51	54	54	62	67
13 414	42	45	51	55	56	60	67	71

Таблица 5

Table 5

Зависимость коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса при различном тепловложении для пульсаций с частотой $f = 1$ Гц и $3,33$ Гц в восходящем потоке

NT coefficient vs. Reynolds number at various heat inputs for pulsation frequencies $f = 1$ Hz and 3.33 Hz when pulsating mechanism is mounted upstream

Число Рейнольдса, Re	Число Нуссельта, Nu							
	$f= 1,0$ Гц				$f= 3,33$ Гц			
	25 Вт	50 Вт	75 Вт	100 Вт	25 Вт	50 Вт	75 Вт	100 Вт
6753	26	32	38	44	37	42	48	54
9504	29	34	40	47	41	43	53	56
11618	29	35	43	49	44	48	56	60
13414	34	39	48	52	52	53	61	63

Влияние частоты пульсации

В табл. 6 показано, что увеличение частоты пульсаций с 1 до $3,33$ Гц приводит к существенному увеличению экспериментального коэффициента теплоотдачи ($h_{\text{эксп}}$) и экспериментального числа Нуссельта ($Nu_{\text{эксп}}$). Например, при $Re = 6753$ $h_{\text{эксп}}$ возрастает с 32,91 до 47,15, а $Nu_{\text{эксп}}$ – с 30,96 до 44,36 при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream). Аналогично при $Re = 13\,414$ значения $h_{\text{эксп}}$ и $Nu_{\text{эксп}}$ достигают 60,75 и 57,15 соответственно при частоте $3,33$ Гц.

На рис. 8, а–г представлены графические зависимости числа Рейнольдса (Re), теплового

потока ($Q = 25$ Вт и 100 Вт), частоты пульсаций (1 Гц, $3,33$ Гц) и расположения генератора пульсаций (перед тестовым участком (upstream), после тестового участка (downstream)) от коэффициента теплоотдачи поверхности (h) и числа Нуссельта (Nu). Видно, что при обоих значениях теплового потока увеличение Re приводит к интенсификации теплообмена. Во всех рассмотренных случаях наибольшие значения h и Nu достигаются при частоте пульсаций $3,33$ Гц, особенно при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream). В целом расположение генератора пульсаций после тестового участка обеспечивает более высокие

Экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи и значения числа Nu для различных значений числа Re и частот при $Q = 25$ Вт (DS = нисходящий поток, US = восходящий поток)

Experimental HT coefficient and Nu for different Re s and frequencies for $Q = 25$ W (DS = downstream, US = upstream)

Число Рейнольдса, Re	$h_{\text{эксп}}$				$Nu_{\text{эксп}}$			
	$f = 1,0$ Гц		$f = 3,33$ Гц		$f = 1,0$ Гц		$f = 3,33$ Гц	
Re	DS	US	DS	US	DS	US	DS	US
6753	32,91	28,21	47,15	39,99	30,96	26,54	44,36	37,62
9504	35,9	30,97	51,79	43,88	33,77	29,13	48,72	41,28
11 618	38,53	31,59	58,5	47,15	36,25	29,72	55,03	44,36
13 414	45,13	36,31	60,75	56,41	42,46	34,16	57,15	53,07

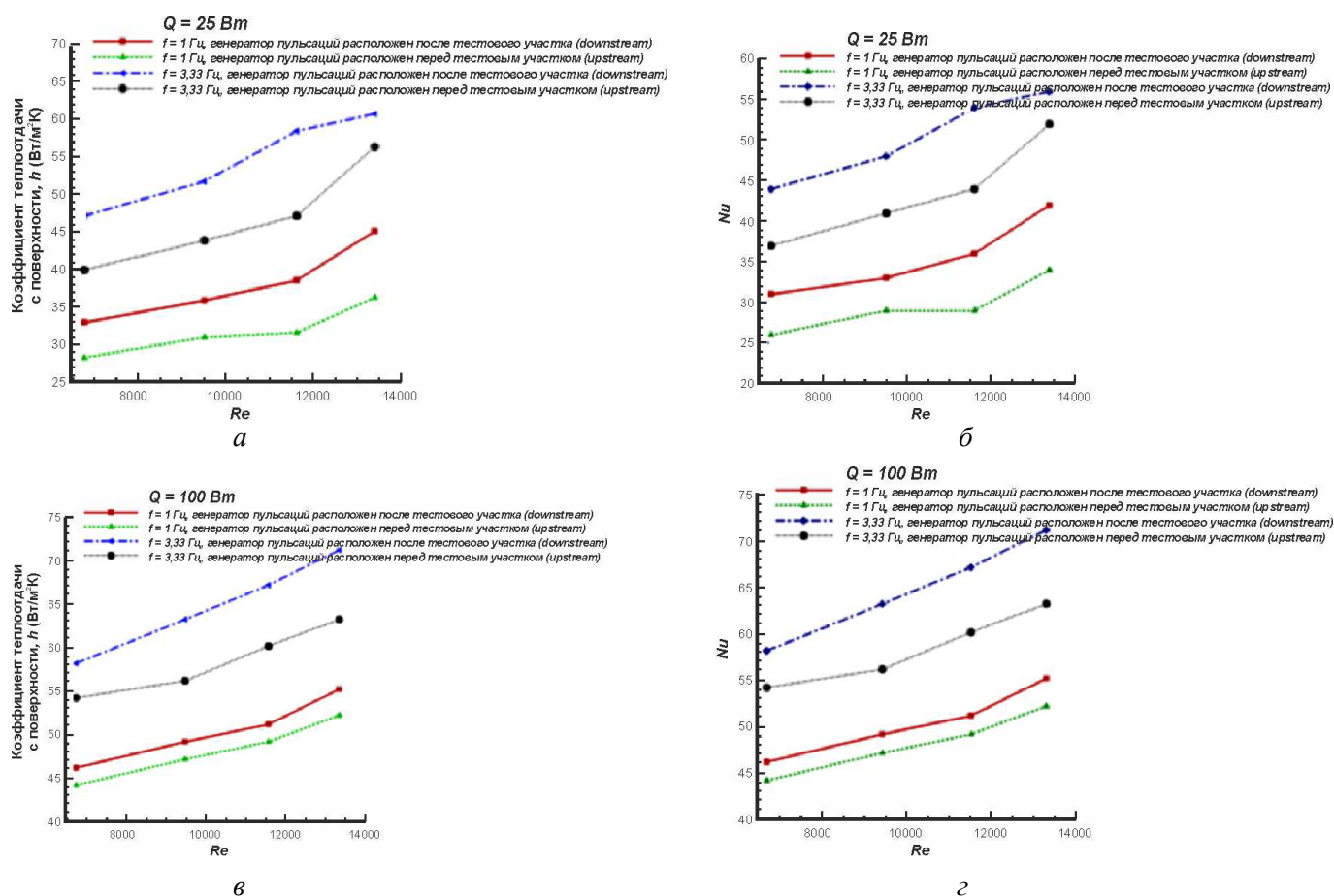


Рис. 8. Изменения значений чисел Nu и h в зависимости от Re для различных частот пульсаций при $Q = 25$ Вт и $Q = 100$ Вт

Fig. 8. Changes in Nu and h values as a function of Re for various pulsation frequencies at heat inputs of $Q = 25$ W and $Q = 100$ W

показатели теплообмена по сравнению с расположением генератора перед тестовым участком. Таким образом, эффективность теплообмена зависит как от частоты пульсаций, так и от числа Рейнольдса, причем наиболее выраженный эффект

наблюдается при более высоких значениях теплового потока (100 Вт). Полученные результаты свидетельствуют о важности оптимизации параметров пульсаций для повышения эффективности теплопередачи.

