

На правах рукописи



ПЕТРОВА НАДЕЖДА ПАВЛОВНА

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ КОНВЕКТИВНОГО  
ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ КАЛОРИФЕРА  
ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
НАЛОЖЕННЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА**

Специальность: 2.4.6 Теоретическая и прикладная теплотехника

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

Воронеж – 2023

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Самарский государственный технический университет»

Научный руководитель: **Цынаева Анна Александровна**  
кандидат технических наук, доцент

Официальные оппоненты: **Мингалева Гузель Рашидовна**,  
доктор технических наук, доцент,  
ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет», заведующий кафедрой «Энергетическое машиностроение», г. Казань  
**Мракин Антон Николаевич**,  
кандидат технических наук, доцент,  
ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», доцент кафедры «Промышленная теплотехника», г. Саратов

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет», г. Ульяновск

Защита диссертации состоится «25» января 2024 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета Д 24.2.286.07, созданного на базе ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет» по адресу: г. Воронеж, Московский проспект, 14, ауд. 216

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «ВГТУ» и на сайте [www.cchgeu.ru](http://www.cchgeu.ru)

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 20 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
Д 24.2.286.07, к. ф.-м. н., доц.

 - Рязских Александр Викторович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Существенное увеличение потребителей тепловой энергии при незначительном изменении количества источников теплоснабжения требует новых решений для увеличения КПД теплогенераторов. Одним из методов повышения КПД теплогенераторов является увеличение температуры воздуха, поступающего в котел. При этом количество теплоты, передаваемое к нагреваемому воздуху, будет определяться температурным напором, коэффициентом теплопередачи и площадью теплообмена. То есть, увеличение площади теплообмена является экстенсивным путем и ведет к росту массогабаритных характеристик калориферов. На современном этапе коэффициент теплопередачи при оптимизированных материалах и толщинах стенок будет определяться минимальным значением коэффициента теплоотдачи, который характерен для теплообмена со стороны нагреваемого воздуха, так как теплофизические свойства воздуха значительно хуже характеристик греющего или охлаждающего теплоносителя в этих устройствах (пар, вода и др.). При этом увеличение скорости воздушного потока в калорифере для повышения интенсивности теплообмена ограничивается требованиями по нормируемым значениям уровня шума при работе систем. Интенсивно разрабатываемыми методами увеличения коэффициента теплоотдачи каналов калориферов являются каналы переменного сечения (с использованием положительного, отрицательного и знакопеременного продольного градиента давления), а также метод наложения пульсаций потока. Оказывается, что применение каналов переменного сечения существенно сказывается на интенсивности теплоотдачи, однако возможна дальнейшая интенсификация при использовании гибридного подхода с использованием каналов переменного сечения с одновременным наложением пульсаций потока.

Наибольший вклад в изучении явлений теплообмена в каналах переменного сечения внесли А.А. Жукаускас, С. С. Кутателадзе, А. И. Леонтьев, Ю.А. Виноградов, В. Г. Лушик, А. В. Щукин, D. M. Driver, Н.Н. Fernholz, D. Warnack, А.Е.Samuel, Н. J. Herring и др. в контексте установления влияния на интенсивность теплоотдачи геометрических характеристик каналов при заданных режимных параметрах. При этом использованию гибридного подхода (продольный переменный градиент давления совмещается с наложенными пульсациями потока для интенсификации теплообмена) повышения эффективности подогрева воздуха в калориферах для переходного режима уделено недостаточно внимания.

Диссертационное исследование выполнялось в рамках научного направления кафедры «Теплогасоснабжение и вентиляция» СамГТУ «Исследование физических процессов и разработка эффективных решений оборудования энергетических систем».

Тема диссертационной работы, посвященная разработке гибридного метода интенсификации теплообмена в каналах калориферов с использованием переменного сечения и одновременным наложением пульсаций потока, является актуальной и практически значимой.

**Цель работы** – интенсификация теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного совмещения наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления.

Для достижения поставленной цели в работе решены **следующие задачи**.

1. Разработка и верификация метода численного исследования теплообмена и газодинамики в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

2. Проведение численных экспериментов по исследованию процессов газодинамики и теплообмена для каналов калориферов переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока, на базе которых будут выявлены закономерности тепломассообменных процессов для исследованных каналов в переходном режиме.

3. Обобщение результатов исследований и получение критериальных уравнений для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) и одновременного наложения пульсаций потока ( $Re_d=3000-6000$ , коэффициент ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , формпараметр  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ ,  $Sh=0,029 - 0,29$ ).

4. Разработка на основе полученных результатов новой конструкции теплообменной поверхности и способа интенсификации конвективного теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного метода интенсификации на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления в каналах переменного сечения (конфузорно-диффузорных).

#### **Научная новизна:**

1. Верифицированный метод численного исследования при переходном режиме теплообмена и газодинамики каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) при тепловых граничных условиях 2-го рода, отличающийся одновременным наложением пульсаций потока или использованием переменной степени турбулентности в уравнениях  $k-\omega$  SST модели турбулентности Ментера.

2. Новые результаты по исследованию процессов газодинамики и теплообмена для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока, на базе которых выявлены закономерности тепломассообменных процессов для исследованных каналов в переходном режиме.

3. Обобщающие критериальные уравнения для теплового и гидравлического расчета при проектировании каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока при  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ , с  $Sh=0,029 - 0,29$ , позволяющие учитывать гибридное воздействие наложенных пульсаций потока (частоту, амплитуду и т.д.) и знакопеременного градиента давления (формпараметр, коэффициент ускоренности).

4. Новая конструкция теплообменной поверхности, способ интенсификации конвективного теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного метода интенсификации на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления в каналах переменного сечения (конфузорно-диффузорных), позволяющие

повысить интенсивность теплообмена до 2,7 раза.

### **Теоретическая и практическая значимость работы.**

Теоретическая значимость заключается в разработке метода исследования теплообмена и газодинамики в каналах калориферов переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

Практическая значимость заключается в получении обобщающих критериальных уравнений для теплового и гидравлического расчета при проектировании каналов калориферов переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока при  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ , с  $Sh=0,029 - 0,29$ , а также разработки новой конструкции теплообменной поверхности и способа интенсификации конвективного теплообмена. Разработанная конвективная теплообменная поверхность, способ интенсификации конвективного теплообмена и обобщающие критериальные уравнения используются в учебном процессе в «Самарском государственном техническом университете» для исследования работы теплообменного оборудования и при расчете калориферов. Результаты диссертационной работы внедрены в производственную деятельность ООО «НЕОВЕНТ» для расчета калориферов при проведении проектных работ.

