

УДК 536.24; 621.039

**Моделирование процесса смешения
в тройниковом соединении
при встречном движении однофазных потоков
теплоносителя различной температуры
при штатных теплофизических параметрах ЯЭУ**

**А.Е. Соборнов, Р.Р. Рязанов, С.М. Дмитриев, А.В. Котин, Н.В. Мацин,
С.С. Бородин**

*Нижегородский государственный технический университет
им. Р.Е. Алексеева*

E-mail: wisestjedi@mail.ru

В работе представлены результаты серии расчетных и экспериментальных исследований процесса смешения потоков теплоносителя с различной температурой при штатных технологических параметрах ядерных энергетических установок (ЯЭУ). Экспериментальные исследования выполнены с применением модернизированной версии измерительной модели. Определено поле температуры в зоне смешения и выбрана оптимальная комбинация режимных параметров из условия наибольшей интенсивности пульсаций температуры потока в зоне смешения. Численное исследование проведено в программном пакете Ansys Fluent. Сеточная модель выполнена на основе блочной структуры в Ansys ICEM. Моделирование выполнено в нестационарной постановке с использованием LES WALE модели турбулентности. Анализ расчетно-экспериментальных полей скорости и температуры подтвердил корректность выбранного численного подхода. Получено качественное совпадение распределений плотностей вероятностей и спектрально-корреляционных характеристик температурных сигналов в зоне смешения. Распределение спектральной плотности мощности расчетных значений температуры и скорости полностью соответствует одномерному энергетическому спектру развитой изотропной турбулентности.

Ключевые слова: пульсации температуры, численное моделирование, тройниковое соединение, CFD, WALE.

Введение

В процессе работы теплообменного оборудования температура некоторых его элементов резко и значительно изменяется во времени и пространстве. При определенных условиях случайный характер пульсаций температурного поля может приводить к значительной величине локальных деформаций теплообменной поверхности. Если величина деформаций выходит за рамки линейных, то процесс накопления поврежденности значительно ускоряется, а ресурс оборудования — снижается. Использование современного программного обеспечения на базе высокопроизводительных компьютерных систем

позволяет с помощью численного метода моделировать тепломассообменные процессы и напряженно-деформированное состояние материала. На основе существующих математических моделей возможно создать расчетную методику оценки ресурса элементов оборудования. Высокие сложность моделируемых процессов и степень неопределенности в выборе расчетных подходов обуславливают необходимость валидации методики на различных этапах. С целью выполнения этой задачи научный коллектив НГТУ им. Р.Е. Алексеева проводит экспериментальные и численные исследования процесса смешения в тройниковом соединении со встречным движением однофазных потоков теплоносителя [1–3]. В открытой печати можно встретить большое количество бенчмарков, посвященных моделированию пульсаций температуры при смешении в тройниках различной геометрии [4–6]. Отличительными особенностями настоящих исследований являются, во-первых, оригинальная геометрия проточной части соединения, а во-вторых, высокий градиент температуры в зоне смешения. Поддержание высокого значения избыточного давления в контуре теплоносителя (≈ 10 МПа) позволило осуществить смешение при значительной разнице температуры потоков (около 250 °C) без изменения термодинамической фазы теплоносителя. В ходе исследовательского этапа проведено измерение поля температуры в зоне смешения с помощью модернизированной версии модели измерительной температурного поля для потока (МИТП(п)), созданной на основе модели, представленной в работе [2]. Экспериментальные исследования включали в себя и ресурсные испытания. Научным коллективом были получены макродефекты в виде усталостных продольных и поперечных трещин на серии образцов для различного типа сталей [3].

Конечной целью серии расчетных исследований является разработка универсального численного подхода к моделированию температурных пульсаций в заданных условиях. С помощью разработанной методики станет возможным определение полей температуры и температурных напряжений в твердом теле с возможностью последующей оценки ресурса теплообменной поверхности без проведения длительных ресурсных испытаний. В представленной работе выполнено численное моделирование процесса смешения с использованием Computational Fluid Dynamics (CFD) комплекса Ansys Fluent 19.2. Для пространственно-временного разрешения вихревых структур применялась WALE (Wall-Adapting Local Eddy-viscosity) модель турбулентности [7]. В работах [8–10] было продемонстрировано успешное использование LES (Large Eddy Simulation) подхода к решению задач тепломассопереноса при вихревом движении жидкости.

Экспериментальные исследования

Экспериментальное исследование проводилось на теплофизическом стенде, предназначенном для исследования теплогидравлических и ресурсных характеристик элементов теплообменного оборудования. Гидравлическая часть стенда включает в себя контур теплоносителя и контур охлаждения. В качестве теплоносителя использовалась дистиллированная вода ГОСТ 6709-72 [3].