Численные результаты

Численное моделирование позволяет получить более глубокое понимание механизмов течения, определяющих закономерности теплообмена и распределение числа Нуссельта (Nu), в дополнение к экспериментальным данным. На рис. 9 представлены изолинии завихренности при расположении генератора пульсаций перед тестовым участком (upstream) для $Re = 6753$, $Q = 954 \text{ Вт/м}^2$, $A = 0,1$ и $f = 1 \text{ Гц}$. Видно, что турбулентность, вызванная сдвиговыми напряжениями, характеризуется пиковыми значениями завихренности вблизи стенок трубы. Вблизи центральной оси наблюдаются возмущения потока, влияние которых ослабевает на расстоянии более $L = -0,25 \text{ м}$ от входного сечения.

На рис. 10 представлено сравнение профилей скорости при расположении генератора пульсаций перед тестовым участком (upstream) и после

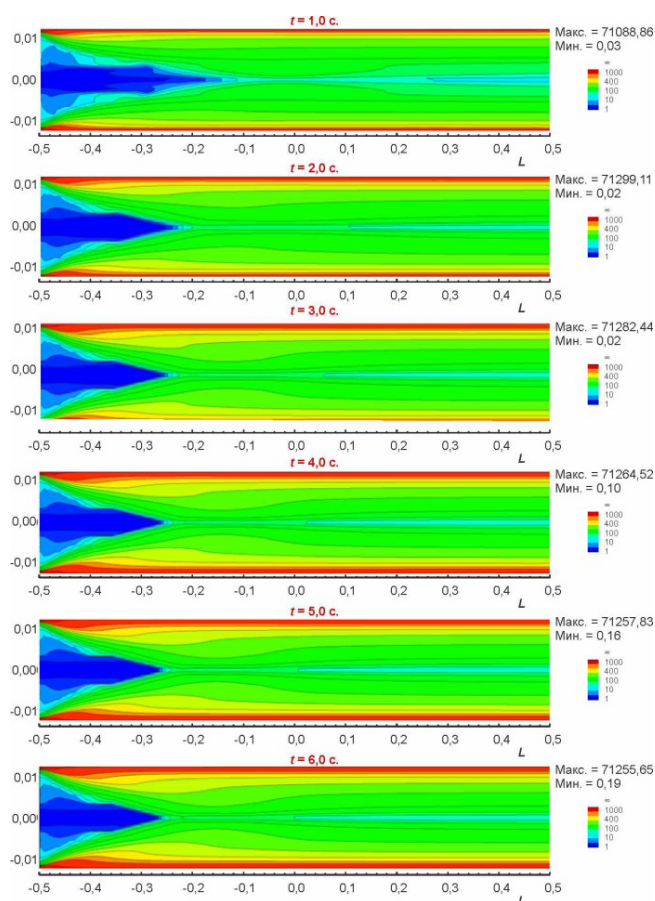


Рис. 9. Контуры скорости для $Re = 6753$, $Q = 954 \text{ Вт/м}^2$, $A = 0,1$, $f = 1 \text{ Гц}$ при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream)

Fig. 9. Velocity contour plots for $Re = 6,753$, heat input $Q = 954 \text{ W/m}^2$, pulsation amplitude $A = 0.1$, pulsation frequency $f = 1 \text{ Hz}$ at downstream pulsation

тестового участка (downstream). В случае генератора, расположенного перед тестовым участком, область высоких скоростей простирается на большее расстояние и достигает выходного сечения трубы, что указывает на более значительное падение давления и повышение уровня турбулентности. В то время как при расположении генератора после тестового участка область высоких скоростей локализована, что может приводить к образованию локальных зон повышенного давления и к неравномерному распределению теплообмена.

На рис. 11 представлены профили давления в момент времени $t = 6 \text{ с.}$ При расположении генератора пульсаций после тестового участка наблюдается более высокое пиковое давление в выходном сечении (63,21), чем во входном, что свидетельствует о преобладании локализованных эффектов ускорения потока. На рис. 12 представлены контуры кинетической энергии турбулентности (ТКЕ) для случая расположения генератора пульсаций перед тестовым участком в моменты времени от $t = 1 \text{ с}$ до $t = 6 \text{ с}$. Видно, что кинетическая энергия турбулентности возрастает со временем от 0,55 до 0,92, что является признаком нарастания уровня турбулентности и, как следствие, интенсификации теплообмена. Симметричное распределение кинетической энергии турбулентности обеспечивает более равномерный теплообмен.

Несмотря на то что зарождение и концентрация кинетической энергии турбулентности оказываются быстрее вблизи стенок трубы, её нарастание в объеме происходит равномерно, что подтверждает предположение о более высокой интенсивности локального теплообмена. Симметричный характер и быстрое нарастание турбулентности при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream) подтверждает более высокую эффективность данной конфигурации с точки зрения интенсификации конвективного теплообмена.

В целом результаты численного моделирования демонстрируют, что пульсации, особенно при их создании после тестового участка (downstream), существенно повышают эффективность теплообмена за счет увеличения уровня турбулентности, завихренности и изменения структуры потока. Основным фактором, определяющим интенсификацию теплообмена