**Обоснованность и достоверность** результатов работы подтверждается сопоставлением результатов численного исследования с результатами экспериментальных исследований других авторов, тестированием используемого для численного исследования свободного программного обеспечения, применением положений теории теплофизического эксперимента, теории подобия и положений теории тепломассообмена. Подлинность численных исследований обеспечивается применением метода математического моделирования (подтвержденного сравнением с экспериментальными исследованиями) процессов переноса, использованием апробированного программного обеспечения.

**Апробация работы.** Основные результаты исследования доложены на Международной научно-практической конференции (Самара, 2017 г.); II Международной научно-практической конференции. Ю.П. Грабоздин. (Самара, 2018 г.); XXII Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева (Москва, 2018 г.); II Международной научно-практической конференции «Альтернативная и интеллектуальная энергетика» (Воронеж, 2020 г.); Международной научно-практической конференции «Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе» (Саратов, 2021 г), I Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики» (Ульяновск, 2021 г), III Всероссийской научно-практической конференции «Современная наука: актуальные проблемы, достижения и инновации» (г. Белебей, 2022 г).

**Публикации.** Основные положения и результаты диссертационной работы опубликованы в 14 печатных работах, в том числе 2 статьи в изданиях, рекомендуемых перечнем ВАК РФ, 2 статьи в других изданиях, 2 патента на изобретение РФ, 1 патент на полезную модель РФ.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения,

четырёх разделов, заключения, списка литературы (114 источников) и 4 приложений, включает 142 страниц текста, 63 рисунков и 1 таблицу.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** раскрыта актуальность тематики исследования, современное состояние проблемы, сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и практическая значимость, представлены основные положения, выносимые на защиту, и дана краткая характеристика содержания диссертации.

**В первом разделе** проведен анализ методов интенсификации теплообмена для подогревателей воздуха, выявлены проблемы и подходы к повышению эффективности теплообменных аппаратов.

В настоящее время имеется тенденция роста количества потребителей тепловой энергии при незначительном изменении числа источников теплоты (котельных и ТЭЦ). За проанализированный период (2012-2021 г.г.) рост отпуска тепловой энергии котельными мощностью от 20 до 100 Гкал/ч составил около 26%. При этом количество котельных за этот же период практически не изменилось, следовательно, повышенный отпуск теплоты требовал работы оборудования на предельно допустимых параметрах, что требует увеличения КПД котельных установок. Так как наблюдается зависимость КПД котла от температуры исходного воздуха в топке, возникает необходимость интенсификации теплообмена в подогревателях воздуха (калориферах) котельных установок. Одним из перспективных способов интенсификации теплообмена является гибридный метод на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления (конфузорно-диффузорных каналов).

По вышеизложенному подходу выявлен недостаток данных по интенсификации теплообмена в каналах калориферов в переходном режиме течения, определенных коэффициентах ускоренности, определенных величинах формпараметров и характеристик пульсаций потока (числа Рейнольдса от 3000 до 6000, коэффициенты ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6} - 1,32 \cdot 10^{-5}$ , формпараметр  $M_\phi=0,024 - 0,04$ , число  $Sh=0,029 - 0,29$ ).

**Второй раздел** посвящен выбору метода исследования и его валидации. В качестве метода исследования выбрано численное моделирование.

Математическое моделирование течения и теплообмена выполнено в программном комплексе Code\_Saturne с помощью RANS подхода. Математическая модель включает в себя дифференциальные уравнения: сохранения массы (уравнение неразрывности), сохранения энергии, состояния, сохранения количества движения (Навье-Стокса).

Уравнение Навье-Стокса:

$$\rho \frac{du_x}{d\tau} = g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \bar{u} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \right], (1)$$

$$\rho \frac{du_y}{d\tau} = g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \bar{u} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \right], (2)$$

$$\rho \frac{du_z}{d\tau} = g_z - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_z}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u_z}{\partial z} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \bar{u} \right) \right], \quad (3)$$

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div} (\rho \bar{u}) = 0, \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность;  $u_x, u_y, u_z$  – проекции вектора скорости  $\bar{u}$  потока на оси  $x, y, z$ ;  $\tau$  – время;  $g_x, g_y, g_z$  – проекции вектора внешней массовой силы на координатные оси;  $P$  – давление;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости.

Уравнение энергии:

$$\rho \frac{\partial e}{\partial \tau} = -\operatorname{div}(-\lambda \operatorname{grad} t) + q_v - P \operatorname{div}(u) + S_f, \quad (5)$$

где  $e$  – внутренняя энергия;  $q_v = 0$  – тепловая мощность внутренних источников теплоты;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $t$  – температура;  $u$  – мгновенное значение скорости потока.

Диссипативная функция  $S_f$ :

$$S_f = \mu \left\{ \begin{aligned} & 2 \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2 - \\ & - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Уравнение состояния:

$$\frac{P}{\rho} = \frac{R_m}{m_g} \cdot t, \quad (7)$$

где  $R_m$  – универсальная газовая постоянная;  $m_g$  – молекулярная масса газа.

Кинетическая энергия турбулентности:

$$\frac{\partial k_s}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial k_s}{\partial x_j} = P_k - \Psi^* k_s \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_{k1} \nu_t) \frac{\partial k_s}{\partial x_j} \right], \quad (8)$$

Диссипация:

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha' S^2 - \Psi' \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_{\omega 1} \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k_s}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \quad (9)$$

где использованы следующие коэффициенты и вспомогательные соотношения:

$$F_1 = th \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k_s}}{\Psi^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right); \frac{4 \sigma_{\omega 2} k_s}{CD_{k_s \omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad - \quad \text{первая функция,}$$

$$\nu_t = \frac{a_1 k_s}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad - \quad \text{кинематическая турбулентная вязкость,} \quad \Omega = \frac{\partial u}{\partial y} \quad - \quad \text{согласно}$$

Ментеру,  $F_2 = th \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k_s}}{\Psi^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right]$  – вторая функция смешивания,

$P_k = \min \left( \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x}; 10\Psi^* k_s \omega \right)$  – первое соотношение,  $\alpha'S^2 = f(\gamma, \nu_i, \tau_{ij}, U_j, x_j, \rho)$