В систему трех идентичных параллельных каналов входят раздающие коллекторы «горячего» и «холодного» потоков теплоносителя, собирающий коллектор, тройниковые узлы типа «встречный впрыск», запорная арматура, контрольно-измерительные приборы и дроссельные устройства для поддержания одинаковых значений расходов смешиваемых сред в каналах. Тройниковый узел состоит из основной ($60 \times 5 \times 226$ мм) и периферийной ($9 \times 1,5$ мм) труб. Угол наклона периферийной трубы по отношению к основной

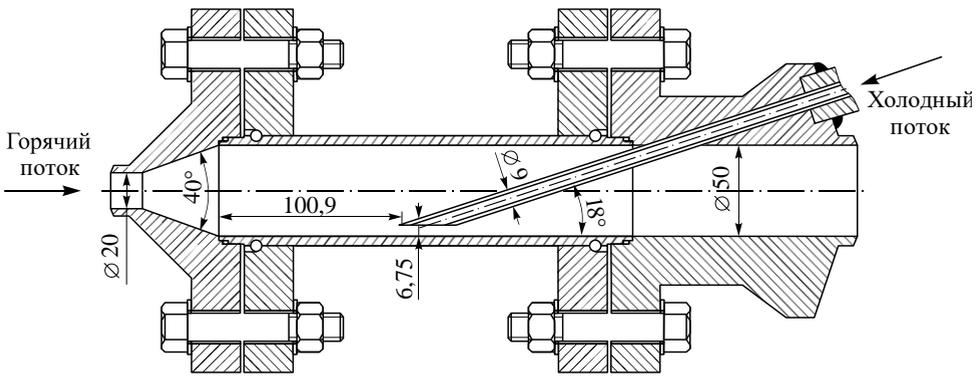


Рис. 1. Общий вид экспериментального участка.

Размеры приведены в мм.

составляет 18° , расстояние от среза периферийной трубы до внутренней стенки основной — $6,75$ мм (см. рис. 1) [3]. Для создания отрывного течения горячего потока в зоне смешения в направляющем фланце выполнен диффузор с углом раскрытия 40° . Расстояние от выходной кромки диффузора до передней кромки периферийной трубы составляет $100,9$ мм. Трубы выполнены из стали марки 12X18H10T. Локальное разрушение турбулентного пограничного слоя в зоне смешения привело к прямому воздействию «холодного» потока на стенку и достижению высокого уровня температурных деформаций.

Измерение температурного поля осуществлялось с помощью модернизированной МИТП(п), конструкция которой отличается от модели, представленной в работе [2], количеством термопреобразователей ($T_1 - T_{10}$) и наличием дополнительного термопреобразователя (T_{tube}), установленного на выходе из периферийной трубы (рис. 2). Последний необходим для определения истинного температурного напора в зоне смешения, так как в процессе движения средняя температура холодного потока значительно возрастает. Микропреобразователи с индивидуальной градуировочной характеристикой типа К были изготовлены из термопарного кабеля со стальной минеральной изоляцией (КТМС). Чехол кабеля выполнен из нержавеющей стали. Абсолютная погрешность градуировки составляла $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Для уменьшения показателя тепловой инерции чувствительная часть датчика была прокатана до диаметра $0,5$ мм. Термопары устанавливались в центральной части трубы вдоль нижней образующей на расстоянии 10 мм друг

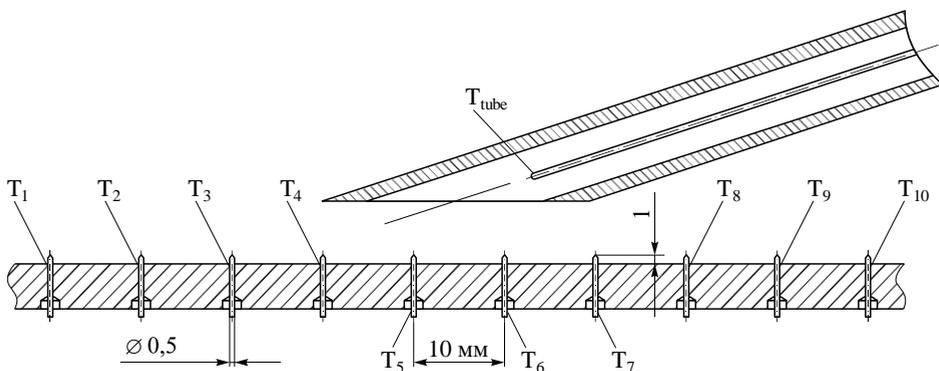


Рис. 2. Схема установки термопреобразователей в зоне смешения.