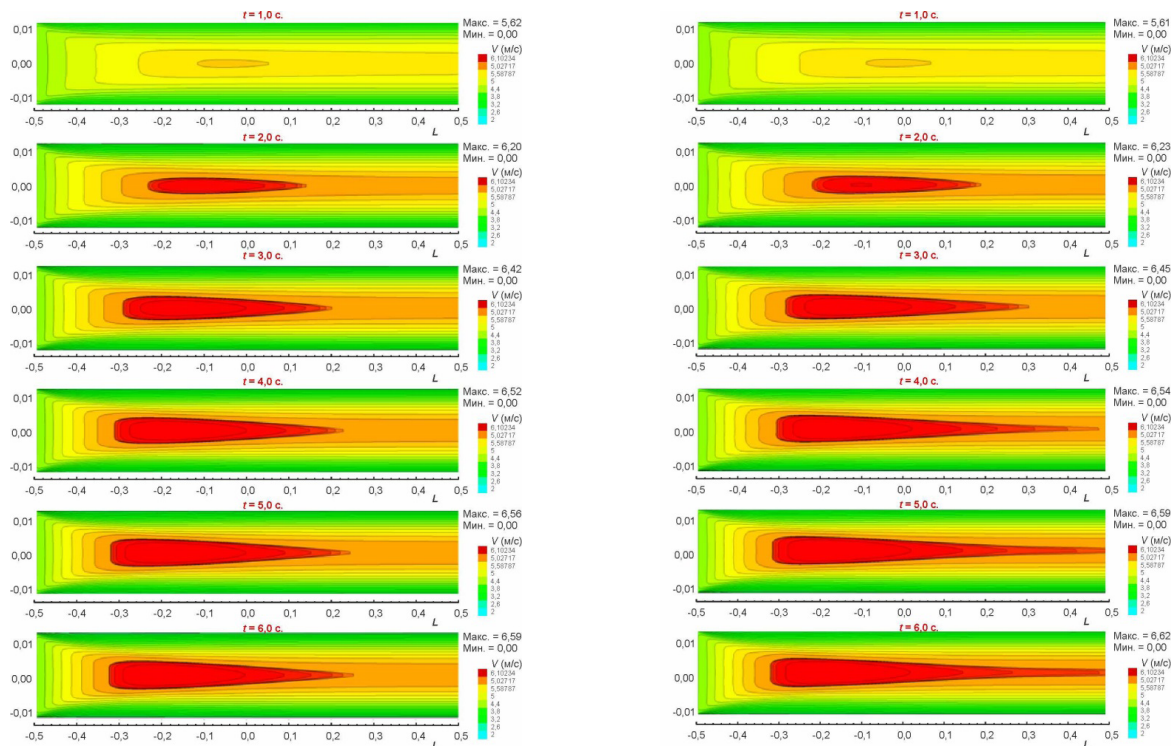


Рис. 10. Контуры скорости для $Re = 6753$, $Q = 954 \text{ Вт/м}^2$, $A = 0,1$, $f = 1 \text{ Гц}$ при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream) (слева) и перед тестовым участком (upstream) (справа)

Fig. 10. Comparison of velocity contours for $Re = 6,753$, heat input $Q = 954 \text{ W/m}^2$, pulsation amplitude $A = 0.1$, pulsation frequency $f = 1 \text{ Hz}$ at downstream pulsation (left) and upstream pulsation (right)

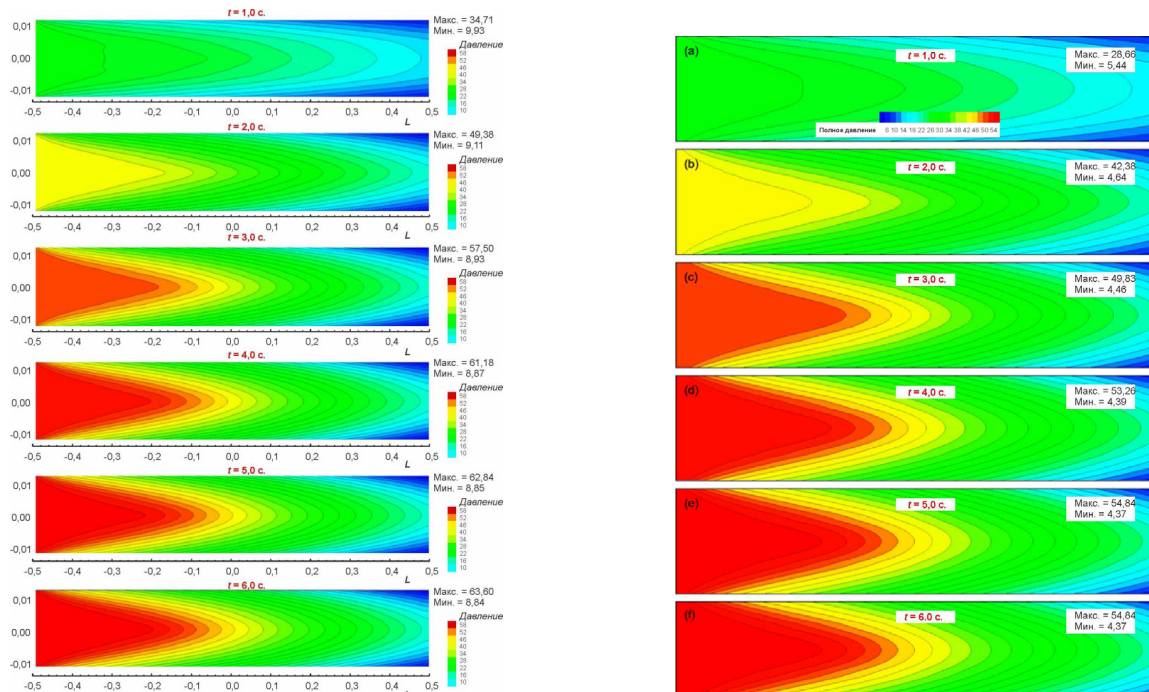


Рис. 11. Контуры давления в средней части плоскости y для $Re = 6753$, $Q = 954 \text{ Вт/м}^2$, $A = 0,1$, $f = 1 \text{ Гц}$ при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream) (слева) и перед тестовым участком (upstream) (справа)

Fig. 11. Pressure contour plots in mid y -plane for $Re = 6,753$, heat input $Q = 954 \text{ W/m}^2$, pulsation amplitude $A = 0.1$, pulsation frequency $f = 1 \text{ Hz}$ at downstream pulsation (left) and upstream pulsation (right)

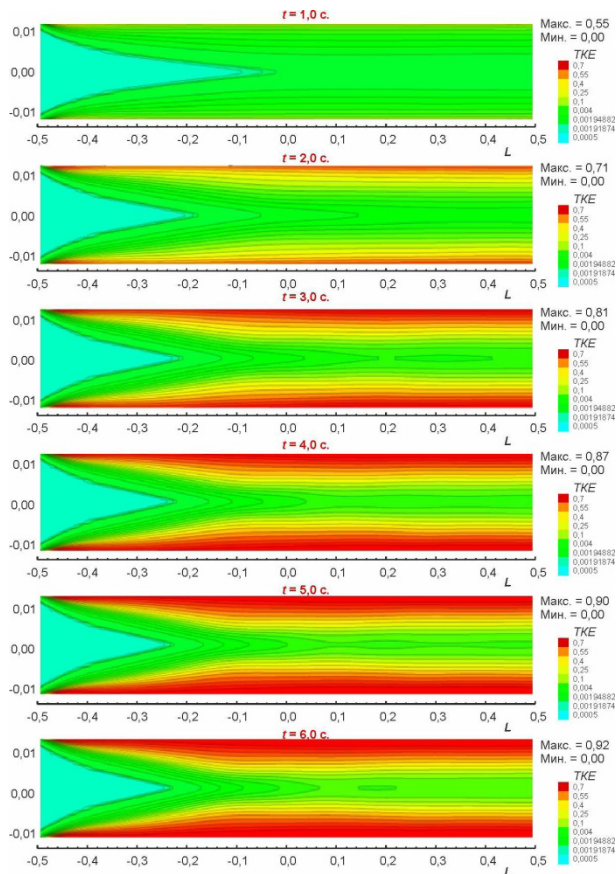


Рис. 12. Контуры турбулентной кинетической энергии (ТКЕ) в середине плоскости y для $Re = 6753$, $Q = 954 \text{ Вт/м}^2$, $A = 0,1$, $f = 1 \text{ Гц}$ при расположении генератора пульсаций перед тестовым участком (upstream)

Fig. 12. Turbulent kinetic energy (TKE) contour plots in the mid y -plane for $Re = 6,753$, heat input $Q = 954 \text{ W/m}^2$, pulsation amplitude $A = 0.1$, pulsation frequency $f = 1 \text{ Hz}$ at upstream pulsation

в условиях пульсирующего потока, является формирование развитых вихревых структур и слоев сдвига.