согласно Ментеру,  $CD_{k_s \omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k_s}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}; 10^{-10} \right)$  – второе соотношение,

$(a_1 = 0,31, \phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1), \Psi' = \frac{3}{40}; \Psi^* = \frac{9}{100}; \sigma_{k_1} = 0,85; \sigma_{k_2} = 1; \sigma_{\omega 1} = 0,5;$

$\sigma_{\omega 2} = 0,856, \gamma = \frac{\psi_1}{\Psi^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} \theta^2}{\sqrt{\Psi^*}}, \theta$  – константа Прандтля-Кармана  $\theta=0.41$ ) –

константы,  $k_s$  – кинетическая энергия турбулентных пульсаций,  $m^2/c^2$ ;  $\omega$  – скорость рассеивания энергии турбулентности,  $m^2/c^3$ ;  $u_j$  – осредненное значение скорости;  $\nu_i$  – коэффициент турбулентной кинематической вязкости;  $x_j$  – координата,  $y$  – расстояние до поверхности,  $\tau_{ij}$  – тензор турбулентных напряжений.

Для численного решения уравнений (1-9) применен RANS подход с использованием эмпирической k- $\omega$  SST модели турбулентности (Ментер Ф. Р. 1993 г.).

Для подтверждения адекватности получаемых результатов производилась валидация в несколько этапов. На первом этапе производится сравнение результатов численного исследования с данными эксперимента Э.Я. Эпик.

Начальные и граничные условия для тестовой задачи (вариант 1):

$\tau = 0: u = u_{00}; t = t_{00}; g = 9,81; P = const;$

на входе:  $\tau > 0: x = 0: u = u_0(\tau); t = t_0(\tau); Tu = Tu(x, y, z, \tau); d = d_0;$

на стенке:  $z = z_{wall}: u = 0; q = q_{wall}(x, y, z); t_{cm} = t_{wall}(x, y, z, \tau),$

на выходе:  $\tau > 0: x = L: P_{usz} = 0,$

где  $u$  – скорость, м/с,  $t$  – температура потока, °С,  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ,  $d$  – гидравлический диаметр, м,  $q$  – удельный тепловой поток Вт/м<sup>2</sup>,  $u'$  – пульсационная составляющая скорости,  $t_{cm}$  – температура стенки,  $L$  – длина канала,  $P$  – давление, индексы: «00» – параметры в начальный момент времени на входе; «0» – параметры на входе, «x», «y», «z» – оси, «wall» – параметры на стенке, «usz» – избыточное. В тестовой задаче при сравнении с экспериментом Эпик Э. Я. по длине пластины степень турбулентности убывала  $Tu$  от 12,2% до 6% при  $x = 0$  и 0,71 м,  $Tu = \sqrt{u'^2 / u_0^2} = \sqrt{1 / (A_k + (x + x')^m)}$ ;  $A_k = 240$ ,  $x' = 0,4$ ,  $m = 1,4$ .

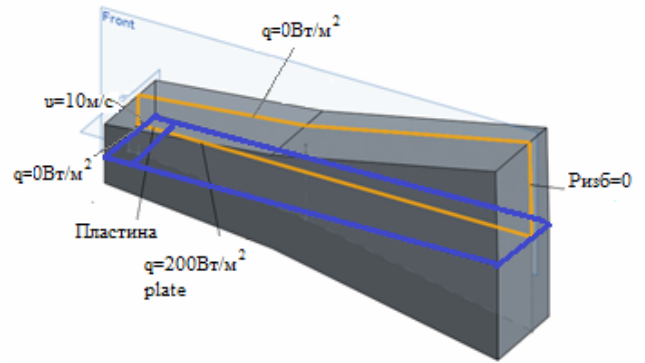
Условия численного тестового эксперимента соответствовали условиям физического эксперимента Э.Я. Эпик: расчетная область – диффузор, угол раскрытия диффузора 6° на длине от 0 до 340 мм и 12° на длине от 340 до 800 мм, общая длина канала составляла 800 мм; рабочее тело – воздух, скорость потока на



входе 10 м/с, температура на входе в канал 20 °С.

Геометрия расчетной области для тестового эксперимента Эпик Э.Я. показана на рис.1.

Рис. 1 Геометрия расчетной области



Сравнение результатов тестового численного эксперимента и заимствованного физического эксперимента проводилось по относительной скорости и параметру давления:

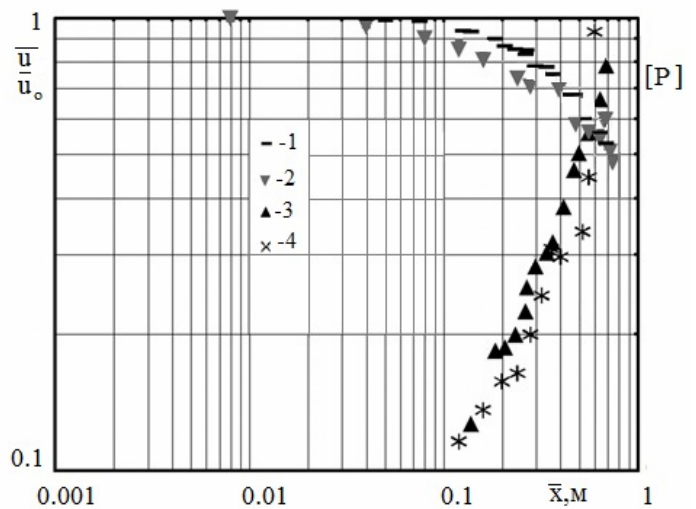
$$u^* = \frac{\bar{u}}{u_0}, \quad (10)$$

$$[P] = \frac{x}{\bar{u}} \frac{d\bar{u}}{dx}, \quad (11)$$

где  $u_0 = 10$  м/с,  $\bar{u} = (u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)^{0.5}$

Результаты численного исследования для тестового эксперимента показаны на рис. 2 и рис. 3.

Рис.2 Результаты валидации метода исследования распределение скорости и параметра давления во внешнем потоке: 1 –  $\bar{u}/u_0$  данные Э.Я. Эпик; 2 –  $\bar{u}/u_0$  результаты при k- $\omega$  SST; 3 –  $[P]$  данные Э.Я. Эпик; 4 –  $[P]$  результаты при k- $\omega$  SST



Выполненное сравнение результатов расчета с обобщенными данными Э.Я. Эпик (рис.2) показало, что при использовании k- $\omega$  SST модели турбулентности отклонение незначительное (не более 10 %). В этой связи, в дальнейших расчетах использовалась k- $\omega$  SST модель турбулентности.