от друга. Датчики ориентировались перпендикулярно «горячему» потоку (длина чувствительной части у них равна 5 мм) и располагались на расстоянии 1 мм от внутренней поверхности стенки. Средняя частота опроса температурных датчиков составляла $f = 7,6$ Гц, длина записи — ≈ 260 секунд.

Экспериментальные исследования проводились в следующем диапазоне режимных параметров:

- число Рейнольдса для «горячего» потока на входе $Re_r = (1,3 \div 1,38) \cdot 10^5$,
- перед зоной смешения $Re_r = (5,20 \div 5,52) \cdot 10^4$, [2, 3];
- число Рейнольдса для «холодного» потока на входе $Re_x = (985 \div 1315) \cdot 10^5$;
- температура «горячего» потока на входе $T_r = (283 \div 287) \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура «холодного» потока на входе $T_x = (35 \div 62) \text{ }^\circ\text{C}$;
- давление в контуре теплоносителя $P = 10 \div 11$ МПа.

Установлено, что комбинация режимных параметров: $Re_r = 134000$, $Re_x = 1150$, $T_r = 285 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_x = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, обеспечивает наибольшую интенсивность пульсаций температуры потока в зоне смешения.

Численное моделирование

Общий вид расчетной модели представлен на рис. 3. Моделирование турбулентности выполнено с применением LES-подхода. Суть метода заключается в разделении вихревых структур на большие и малые. Размер ячейки выступает в роли фильтра для вихревых структур: масштабы меньше размера сетки не разрешаются, но учитываются с помощью подсеточного тензора масштаба [7]:

$$\tau_{ij} = \rho \overline{U_i U_j} - \rho \overline{U_i} \overline{U_j}. \quad (1)$$

Базовые уравнения движения получаются путем фильтрации уравнений Навье – Стокса в пространстве [11]:

$$\frac{\partial(\rho \overline{U}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{U}_i \overline{U}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left[\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial \overline{U}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + (\rho - \rho_r) g_i. \quad (2)$$

Система дополнялась уравнениями неразрывности (3), переноса тепловой энергии в потоке жидкости (4, 5) и в металле (7) [11]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \overline{U}) = 0, \quad (3)$$

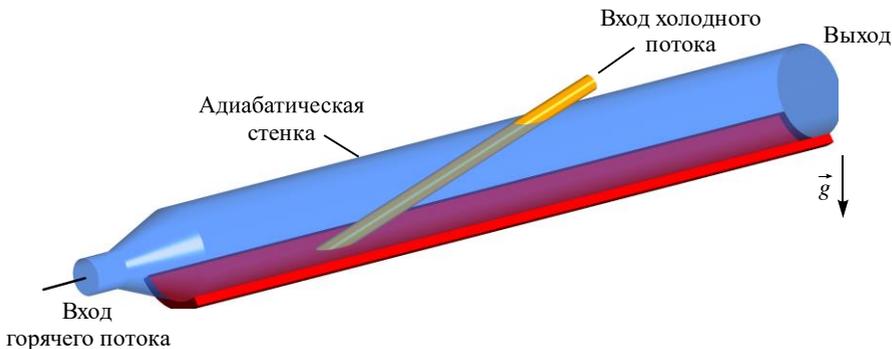


Рис. 3. Общий вид расчетной модели.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(E + \frac{U^2}{2} \right) \right) + \nabla \cdot \left(\rho \bar{U} \left(h + \frac{U^2}{2} \right) \right) = \nabla \cdot \left(\left(\lambda + \frac{\mu_t}{Pr_t} C_p \right) \nabla T \right), \quad (4)$$

$$h_j = \int_{298,15}^T C_{p,j} dt, \quad h = \sum_j Y_j h_j + \frac{P}{\rho}, \quad E = \sum_j Y_j h_j - \frac{P_{изб}}{\rho}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \int_{298,15}^T C_p dT \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T), \quad (6)$$

где \bar{U}_i — осредненная величина компоненты скорости, ρ , μ , λ и C_p — плотность, динамическая вязкость, теплопроводность и теплоемкость среды, являющиеся функциями температуры (T), $\rho_r = 745$ (кг/м³) — плотность жидкости в базовой точке, \bar{g} (0; -9,81; 0) — вектор ускорения свободного падения, $Pr_t = 0,85$ — турбулентное число Прандтля для воды, E и h — внутренняя энергия и энтальпия среды, \bar{P} , P и $P_{изб} = 10$ (МПа) — осредненное, рабочее и избыточное давление среды.