Заключение

В рамках настоящей работы было проведено комплексное исследование интенсификации теплообмена (ТО) в круглой трубе с шероховатой поверхностью при турбулентном режиме течения, сочетающее в себе экспериментальный и численный анализ. Особое внимание уделялось изучению влияния шероховатости поверхности, частоты пульсаций (f), числа Рейнольдса (Re), подводимого теплового потока (Q) и амплитуды (A) на теплообменные характеристики. В качестве основных параметров, характеризующих

эффективность теплообмена, рассматривались профили скорости и давления, распределение температуры, турбулентная кинетическая энергия (ТКЕ), завихренность, турбулентная вязкость, коэффициент теплоотдачи поверхности (h) и число Нуссельта (Nu). На основании полученных результатов были сформулированы следующие основные выводы.

1. Влияние турбулентной кинетической энергии (ТКЕ) на интенсификацию теплообмена:

а) формирование и поддержание турбулентности, определяющее эффективность пульсирующей теплопередачи, напрямую связано с турбулентной кинетической энергией (ТКЕ);

б) увеличение ТКЕ приводит к более интенсивному взаимодействию потока жидкости со стенкой, что способствует улучшению конвективного теплообмена, особенно при расположении генератора пульсаций после тестового участка (downstream), как было показано в данном исследовании;

в) полученные результаты согласуются с данными, представленными в других работах [2–4], даже несмотря на то что влияние шероховатости в них не учитывалось [60].

2. Влияние пульсирующего потока:

а) применение пульсаций как перед тестовым участком (upstream), так и после него (downstream) оказывает существенное влияние на характеристики турбулентного потока, при этом конфигурация с расположением генератора пульсаций после тестового участка (downstream) демонстрирует более выраженный эффект;

б) для диапазона чисел Рейнольдса $6753 \leq Re \leq 31\,000$ расположение генератора пульсаций после тестового участка приводит к увеличению интенсивности теплообмена на 20–22 %, в то время как при расположении генератора перед тестовым участком увеличение составляет 16–19 %;

в) интенсивность импульса, определяемая параметрами f и A , влияет на глубину проникновения турбулентных структур. Оптимальное сочетание значений f и A , обеспечивающее максимальную интенсификацию теплообмена, требует дополнительного изучения с использованием методов оптимизации, что является перспективным направлением дальнейших исследований.



3. Перспективы дальнейших исследований:

а) расширение области исследований на другие типы жидкостей, отличающиеся вязкостью и числом Прандтля (например, вода и масло);

б) изучение эффективности теплообмена в трубах различной геометрии, отличной от круглой (например, в оребренных или прямоугольных трубах);

в) исследование теплообмена для неньютоновских жидкостей в условиях пульсирующего потока, что представляет интерес для пищевой и фармацевтической промышленности;

г) разработка надежных прогностических моделей и методов оптимизации на основе комбинации современных методов вычислительной гидродинамики (CFD) и экспериментальных данных.

В заключение, результаты настоящего исследования демонстрируют, что совместное использование шероховатости поверхности и пульсирующего потока является эффективным способом повышения интенсивности теплообмена, что может быть применено при разработке высокоэффективных теплообменных аппаратов для различных отраслей промышленности.

Список литературы

1. Ye Q., Zhang Y., Wei J. A comprehensive review of pulsating flow on heat transfer enhancement // *Applied Thermal Engineering*. – 2021. – Vol. 196. – P. 117275. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117275.
2. Numerical investigation on flow and heat transfer of pulsating flow in various ribbed channels / B. Yang, T. Gao, J. Gong, J. Li // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 145. – P. 576–589. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.041.
3. Experimental and numerical study on heat transfer enhancement by flow-induced vibration in pulsating flow / D. Duan, Y. Cheng, M. Ge, W. Bi, P. Ge, X. Yang // *Applied Thermal Engineering*. – 2022. – Vol. 207. – P. 118171. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118171.
4. An experimental investigation on heat transfer performance of pulsating heat pipe / F. Shang, S. Fan, Q. Yang, J. Liu // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2020. – Vol. 34. – P. 425–433. – DOI: 10.1007/s12206-019-1241-x.
5. Ganapathy V. Steam generators and waste heat boilers: For process and plant engineers. – Boca Raton: CRC Press, 2014. – 539 p. – ISBN 9781138077683.
6. Zohuri B. Application of compact heat exchangers for combined cycle driven efficiency in next generation nuclear power plants: A novel approach. – Cham:

Springer Nature Link, 2015. – 366 p. – eISBN 978-3-319-23537-0. – DOI: 10.1007/978-3-319-23537-0.

7. Trigeneration in the food industry / J. Bassols, B. Kuckelkorn, J. Langreck, R. Schneider, H. Veelken // *Applied Thermal Engineering*. – 2002. – Vol. 22 (6). – P. 595–602. – DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00111-9.

8. Šalić A., Tušek A., Zelić B. Application of microreactors in medicine and biomedicine // *Journal of Applied Biomedicine*. – 2012. – Vol. 10 (3). – P. 137–153. – DOI: 10.2478/v10136-012-0011-1.

9. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications / A. Sharma, V. Tyagi, C. Chen, D. Buddhi // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2009. – Vol. 13 (2). – P. 318–345. – DOI: 10.1016/j.rser.2007.10.005.

10. Ameen A. Refrigeration and air conditioning. – PHI Learning Pvt. Ltd., 2006. – 512 p. – ISBN 8120326717. – ISBN 978-8120326712.

11. Parametric studies on automotive radiators / C. Oliet, A. Oliva, J. Castro, C. Pérez-Segarra // *Applied Thermal Engineering*. – 2007. – Vol. 27 (11). – P. 2033–2043. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.12.006.

12. Encyclopedia of agricultural, food, and biological engineering / ed. by D. Heldman and C.E. Moraru. – 2nd ed. – Boca Raton: CRC Press, 2010. – DOI: 10.1201/9780429257599.

13. Coker A.K. Introduction // Coker A.K. Petroleum refining design and application handbook. Vol. 1. – John Wiley & Sons, 2018. – Ch. 1. – ISBN 978-1-119-25710-3. – DOI: 10.1002/9781119257110.ch1.