На втором этапе валидации выполнено сравнение результатов численного исследования и расчета по критериальным уравнениям А. А. Жукаускаса (формула 12) и Ф.В. Василева (формула 13).

Формула А. А. Жукаускаса имеет вид:

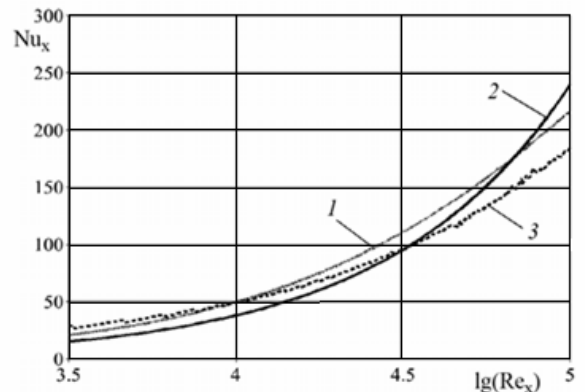
$$Nu_x = Nu_p (u_x/u_0)^b, \quad (12)$$

где  $Nu_p = St_{00} Pe (1 + 0,41 \cdot th(0,2 \cdot Tu))$ ;  $u_x$ ,  $u_0$  – скорость потока и скорость на входе в канал;  $b = -0,61 \cdot (1 - \exp(-0,72 \cdot 10^6 \cdot K_{max})) \cdot Pr^{0,062}$ ,  $St_{00}$  – число Стантона для невозмущенного потока  $St_{00} = 0,03 Re_x^{-0,2} Pr^{-0,4}$ ,  $K_{max}$  – максимальное значение коэффициента ускоренности,  $Tu$  – степень турбулентности потока,  $Pe$  – число Пекле. Формула Ф.В. Василева:

$$Nu_x = 0,024 Re_x^{0.8}, \quad (13)$$

Где  $Re_x$  – локальное значение числа Рейнольдса;  $x$  – расстояние от входа канала.

Рис. 3 Локальные значения коэффициента теплоотдачи по длине конфузора при  $u=6,7$  м/с,  $dp/dx < 0$ : 1 – расчет по формуле А. А. Жукаускуса; 2 – расчет по формуле Ф.В. Василева; 3 – численное моделирование автора



Анализ рис. 3 показывает, что отклонение результатов расчета по критериальным уравнениям и результатов численного моделирования находится в пределах погрешности критериальных уравнений. Имеющиеся отличия обусловлены тем, что формула Ф.В. Василева применима при более высоких значениях чисел Рейнольдса.

В данном разделе предложен метод исследования каналов калориферов с переменным сечением и одновременным наложением пульсаций потока, проведенная валидация метода исследования показывает близкие результаты при сравнении данных моделирования и результатов исследования других авторов (отклонение до 10 %).

Проведенный анализ сеточной сходимости показал, что удовлетворительная точность результатов при минимальных затратах машинного времени для имеющейся задачи исследования достигается, если расчетная область разбита не менее, чем 0,78 млн. ячеек.

В третьем разделе представлены результаты исследования совместного влияния на теплообмен гибридного метода интенсификации на основе совместного влияния продольного градиента давления и интенсивности турбулентности (постоянной и переменной). Это исследование проведено для следующих условий моделирования: расчетная область принята в соответствии с физическим экспериментом Э.Я. Эпик, граничные условия заданы по варианту 1.

На рис. 4 представлены результаты численного исследования теплообмена в пограничном слое при положительном продольном градиенте давления при различных степенях турбулентности.

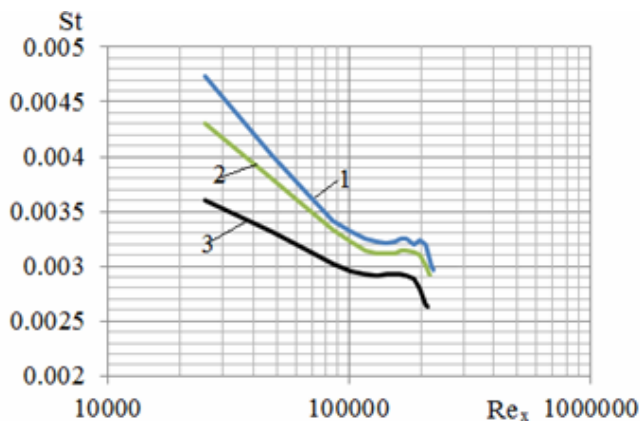


Рис.4. Изменение локальных коэффициентов теплоотдачи в пограничном слое при  $dp/dx > 0$ : 1 – переменная степень турбулентности  $Tu=var$ ; 2 – при постоянной степени турбулентности  $Tu=8,4\%$ ; 3 – постоянная степень турбулентности  $Tu=0,01\%$

Из рис. 4 следует, что при переменной по длине канала степени турбулентности (вариант 1 граничных условий)  $Tu=6...12.2\%$  интенсивность теплообмена оказывается максимальной. При степени турбулентности  $Tu=8,4\%$

интенсивность теплообмена до 8,9 % ниже, чем при переменной по длине канала степени турбулентности. При небольших значениях турбулентности  $Tu=0,01\%$  интенсивность теплообмена будет до 22 % ниже, чем для потока с переменной по длине канала степенью турбулентности и до 10,25 % ниже, чем для канала с  $Tu=8,4\%$ .

Так же в третьем разделе представлены результаты исследования теплообмена для каналов калориферов, геометрия которых показана на рис. 6 (граничные условия по варианту 2).