SGS (Subgrid-Scale) модели для описания неразрешенных масштабов в Ansys Fluent подразумевают вычисление подсеточных турбулентных напряжений на основе подсеточной турбулентной вязкости μ_t :

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} - 2\mu_t \bar{S}_{ij}, \quad (7)$$

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right). \quad (8)$$

WALE-модель использует следующие соотношения для μ_t :

$$\mu_t = \rho \cdot L_s^2 \frac{\left(S_{ij}^d \cdot S_{ij}^d \right)^{3/2}}{\left(\bar{S}_{ij} \cdot \bar{S}_{ij} \right)^{5/2} + \left(S_{ij}^d \cdot S_{ij}^d \right)^{5/4}}, \quad (9)$$

$$L_s = \min \left(\kappa \cdot d, C_\omega \cdot V^{1/3} \right), \quad (10)$$

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial \bar{U}_k}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial \bar{U}_k}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \cdot \frac{\partial \bar{U}_l}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial \bar{U}_k}{\partial x_l}, \quad (11)$$

где длина перемешивания L_s выбирается как минимальное из двух комплексов: произведения постоянной Кармана $\kappa = 0,41$ и расстояния до ближайшей стенки d ; произведения эмпирической постоянной $C_\omega = 0,325$ и линейного размера ячейки $V^{1/3}$ [11]. Пространственный оператор содержит комплексы, относящиеся как к локальной деформации, так и к скорости вращения. Вследствие этого модель не только обнаруживает все структуры турбулентности, имеющие отношение к рассеянию кинетической энергии, но и естественным образом устремляет к нулю вихревую вязкость вблизи стенки [7]. В результате становится возможным достаточно точное воспроизведение процесса развития турбулентности в области после диффузора и в зоне смешения. В случае соблюдения условия $C_\omega \cdot V^{1/3} \leq \kappa \cdot d$ для ячейки модель WALE инвариантна к любому перемещению или повороту системы координат и использует только локальную информацию

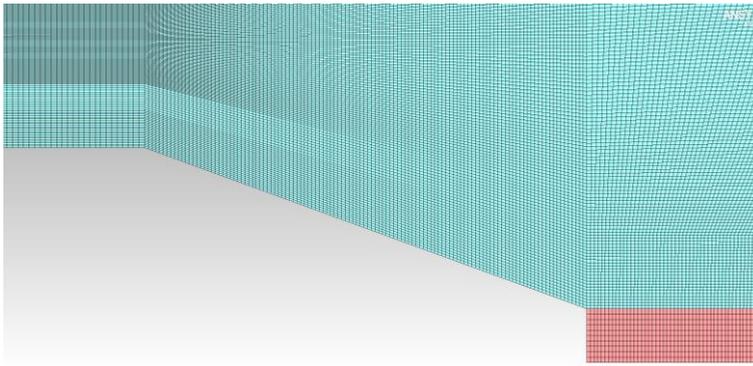


Рис. 4. Сеточная модель в области диффузора.

(без определения ближайшей точки в сетке), что позволяет моделировать сложные трехмерные течения.

Конечно-объемная сеточная модель, представленная на рисунках 4 и 5, выполнена на основе блочной структуры в Ansys ICEM. Целью авторов являлось максимально возможное уменьшение величины $V^{1/3}$. Меньшая величина комплекса $C_\omega \cdot V^{1/3}$ позволила активировать корректную формулировку μ_t для подавляющей части расчетных ячеек модели. Достижение цели стало возможным за счет создания элементов «квазикубической» формы, а также отсутствия сгущения сетки в пристеночных областях. Высокая степень разрешения поля скорости в пристеночной области при такой постановке задачи не требуется, так как пограничный слой в зоне смешения еще не сформирован. В расчете использовался единый закон стенки по Б.А. Кадеру [11].

Конечно-элементная и объемная сеточные модели соединены «узел в узел». Температура стенки на границе жидкость-стенка определялась из условия равенства тепловых потоков.

На рис. 5 схематично показаны характерные точки модели, в которых производилась запись временных реализаций температуры и компонент скорости. Длина расчетных временных реализаций составляла ≈ 160 секунд, размерность модели — 15,3 млн ячеек, 1 млн из которых относится к конечно-элементной части модели.