14. Coker A.K. Thermodynamic properties of petroleum and petroleum fractions // Coker A.K. Petroleum refining design and applications handbook. Vol. 1. – John Wiley & Sons, 2018. – Ch. 4. – P. 63–110. – DOI: 10.1002/9781119257110.ch4.

15. Beddoes J., Bibby M. Principles of metal manufacturing processes. – Butterworth-Heinemann, 1999. – DOI: 10.1016/B978-0-340-73162-8.X5000-0.

16. Accurately predicting turbulent heat transfer over rough walls: a review of measurement equipment and methods / W. Abu Rowin, Y. Xia, S. Wang, N. Hutchins // *Experiments in Fluids*. – 2024. – Vol. 65. – P. 86. – DOI: 10.1007/s00348-024-03812-1.

17. Qu W., Ma H.B. Theoretical analysis of startup of a pulsating heat pipe // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2007. – Vol. 50 (11–12). – P. 2309–2316. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.043.

18. Study on heat transfer characteristics of ethane pulsating heat pipe in middle-low temperature region / X. Chen, Y. Lin, S. Shao, W. Wu // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 152. – P. 697–705. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.125.

19. Numerical investigation of heat transfer in structured rough microchannels subjected to pulsed flow / S. Singh, S.K. Singh, H.S. Mali, R. Dayal // *Applied*

Thermal Engineering. – 2021. – Vol. 197. – P. 117361. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117361.

20. Turbulent flow field and heat transfer in a heated circular channel under a reciprocating motion / H.-W. Wu, R. Lay, C. Lau, W.-J. Wu // Heat and Mass Transfer. – 2004. – Vol. 40 (10). – P. 769–778. – DOI: 10.1007/s00231-003-0464-6.

21. Lin T.-Y., Kandlikar S.G. An experimental investigation of structured roughness effect on heat transfer during single-phase liquid flow at microscale // Journal of Heat Transfer. – 2012. – Vol. 134. – P. 101701. – DOI: 10.1115/1.4006844.

22. Effects of surface roughness in microchannel with passive heat transfer enhancement structures / H. Lu, M. Xu, L. Gong, X. Duan, J.C. Chai // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – Vol. 148. – P. 119070. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119070.

23. Croce G., D'agaro P., Nonino C. Three-dimensional roughness effect on microchannel heat transfer and pressure drop // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2007. – Vol. 50 (25). – P. 5249–5259. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.021.

24. Gerrard J.H. An experimental investigation of pulsating turbulent water flow in a tube // Journal of Fluid Mechanics. – 1971. – Vol. 46 (1). – P. 43–64. – DOI: 10.1017/S0022112071000399.

25. Clamen M., Minton P. An experimental investigation of flow in an oscillating pipe // Journal of Fluid Mechanics. – 1977. – Vol. 81 (3). – P. 421–431. – DOI: 10.1017/S0022112077002146.

26. Shemer L., Wygnanski I., Kit E. Pulsating flow in a pipe // Journal of Fluid Mechanics. – 1985. – Vol. 153. – P. 313–337. – DOI: 10.1017/S0022112085001276.

27. Eckmann D.M., Grotberg J.B. Experiments on transition to turbulence in oscillatory pipe flow // Journal of Fluid Mechanics. – 1991. – Vol. 222. – P. 329–350. – DOI: 10.1017/S002211209100112X.

28. Pressure and velocity distributions in pulsating turbulent pipe flow. Part 2. Experimental investigations / M. Ohmi, T. Usui, O. Tanaka, M. Toyoma // Bulletin of JSME. – 1976. – Vol. 19 (134). – P. 951–957. – DOI: 10.1299/jsme1958.19.951.

29. Iguchi M., Park G., Koh Y. The structure of turbulence in pulsatile pipe flows // KSME Journal. – 1993. – Vol. 7. – P. 185–193. – DOI: 10.1007/BF02970963.

30. Hydrodynamics and heat transfer with pulsating fluid flow in tubes / L. Genin, A. Koval, S. Manachkha, V. Sviridov // Thermal Engineering. – 1992. – Vol. 39 (5). – P. 251–255.

31. Einav S., Sokolov M. An experimental study of pulsatile pipe flow in the transition range // Journal of Biomechanical Engineering. – 1993. – Vol. 115 (4A). – P. 404–411. – DOI: 10.1115/1.2895504.

32. Carvalho Jr J.A. Behavior of solid particles in pulsating flows // Journal of Sound and Vibration. – 1995. – Vol. 185 (4). – P. 581–593. – DOI: 10.1006/jsvi.1995.0402.

33. Lu P.-C. Discussion: “Heat Transfer for Pulsating Laminar Duct Flow” (Siegel, R., and Perlmutter, M., 1962, ASME J. Heat Transfer, 84, pp. 111–122) // Journal of Heat Transfer. – 1962. – Vol. 84. – P. 111–122. – DOI: 10.1115/1.3684308.

34. Faghri M., Javdani K., Faghri A. Heat transfer with laminar pulsating flow in a pipe // Letters in Heat and Mass Transfer. – 1979. – Vol. 6 (4). – P. 259–270. – DOI: 10.1016/0094-4548(79)90013-4.

35. Krishnan K.N., Sastri V.M.K. Heat transfer in laminar pulsating flows of fluids with temperature dependent viscosities // Wärme- und Stoffübertragung. – 1989. – Vol. 24 (1). – P. 27–42. – DOI: 10.1007/BF01599503.

36. Cho H., Hyun J. Numerical solutions of pulsating flow and heat transfer characteristics in a pipe // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 1990. – Vol. 11 (4). – P. 321–330. – DOI: 10.1016/0142-727X(90)90056-H.

37. Kim S.Y., Kang B.H., Hyun J.M. Heat transfer from pulsating flow in a channel filled with porous media // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1994. – Vol. 37 (14). – P. 2025–2033. – DOI: 10.1016/0017-9310(94)90304-2.

38. Gül H. Experimental investigation of heat transfer in oscillating circular pipes: High frequencies and amplitudes // Scientific Research and Essays. – 2013. – Vol. 8 (13). – P. 524–531. – DOI: 10.5897/SRE12.721.

39. Dittus F., Boelter L. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 1985. – Vol. 12 (1). – P. 3–22. – DOI: 10.1016/0735-1933(85)90003-X.

40. Winterton R.H.S. Technical notes: Where did the dittus and boelter equation come from? // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1998. – Vol. 41 (4–5). – P. 809–810. – DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00177-4.

41. McAdams W.H. Heat transmission. – 3rd ed. – New York: McGraw-Hill, 1954. – ISBN 0070447993. – ISBN 9780070447998.

42. Bagade P.M., Bhumkar Y.G., Sengupta T.K. An improved orthogonal grid generation method for solving flows past highly cambered aerofoils with and without roughness elements // Computers and Fluids. – 2014. – Vol. 103. – P. 275–289. – DOI: 10.1016/j.compfluid.2014.07.031.

43. Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe / E.A. Elshafei, M. Safwat Mohamed, H. Mansour, M. Sakr // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2008. – Vol. 29 (4). – P. 1029–1038. – DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.03.018.