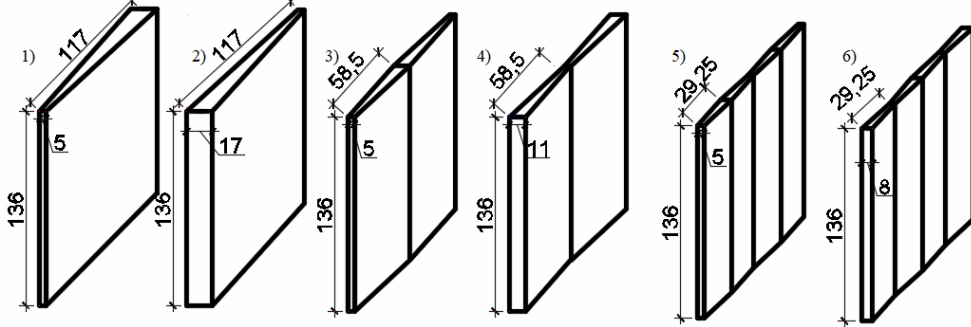


Рис.6 Геометрия расчетной области: 1 – диффузор  $l=117$  мм; 2 – конфузор  $l=117$  мм; 3 – каналы с  $l_1=58,5$  мм,  $n_1=2$   $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ; 4 – каналы с  $l_1=58,5$  мм,  $n_1=2$   $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ; 5 – каналы с  $l_1=29,25$  мм,  $n_2=4$   $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ; 6 – каналы с  $l_1=29,25$  мм,  $n_2=4$   $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$

Начальные и граничные условия при моделировании течения и теплообмена для каналов с переменным сечением без пульсаций потока (вариант 2):

$$\tau = 0: \quad u = u_{00}; \quad t = t_{00}; \quad g = 9,81; \quad P = const;$$

$$\text{на входе: } \tau > 0: \quad x = 0: \quad u = u_0 \quad t = t_0(\tau); \quad Tu = Tu(x, y, z, \tau) = const \quad d = d_0;$$

$$\text{на стенке: } z = z_{wall}: \quad u = 0; \quad q = q_{wall}(x, y, z); \quad t_{cm} = t_{wall}(x, y, z, \tau),$$

$$\text{на выходе: } \tau > 0: \quad x = L: \quad P_{usb} = 0,$$

где  $Re_d=3000, 4177, 6000$ ;  $d$  – характерный диаметр (на входе в канал),  $Tu=8.4\%$ ,  $q = 1382 \text{ Вт/м}^2, 2053 \text{ Вт/м}^2, 2370 \text{ Вт/м}^2$ .

На рис. 7 представлены результаты исследования (относительный коэффициент теплоотдачи  $\alpha'/\alpha'_o$  и относительный коэффициент сопротивления  $f/f_o$  по длине канала) теплообмена и газодинамики для каналов, состоящих из 2-х участков при  $Re_d=6000$ , граничные условия вариант 2. Расчет коэффициентов трения производился в соответствии с формулами:

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho U^2}, \quad (14)$$

$$\frac{dP}{dx} = f_o \frac{\rho U^2}{2d}, \quad (15)$$

где  $\tau_w$  – касательное напряжение трения;  $f_o$  – коэффициент трения в канале постоянного сечения при том же числе Рейнольдса;  $U$  – среднерасходная скорость.

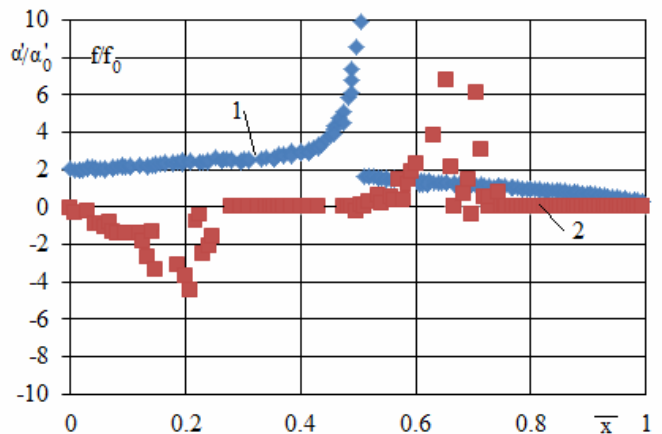
Расчет относительных коэффициентов теплоотдачи производился по

выражению:

$$\frac{\alpha'}{\alpha'_o} = \frac{Nu'}{Nu'_o} = \frac{T_{cm_o} - \bar{T}_o}{T_{cm} - \bar{T}} \quad (16)$$

где  $Nu', Nu'_o$  – числа Нуссельта для канала с знакопеременным градиентом давления и для канала постоянного сечения при том же числе Рейнольдса соответственно;  $\bar{T}$  – среднемассовая температура потока, К; индекс «o» – параметры для канала постоянного сечения при том же числе Рейнольдса.

Рис.7. Значение относительного коэффициента теплоотдачи и сопротивления: 1 – относительный коэффициент теплоотдачи; 2 – относительный коэффициент сопротивления



Характер изменения относительного коэффициента теплоотдачи (см. рис. 7) для диффузорного участка проточного

канала со знакопеременным продольным градиентом давления совпадает с данными, представленными в работе В.Г. Лущика для диффузорных каналов. При этом среднее значение этой величины  $\alpha'/\alpha'_o = 1,88$ . Осредненное значение относительного коэффициента трения по длине канала со знакопеременным продольным градиентом давления равно  $f/f_o = 1,71$ .

На рис. 8 представлены результаты исследования теплообмена и сопротивления для каналов, состоящих из 4-х участков при  $Re_d = 3000, 4167, 6000$  (граничные условия по варианту 2).

Рис.8. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине канала: 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 4,5,6 – диффузорно-конфузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_1=29.25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ); 7, 8, 9 – конфузорно-диффузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_1=29.25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ )

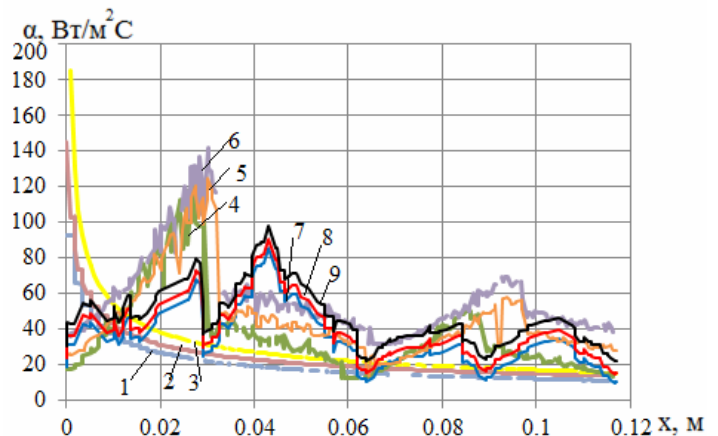


Рис. 8 демонстрирует, что с увеличением количества расширяющихся и сужающихся участков увеличивается количество всплесков, что характерно не только для диффузорно-конфузорного канала, но и для конфузорно-диффузорного канала. Из рис. 7, 8 видно, что в каналах калориферов при реализации гибридного метода интенсификации теплообмена на основе совместного влияния повышенной

турбулентности потока и знакопеременного градиента давления реализуются зоны отрыва потока, что подтверждается наличием всплесков значений коэффициентов теплоотдачи.

Начальные и граничные условия при моделировании гибридного метода интенсификации теплообмена в каналах калорифера на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления приняты по варианту 0:

$$\tau = 0: \quad u = u_{00}; \quad t = t_{00}; \quad g = 9,81; \quad P = const;$$

$$\text{на входе:} \quad \tau > 0: \quad x = 0: \quad u = u_0 + A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sigma); \quad t = t_0(\tau);$$

$$Tu = Tu(x, y, z, \tau) = const \quad d = d_0;$$

$$\text{на стенке:} \quad z = z_{wall}: \quad u_x = u_y = u_z = 0; \quad q = q_{wall}(x, y, z); \quad t_{cm} = t_{wall}(x, y, z, \tau),$$

$$\text{на выходе:} \quad \tau > 0: \quad x = L: \quad P_{изб} = 0$$

где  $A = 1,05 \dots 6,7$  – амплитуда пульсаций, м/с;  $\sigma = 10 \dots 100$  – частота, Гц.

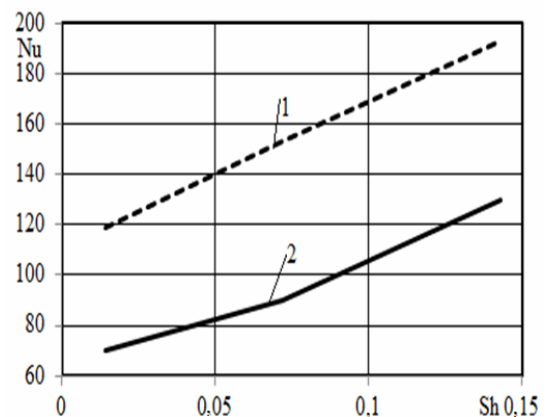
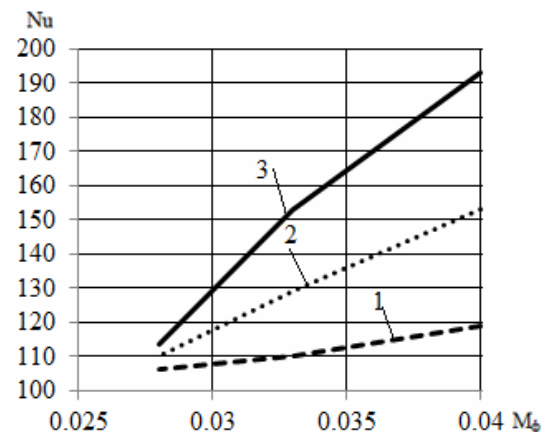
При численном исследовании теплообмена в каналах калорифера (см. рис.6, канал б) при реализации гибридного метода интенсификации теплообмена на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления выявлено существенное влияние на теплообмен формпараметра  $M_\phi = \frac{\delta}{u_0} \frac{du}{dx}$ , что иллюстрируют результаты, представленные на рис. 9.

Рис.9 Распределение формпараметра при  $Re_d = 3000 \dots 6000$ : 1 – с пульсациями частотой  $\sigma = 10$  Гц; 2 – с пульсациями частотой  $\sigma = 50$  Гц; 3 – с пульсациями частотой  $\sigma = 100$  Гц

Из рис. 9 видно, что в канале со знакопеременным градиентом давления с ростом формпараметра  $M_\phi$  и частоты наложенных пульсаций в фазе ускорения интенсивность теплообмена увеличивается. Рис. 10 иллюстрирует зависимость осредненного коэффициента теплоотдачи от частоты наложенных пульсаций потока проточного канала калорифера (см. рис.6, канал б).

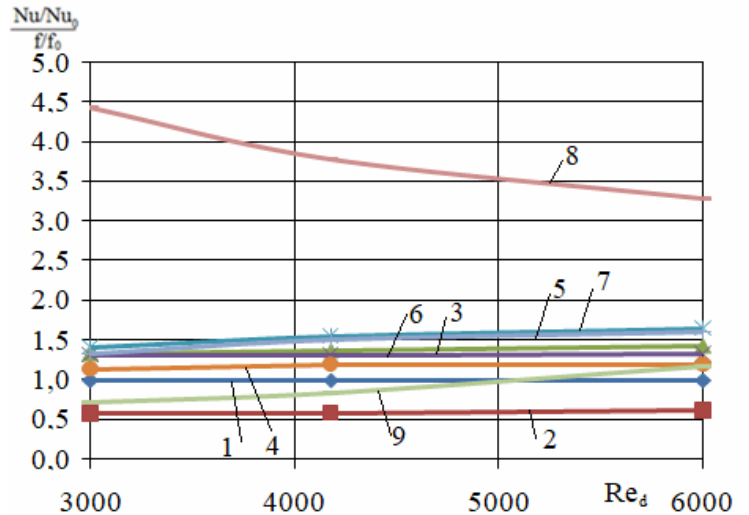
Рис.10 Интенсивность теплообмена в канале со знакопеременным градиентом давления при  $Re_d = 6000$  и наличии пульсаций потока:  
1 – ускорение потока; 2 – торможение потока

Результаты, представленные на рис.10 показывают, что с увеличением частоты наложенных пульсаций происходит увеличение интенсивности теплообмена, как в фазе ускорения, так и в фазе торможения наложенных пульсаций. На рис. 11 представлена



теплогидравлическая эффективность в зависимости от чисел Рейнольдса.