44. *Cebeci T., Bradshaw P.* Physical and computational aspects of convective heat transfer. – New York: Springer, 2012. – (Springer Study Edition). – DOI: 10.1007/978-1-4612-3918-5.

45. *Kays W., Crawford M., Weigand B.* Convective heat and mass transfer. – McGraw-Hill, 2005. – (McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering). – ISBN 0072468769. – ISBN 978-0072468762.

46. Predicting the drag of rough surfaces / D. Chung, N. Hutchins, M. Schultz, K. Flack // *Annual Review of Fluid Mechanics*. – 2021. – Vol. 53. – P. 439–471. – DOI: 10.1146/annurev-fluid-062520-115127.

47. *Alfarawi S., Abdel-Moneim S.A., Bodalal A.* Experimental investigations of heat transfer enhancement from rectangular duct roughened by hybrid ribs // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2017. – Vol. 118. – P. 123–138. – DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.04.017.

48. Turbulent flow over transitionally rough surfaces with varying roughness densities / M. MacDonald, L. Chan, D. Chung, N. Hutchins, A. Ooi // *Journal of Fluid Mechanics*. – 2016. – Vol. 804. – P. 130–161. – DOI: 10.1017/jfm.2016.459.

49. The influence of surface roughness on heat transfer in the transitional flow regime / M. Everts, S.R. Ayres, F.A. Mulock Houwer, C.P. Vanderwagen, N.M. Kotze, J.P. Meyer // *Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference*. – Begellhouse, 2014. – DOI: 10.1615/IHTC15.cnv.008338.

50. *Meyer J., Olivier J.* Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part I – Adiabatic pressure drops // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2011. – Vol. 54 (7). – P. 1587–1597. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.027.

51. *Meyer J., Olivier J.* Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part II – Heat transfer // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2011. – Vol. 54 (7). – P. 1598–1607. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.026.

52. The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils / A. García, J. Solano, P. Vicente, A. Viedma // *Applied Thermal Engineering*. – 2012. – Vol. 35. – P. 196–201. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.10.030.

53. *Mousa M.H., Miljkovic N., Nawaz K.* Review of heat transfer enhancement techniques for single phase flows // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2021. – Vol. 137. – P. 110566. – DOI: 10.1016/j.rser.2020.110566.

54. *Everts M., Meyer J.P.* Heat transfer of developing and fully developed flow in smooth horizontal tubes in the transitional flow regime // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – Vol. 117. – P. 1331–1351. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.071.

55. Effects of flow pulsation and surface geometry on heat transfer performance in a channel with teardrop-shaped dimples measured by transient technique / S. Kobayashi, K. Inokuma, A. Murata, K. Iwamoto // *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2024. – Vol. 146. – P. 072001. – DOI: 10.1115/1.4065117.

56. *Abdelfattah M., Aziz M.A., Maghrabie H.M.* Numerical analysis of heat transfer and fluid flow structures of jet impingement on a flat plate with different shapes of roughness elements // *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. – 2024. – P. 1–26. – DOI: 10.1080/10407782.2024.2379032.

57. *Ansys Fluent Theory Guide*. – ANSYS, Inc., 2021.

58. *Nikuradse J.* Laws of flow in rough pipes. – NACA, 1950. – 62 p. – (NACA Technical Memoranda; NACA-TM-1292).

59. *Cebeci T., Bradshaw P.* Momentum transfer in boundary layers. – Washington: Hemisphere Pub. Corp., 1977. – 407 p. – ISBN 0070103003. – ISBN 9780070103009.

60. Computational modelling and analysis of heat transfer enhancement in straight circular pipe with pulsating flow / S.V. Nishandar, A.T. Pise, P.M. Bagade, M.U. Gaikwad, A. Singh // *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*. – 2024. – Vol. 19 (3). – P. 1951–1969. – DOI: 10.1007/s12008-024-01907-x.

61. *Дзиевди Р., Соматкар А., Чинчаникар С.* Моделирование и оптимизация процесса накатывания роликом Al6061-T6 для достижения минимального отклонения от круглости, минимальной шероховатости поверхности и повышения ее микротвердости // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2024. – Т. 26, № 3. – С. 52–65. – DOI: 10.17212/1994-6309-2024-26.3-52-65.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.



Obrabotka metallov - Metal Working and Material Science

Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Numerical and experimental investigation of heat transfer augmentation in roughened pipes

Siddhanath Nishandar^{1, a}, Ashok Pise^{1, b}, Pramodkumar Bagade^{2, c, *}

¹ Department of Mechanical Engineering, Government College of Engineering, Karad, Shivaji University, Kolhapur, Maharashtra 445414, India

² Department of Mechanical Engineering, TSSM's Bhivarabai Sawant College of Engineering and Research (BSCOER), Narhe, Pune, Maharashtra 445414, India

^a <https://orcid.org/0000-0001-6190-3412>, siddhant.nishandar04@gmail.com; ^b <https://orcid.org/0009-0003-0276-8996>, ashokpise@gmail.com;

^c <https://orcid.org/0000-0002-4069-1542>, pramodbagade@gmail.com

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 23 June 2025

Revised: 04 July 2025

Accepted: 10 July 2025

Available online: 15 September 2025

Keywords:

Heat transfer enhancement

Surface roughness

Turbulent kinetic energy (*TKE*)

Pulsating flow

Turbulent flow

Nusselt number (*Nu*)

ABSTRACT

Introduction. In many technical applications, such as thermal energy systems, chemical processing, power production, and *HVAC*, efficient heat transfer (*HT*) is essential. Research on improving *HT* performance in circular pipes is still crucial, especially when it comes to changes that cause thermal boundary layers to be disrupted and turbulence to grow. **Purpose of the work:** The purpose of this work is to thoroughly examine how convective heat transfer can be improved in circular pipes with purposefully roughened surfaces. It focuses on how surface roughness, flow pulsations, *Reynolds* number (*Re*), and heat flow rate (*Q*) affect thermal performance. **Methods of investigation.** A combination of experimental and numerical methods is employed to assess the thermo-fluid dynamics inside the pipe. Lab-scale experiments and computational fluid dynamics (*CFD*) simulations are used to investigate temperature distribution, velocity and pressure fields, turbulent kinetic energy (*TKE*), vorticity, eddy viscosity, local heat transfer coefficient (*h*), and *Nusselt* number (*Nu*). Additionally, sinusoidal pulsations are introduced at the inlet and the outlet, with regular oscillations in frequency (*f*) and amplitude (*A*), over a turbulent flow range ($6,753 \leq Re \leq 31,000$). **Results and discussion.** The results show that surface roughness enhances *HT* by significantly increasing turbulence and disrupting the thermal boundary layer. *TKE* becomes a significant factor when there is a strong correlation between higher *HT* coefficients and rising turbulence intensity. *HT* performance is further improved by introducing flow pulsations; downstream pulsation increases *Nu* by 20–22% and upstream pulsing by 16–19%. The outcomes demonstrate how effectively controlled flow pulsations and surface roughness combine to optimize heat transfer. This collaborative approach holds great potential for compact and highly efficient thermal system designs in industrial environments.