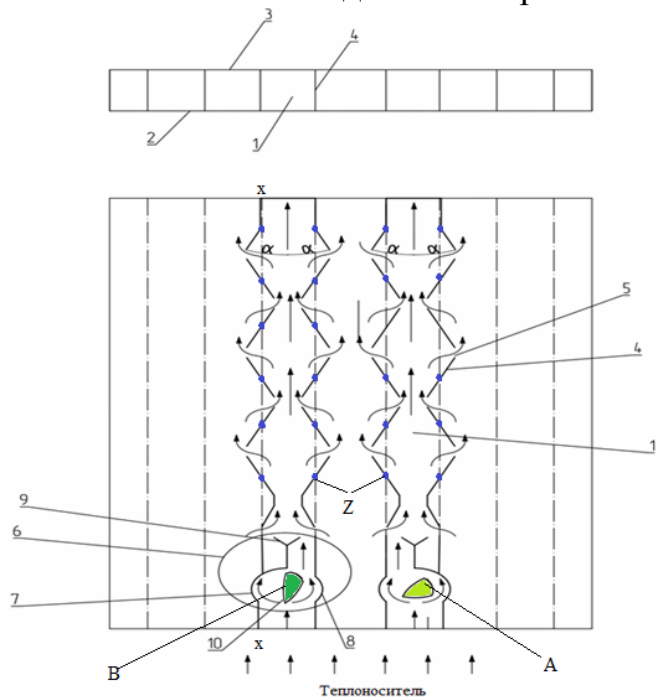
Рис.11. Теплогидравлическая эффективность: 1 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 2 –  $dp/dx<0$ ; 3 –  $dp/dx>0$ ; 4 – два участка  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ; 5 – четыре участка  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ; 6 – два участка  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ; 7 – четыре участка  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ; 8 – четыре участка  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , ускорение); 9 – четыре участка  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , торможение)



Из результатов, представленных на рис. 11, можно сделать вывод, что теплогидравлическая эффективность по сравнению с прямым каналом ( $dp/dx=0$ ) понизилась для конфузора ( $dp/dx<0$ ) до 39% и повысилась для следующих каналов: для диффузора ( $dp/dx>0$ ) до 30%, для каналов с переменным продольным градиентом давления двух участков ( $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ) до 17%, для четырех участков ( $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ) до 32%, для двух участков ( $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ) до 24%, для четырех участков ( $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ) до 39%. Теплогидравлическая эффективность для проточного канала при гибридном методе интенсификации теплообмена на основе совместного влияния продольного градиента и наложенных пульсаций потока оказывается выше до 70 % в режиме ускорения и до 15% в режиме торможения, чем для аналогичного канала в стационарном режиме.

**В четвертом разделе** представлены конструктивные решения (рис. 12, патенты на изобретения РФ 2784163, РФ2794711, патент полезную модель на РФ 212154), выработанные на основании проведенных исследований, результаты обобщения численных решений (критериальные уравнения).

Рис 12. Теплообменный элемент: 1 – конфузурно-диффузорный канал, 2 – нижняя пластина, 3 – верхняя пластина, 4 – продольно-волнистое ребро, 5 – прорезь, 6 – пульсатор, 7 – правый полукольцевой канал, 8 – левый полукольцевой канал, 9 – резонатор, 10 – разделитель, x-x – ось, Z–точки крепления гибких продольно-волнистых ребер



Для интенсификации конвективного теплообмена нагреваемая среда (воздух) подается в конфузorno-диффузорные каналы 1, стенками 2,3 и продольно-волнистыми ребрами 4 со щелями 5. Воздух после входа в канал 1 проходит через пульсаторы 6, состоящие из каналов 7,8, резонатора 9 и разделителя 10. Пульсации потока воздуха создаются за счет резонатора 9. Под действием пульсаторов 6 поток воздуха в конфузorno-диффузорном канале 1 приобретает пульсационный характер движения. В предлагаемом методе интенсификации теплообмена продольно-волнистые ребра (4), выполненные из гибкого материала, зафиксированы по оси x-x в точках Z, так что в процессе работы передачи теплоты при реализации способа угол ( $\varphi$ ) изменяется. Изменение угла ( $\varphi$ ) обусловлено наличием пульсаций потока в конфузorno-диффузорных каналах (1) с установленным пульсатором (6), сформированным из правого полукольцевого канала (7), левого полукольцевого канала (8), установленного между ними разделителя (10) и резонатора (9) и отсутствием такого пульсатора (6) в смежных конфузorno-диффузорных каналах (1). Положение разделителя (10) можно регулировать его местоположение (положение А, В). Таким образом, в конфузorno-диффузорных каналах 1 реализуется пульсирующее течение нагреваемой среды, что приводит к интенсификации теплоотдачи от стенок каналов к нагреваемой среде (воздуха) и, соответственно, к более эффективному процессу передачи теплоты. Пульсации потока теплообменивающейся среды имеют вид гармонических колебаний.

В результате обобщения результатов численных исследований были разработаны критериальные уравнения, учитывающие влияние на интенсивность теплообмена и на гидравлические потери частоты, амплитуды наложенных пульсаций потока, формпараметра и коэффициента ускоренности при реализации гибридного метода интенсификации теплообмена. Уравнения имеют вид:

$$Nu = 0,08 Re_d^{0,63} Sh^{0,9} M_\varphi^{0,09} A_m^{0,77} K^{-0,18}, \quad (17)$$

$$Eu = 69,35 Re_d^{-0,4} Sh^{0,07} M_\varphi^{0,28} A_m^{0,17} K^{-0,01}, \quad (18)$$

где  $Sh$  – число Струхаля,  $M_\varphi$  – формпараметр,  $A_m$  – относительная амплитуда,  $K$  – коэффициент ускоренности.

На рис. 13 приведены результаты расчета теплообмена и газодинамики в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузorno-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока в переходном режиме ( $Re_d = 3000...6000$ ) по разработанным критериальным уравнениям. Как видно из рис. 13, уравнение Михеева М.А. не в полной мере учитывает особенности течения и теплообмена в каналах калориферов при реализации гибридного метода интенсификации теплообмена.

Результаты, полученные при численном моделировании и нахождении коэффициента теплоотдачи, отличаются от данных, рассчитанных по критериальному уравнению на 6,68 %, при нахождении коэффициента трения – на 3,79 %.