For citation: Nishandar S.V., Pise A.T., Bagade P.M. Numerical and experimental investigation of heat transfer augmentation in roughened pipes. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty)* = *Metal Working and Material Science*, 2025, vol. 27, no. 3, pp. 87–107. DOI: 10.17212/1994-6309-2025-27.3-87-107. (In Russian).

References

1. Ye Q., Zhang Y., Wei J. A comprehensive review of pulsating flow on heat transfer enhancement. *Applied Thermal Engineering*, 2021, vol. 196, p. 117275. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117275.
2. Yang B., Gao T., Gong J., Li J. Numerical investigation on flow and heat transfer of pulsating flow in various ribbed channels. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 145, pp. 576–589. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.041.
3. Duan D., Cheng Y., Ge M., Bi W., Ge P., Yang X. Experimental and numerical study on heat transfer enhancement by flow-induced vibration in pulsating flow. *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 207, p. 118171. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118171.

* Corresponding author

Bagade Pramodkumar M., Ph.D. (Aerospace Engineering), Professor
 Department of Mechanical Engineering,
 TSSM's Bhivarabai Sawant College of Engineering and Research (BSCOER),
 Narhe, Pune,
 445414, Maharashtra, India
 Tel.: +91 9075279575, e-mail: pramodbagade@gmail.com

4. Shang F., Fan S., Yang Q., Liu J. An experimental investigation on heat transfer performance of pulsating heat pipe. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2020, vol. 34, pp. 425–433. DOI: 10.1007/s12206-019-1241-x.
5. Ganapathy V. *Steam generators and waste heat boilers: For process and plant engineers*. Boca Raton, CRC Press, 2014. 539 p. ISBN 9781138077683.
6. Zohuri B. *Application of compact heat exchangers for combined cycle driven efficiency in next generation nuclear power plants: A novel approach*. Cham, Springer Nature Link, 2015. 366 p. eISBN 978-3-319-23537-0. DOI: 10.1007/978-3-319-23537-0.
7. Bassols J., Kuckelkorn B., Langreck J., Schneider R., Veelken H. Trigeneration in the food industry. *Applied Thermal Engineering*, 2002, vol. 22 (6), pp. 595–602. DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00111-9.
8. Šalić A., Tušek A., Zelić B. Application of microreactors in medicine and biomedicine. *Journal of Applied Biomedicine*, 2012, vol. 10 (3), pp. 137–153. DOI: 10.2478/v10136-012-0011-1.
9. Sharma A., Tyagi V.V., Chen C.R., Buddhi D. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, vol. 13 (2), pp. 318–345. DOI: 10.1016/j.rser.2007.10.005.
10. Ameen A. *Refrigeration and air conditioning*. PHI Learning Pvt. Ltd., 2006. 512 p. ISBN 8120326717. ISBN 978-8120326712.
11. Oliet C., Oliva A., Castro J., Pérez-Segarra C.D. Parametric studies on automotive radiators. *Applied Thermal Engineering*, 2007, vol. 27 (11), pp. 2033–2043. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.12.006.
12. Heldman D., Moraru C.E., eds. *Encyclopedia of agricultural, food, and biological engineering*. 2nd ed. Boca Raton, CRC Press, 2010. DOI: 10.1201/9780429257599.
13. Coker A.K. Introduction. Coker A.K. *Petroleum refining design and application handbook*. John Wiley & Sons, 2018, ch. 1, pp. 1–6. ISBN 978-1-119-25710-3. DOI: 10.1002/9781119257110.ch1.
14. Coker A.K. Thermodynamic properties of petroleum and petroleum fractions. Coker A.K. *Petroleum refining design and application handbook*. John Wiley & Sons, 2018, ch. 4, pp. 63–110. DOI: 10.1002/9781119257110.ch4.
15. Beddoes J., Bibby M. *Principles of metal manufacturing processes*. Butterworth-Heinemann, 1999. DOI: 10.1016/B978-0-340-73162-8.X5000-0.
16. Abu Rowin W., Xia Y., Wang S., Hutchins N. Accurately predicting turbulent heat transfer over rough walls: a review of measurement equipment and methods. *Experiments in Fluids*, 2024, vol. 65, p. 86. DOI: 10.1007/s00348-024-03812-1.
17. Qu W., Ma H.B. Theoretical analysis of startup of a pulsating heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 50 (11–12), pp. 2309–2316. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.043.
18. Chen X., Lin Y., Shao S., Wu W. Study on heat transfer characteristics of ethane pulsating heat pipe in middle-low temperature region. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 152, pp. 697–705. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.125.
19. Singh S., Singh S.K., Mali H.S., Dayal R. Numerical investigation of heat transfer in structured rough microchannels subjected to pulsed flow. *Applied Thermal Engineering*, 2021, vol. 197, p. 117361. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117361.
20. Wu H.-W., Lay R.-F., Lau C.-T., Wu W.-J. Turbulent flow field and heat transfer in a heated circular channel under a reciprocating motion. *Heat and Mass Transfer*, 2004, vol. 40 (10), pp. 769–778. DOI: 10.1007/s00231-003-0464-6.
21. Lin T.-Y., Kandlikar S.G. An experimental investigation of structured roughness effect on heat transfer during single-phase liquid flow at microscale. *Journal of Heat Transfer*, 2012, vol. 134, p. 101701. DOI: 10.1115/1.4006844.
22. Lu H., Xu M., Gong L., Duan X., Chai J.C. Effects of surface roughness in microchannel with passive heat transfer enhancement structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 148, p. 119070. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119070.
23. Croce G., D'agaro P., Nonino C. Three-dimensional roughness effect on microchannel heat transfer and pressure drop. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 50 (25), pp. 5249–5259. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.021.
24. Gerrard J.H. An experimental investigation of pulsating turbulent water flow in a tube. *Journal of Fluid Mechanics*, 1971, vol. 46 (1), pp. 43–64. DOI: 10.1017/S0022112071000399.
25. Clamen M., Minton P. An experimental investigation of flow in an oscillating pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 1977, vol. 81 (3), pp. 421–431. DOI: 10.1017/S0022112077002146.
26. Shemer L., Wygnanski I., Kit E. Pulsating flow in a pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 1985, vol. 153, pp. 313–337. DOI: 10.1017/S0022112085001276.

27. Eckmann D.M., Grotberg J.B. Experiments on transition to turbulence in oscillatory pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 1991, vol. 222, pp. 329–350. DOI: 10.1017/S002211209100112X.
28. Ohmi M., Usui T., Tanaka O., Toyoma M. Pressure and velocity distributions in pulsating turbulent pipe flow. Part 2. Experimental investigations. *Bulletin of JSME*, 1976, vol. 19 (134), pp. 951–957. DOI: 10.1299/jsmel1958.19.951.
29. Iguchi M., Park G., Koh Y. The structure of turbulence in pulsatile pipe flows. *KSME Journal*, 1993, vol. 7, pp. 185–193. DOI: 10.1007/BF02970963.
30. Genin L.G., Koval A.P., Manchka S.P., Sviridov V.G. Hydrodynamics and heat transfer with pulsating fluid flow in tubes. *Thermal Engineering*, 1992, vol. 39 (5), pp. 251–255.
31. Einav S., Sokolov M. An experimental study of pulsatile pipe flow in the transition range. *Journal of Biomechanical Engineering*, 1993, vol. 115 (4A), pp. 404–411. DOI: 10.1115/1.2895504.
32. Carvalho Jr J.A. Behavior of solid particles in pulsating flows. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, vol. 185 (4), pp. 581–593. DOI: 10.1006/jsvi.1995.0402.
33. Lu P.-C. Discussion: “Heat Transfer for Pulsating Laminar Duct Flow” (Siegel, R., and Perlmutter, M., 1962, ASME J. Heat Transfer, 84, pp. 111–122). *Journal of Heat Transfer*, 1962, vol. 84, pp. 111–122. DOI: 10.1115/1.3684308.
34. Faghri M., Javdani K., Faghri A. Heat transfer with laminar pulsating flow in a pipe. *Letters in Heat and Mass Transfer*, 1979, vol. 6 (4), pp. 259–270. DOI: 10.1016/0094-4548(79)90013-4.
35. Krishnan K.N., Sastri V.M.K. Heat transfer in laminar pulsating flows of fluids with temperature dependent viscosities. *Wärme- und Stoffübertragung*, 1989, vol. 24 (1), pp. 27–42. DOI: 10.1007/BF01599503.
36. Cho H., Hyun J. Numerical solutions of pulsating flow and heat transfer characteristics in a pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1990, vol. 11 (4), pp. 321–330. DOI: 10.1016/0142-727X(90)90056-H.
37. Kim S.Y., Kang B.H., Hyun J.M. Heat transfer from pulsating flow in a channel filled with porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1994, vol. 37 (14), pp. 2025–2033. DOI: 10.1016/0017-9310(94)90304-2.
38. Gül H. Experimental investigation of heat transfer in oscillating circular pipes: High frequencies and amplitudes. *Scientific Research and Essays*, 2013, vol. 8 (13), pp. 524–531. DOI: 10.5897/SRE12.721.
39. Dittus F., Boelter L. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985, vol. 12 (1), pp. 3–22. DOI: 10.1016/0735-1933(85)90003-X.
40. Winterton R.H.S. Technical notes: Where did the dittus and boelter equation come from? *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, vol. 41 (4–5), pp. 809–810. DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00177-4.
41. McAdams W.H. *Heat transmission*. 3rd ed. New York, McGraw-Hill, 1954. ISBN 0070447993. ISBN 9780070447998.
42. Bagade P.M., Bhumkar Y.G., Sengupta T.K. An improved orthogonal grid generation method for solving flows past highly cambered aerofoils with and without roughness elements. *Computers and Fluids*, 2014, vol. 103, pp. 275–289. DOI: 10.1016/j.compfluid.2014.07.031.
43. Elshafei E.A.M., Safwat Mohamed M., Mansour H., Sakr M. Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2008, vol. 29 (4), pp. 1029–1038. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.03.018.
44. Cebeci T., Bradshaw P. *Physical and computational aspects of convective heat transfer*. New York, Springer, 2012. DOI: 10.1007/978-1-4612-3918-5.
45. Kays W., Crawford M., Weigand B. *Convective heat and mass transfer*. McGraw-Hill, 2005. ISBN 0072468769. ISBN 978-0072468762.
46. Chung D., Hutchins N., Schultz M.P., Flack K.A. Predicting the drag of rough surfaces. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2021, vol. 53, pp. 439–471. DOI: 10.1146/annurev-fluid-062520-115127.
47. Alfarawi S., Abdel-Moneim S.A., Bodalal A. Experimental investigations of heat transfer enhancement from rectangular duct roughened by hybrid ribs. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, vol. 118, pp. 123–138. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.04.017.
48. MacDonald M., Chan L., Chung D., Hutchins N., Ooi A. Turbulent flow over transitionally rough surfaces with varying roughness densities. *Journal of Fluid Mechanics*, 2016, vol. 804, pp. 130–161. DOI: 10.1017/jfm.2016.459.
49. Everts M., Ayres S.R., Mulock Houwer F.A., Vanderwagen C.P., Kotze N.M., Meyer J.P. The influence of surface roughness on heat transfer in the transitional flow regime. *Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference*. Begellhouse, 2014. DOI: 10.1615/IHTC15.cnv.008338.

50. Meyer J., Olivier J. Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part I – Adiabatic pressure drops. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, vol. 54 (7), pp. 1587–1597. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.027.
51. Meyer J., Olivier J. Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part II – Heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, vol. 54 (7), pp. 1598–1607. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.026.
52. García A., Solano J.P., Vicente P.G., Viedma A. The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils. *Applied Thermal Engineering*, 2012, vol. 35, pp. 196–201. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.10.030.
53. Mousa M.H., Miljkovic N., Nawaz K. Review of heat transfer enhancement techniques for single phase flows. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, vol. 137, p. 110566. DOI: 10.1016/j.rser.2020.110566.
54. Everts M., Meyer J.P. Heat transfer of developing and fully developed flow in smooth horizontal tubes in the transitional flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 117, pp. 1331–1351. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.071.
55. Kobayashi S., Inokuma K., Murata A., Iwamoto K. Effects of flow pulsation and surface geometry on heat transfer performance in a channel with teardrop-shaped dimples measured by transient technique. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, vol. 146, p. 072001. DOI: 10.1115/1.4065117.
56. Abdelfattah M., Aziz M.A., Maghrabie H.M. Numerical analysis of heat transfer and fluid flow structures of jet impingement on a flat plate with different shapes of roughness elements. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2024, pp. 1–26. DOI: 10.1080/10407782.2024.2379032.
57. *Ansys Fluent Theory Guide*. ANSYS, Inc., 2021.
58. Nikuradse J. *Laws of flow in rough pipes*. NACA Technical Memorandums, NACA-TM-1292. NACA, 1950. 62 p.
59. Cebeci T., Bradshaw P. *Momentum transfer in boundary layers*. Washington, Hemisphere Pub. Corp., 1977. 407 p. ISBN 0070103003. ISBN 9780070103009.
60. Nishandar S.V., Pise A.T., Bagade P.M., Gaikwad M.U., Singh A. Computational modelling and analysis of heat transfer enhancement in straight circular pipe with pulsating flow. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*, 2024, vol. 19 (3), pp. 1951–1969. DOI: 10.1007/s12008-024-01907-x.
61. Dwivedi R., Somatkar A., Chinchani S. Modeling and optimization of roller burnishing of Al6061-T6 process for minimum surface roughness, better microhardness and roundness. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2024, vol. 26, no. 3, pp. 52–65. DOI: 10.17212/1994-6309-2024-26.3-52-65.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2025 The Authors. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>).