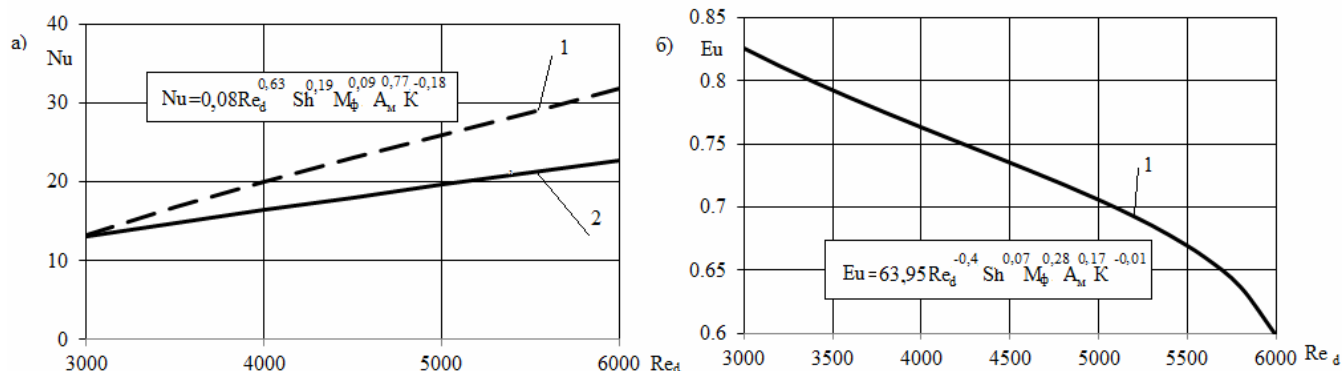


Рис.13 Результаты обобщения исследований: а) коэффициент теплоотдачи; б) потери давления, 1 – данные, полученные по разработанному критериальному уравнению; 2 – расчет по классическому уравнению Михеева М.А.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан и верифицирован метод численного исследования теплообмена и газодинамики каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

2. Получены данные о закономерностях тепломассообменных процессов в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока в переходном режиме. В результате численного эксперимента выявлено, что теплогидравлическая эффективность по сравнению с прямым каналом ( $dp/dx=0$ ) понизилась для конфузора ( $dp/dx<0$ ) до 39% и повысилась для следующих каналов: для диффузора ( $dp/dx>0$ ) до 30%, для каналов с переменным продольным градиентом давления для двух участков ( $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ) до 17%, для четырех участков ( $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ) до 32%, для двух участков ( $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ) до 24%, для четырех участков ( $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ) до 39%. При реализации гибридного метода интенсификации теплообмена на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления (конфузорно-диффузорных каналов) теплогидравлическая эффективность каналов калориферов оказывается до 70 % выше в режиме ускорения и до 15% выше в режиме торможения по сравнению с аналогичным каналом в стационарном режиме.

3. Обобщены результаты исследований и получены критериальные уравнения для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока с  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9.5 \cdot 10^{-6}-1.32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_{\phi}=0.024-0.04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ , с  $Sh=0.029 - 0.29$ , на основе которых разработана новая методика расчета калориферов, работающих при переходном режиме с  $Re_d=3000-6000$ .

4. На основе полученных результатов предложены и запатентованы оригинальные решения по интенсификации теплообмена (теплообменные поверхности и способ работы теплообменной поверхности), защищенные



патентами РФ на изобретения (№2784163, №2794711) и на полезную модель (№21254).

## **СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

### **Публикации в изданиях из перечня ВАК РФ**

1. Петрова Н.П. Разработка и исследование модернизированного теплообменника КМС-2 / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Промышленная энергетика. – 2021. – №3. – С.39–43.

2. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в канале теплообменника с градиентом давления / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Тепловые процессы в технике. – 2019. – №12 (11). – С.532–540.

### **Публикации в прочих изданиях**

3. N. P. Petrova Numerical study of the effects of pressure gradient on the heat transfer in the KMS heat exchanger channel / N. P. Petrova, A. A. Tsynaeva. // The II international theoretical and practical conference on alternative and smart energy (2021).

4. Петрова Н.П. Интенсификация и исследование теплообмена и трения в пластинчатых поверхностях нагрева воздухонагревателя КМС-2 с градиентом давления / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева, В.В. Белая // Градостроительство и архитектура. – 2021. – №2 (43). – С.23–29.

5. Петрова Н.П. Разработка и исследование калориферов с градиентными интенсификаторами теплообмена / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Градостроительство и архитектура. – 2018. – №3 (32). – С.137–144.

6. Петрова Н.П. Численное исследование влияния градиента давления на теплообмен в канале калорифера КМС / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Альтернативная и интеллектуальная энергетика: Материалы II Международной научно-практической конференции Воронеж, 16 – 18 сентября 2020 г. – Воронеж: 2020. – С. 272-274.

7. Петрова Н.П. Влияние условий моделирования на решения задач теплообмена в потоках с воздействиями / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. строительные технологии Вопросы теории и практики в науке: Сборник статей, электронный ресурс. под редакцией М.В. Шувалова, А.А. Пищулева, А.К. Стрелкова Самара, 2018 г. – Самара: 2018. – С. 355-361.

8. Петрова Н.П. Исследование влияния пульсаций потока на теплообмен в условиях градиента давления и повышенной турбулентности / Н.П. Петрова // Наука в современном обществе: Сборник статей Международной научно-практической конференции Самара, 29 июля 2017 г. – Самара: 2017. – С. 53-56.

9. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в турбулентном пограничном слое с воздействиями / Н.П. Петрова // Наука в современном обществе: Сборник статей Международной научно-практической конференции Самара, 29 июля 2017 г. – Самара: 2017. – С. 56-62.

10. Петрова Н.П. Разработка и численное исследование методов интенсификации теплообмена в аппаратах систем обеспечения зданий / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // В сборнике: Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики, 6-7 октября 2021 г. – Ульяновск: 2021. – С. 37–40.

11. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в воздухонагревателях при наличии продольного градиента давления / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // В сборнике: Современная наука: актуальные проблемы, достижения и инновации, 27 апреля 2022 г. – Белебей: 2022. – С. 114–116.

#### **Патенты**

12. Патент на изобретение РФ 2784163 Теплообменная поверхность / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева (РФ); F28F 13/00. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №33. Опубликовано 23.11.2022.

13. Патент на полезную модель РФ 21254 Теплообменная поверхность / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева; F28F 13/00. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №19. Опубликовано 08.07.2022.

14. Патент на изобретение РФ 2794711 Способ интенсификации конвективного теплообмена / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева; F28F 3/02, F28F 3/10, F28F 3/12. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №12. Опубликовано 24.04.2023.

Подписано в печать: 27.10.2023 Формат 60×84/16. Бумага офсетная.  
Усл. печ. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ № 456.

Отпечатано в ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет», Отдел типографии и оперативной печати  
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244.