Средний размер ячейки Δ в зоне смешения выбирался на основе величины микро-масштаба Тейлора. В результате пространственного осреднения полей кинетической энергии турбулентности k , скорости ее диссипации ε , а также кинематической вязкости ν , полученных в результате предварительного стационарного расчета с применением SST-

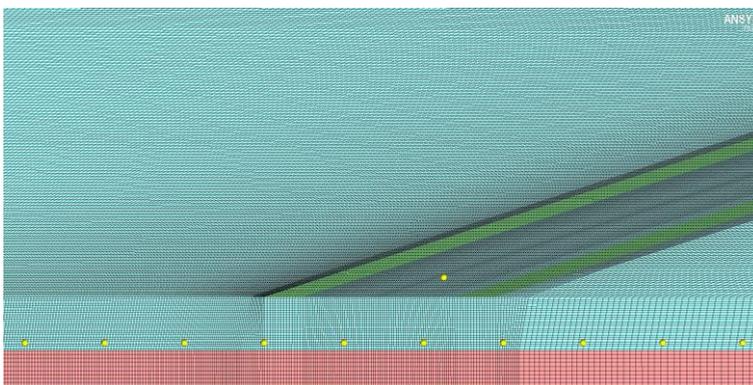


Рис. 5. Сеточная модель в зоне смешения.

модели турбулентности, согласно [12] были определены Колмогоровский η , интегральный l и Тейлоровский λ масштабы:

$$\eta = \sqrt[4]{\frac{v^3}{\varepsilon}} = \sqrt[4]{\frac{(2 \cdot 10^{-7})^3}{0,025}} \approx 0,023 \text{ мм}, \quad (12)$$

$$l = \sqrt{\frac{3}{2}} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} = \sqrt{\frac{3}{2}} \frac{0,001^{3/2}}{0,025} \approx 1,55 \text{ мм}, \quad (13)$$

$$\Delta = \lambda = \left(\frac{2}{3}\right)^{1/6} \sqrt{10} \cdot \eta^{2/3} \cdot l^{1/3} = \left(\frac{2}{3}\right)^{1/6} \sqrt{10} \cdot (0,023)^{2/3} (1,55)^{1/3} \approx 0,28 \text{ мм}. \quad (14)$$

При выбранном размере элемента становится возможным разрешение энергетического спектра пульсаций скорости и температуры с достаточной точностью, несмотря на большую величину y^+ ($y^+ \approx 12$). Снижение величины данного параметра до допустимых значений ($y^+ \leq 1$ [11]) возможно только за счет создания нерегулярной (более мелкой) сеточной модели в пристеночной области. Последнее приведет не только к значительному росту временных затрат на вычисление, но и помешает в дальнейшем использовать корректную формулировку μ_t , а также повысит влияние численной диффузии на точность решения.

Численное моделирование выполнено для трех режимов (см. табл. 1). Полиномиальные зависимости плотности, теплоемкости, теплопроводности и динамической вязкости среды от температуры получены при давлении $P_{\text{изб}} = 10$ МПа.

Граничные и начальные условия для нестационарного решения получены в результате решения стационарной задачи на описанной сеточной модели с применением SST-модели турбулентности. Для стационарного решения профили скорости, кинетической энергии турбулентности k и удельной скорости ее диссипации ω для входных сечений обоих потоков получены с применением периодического граничного условия при заданных величинах диаметра канала, массового расхода и температуры (табл. 1). Поля абсолютной скорости, температуры и k , полученные в результате SST-расчета, приведены на рис. 6.

При проведении нестационарного решения шаг по времени Δt определялся согласно условию (15) для среднего значения критерия устойчивости численного решения Куранта – Фридрихса – Леви (CFL):

$$\langle \text{CFL} \rangle = \frac{\bar{V} \cdot \Delta t}{\Delta} \leq 1, \quad (15)$$

$$\Delta t \leq \frac{\Delta}{\bar{V}} = \frac{0,28 \text{ мм}}{138 \text{ мм/с}} \approx 0,002 \text{ с}, \quad (16)$$

где \bar{V} — наибольшее значение скорости в зоне смешения.

При моделировании использовался алгоритм связанного решения уравнений импульса и давления. Система линейных дифференциальных уравнений решалась с помощью алгебраического многосеточного метода (AMG) с применением F-цикла для стабилизации сходимости [11]. Настройки решения системы дифференциальных уравнений приведены в табл. 2.

Таблица 1
Параметры моделируемых режимов

Номер режима	Re_Γ	Re_x	$T_\Gamma, ^\circ\text{C}$	$T_x, ^\circ\text{C}$
1	134000	985	285	35
2		1150		
3		1315		

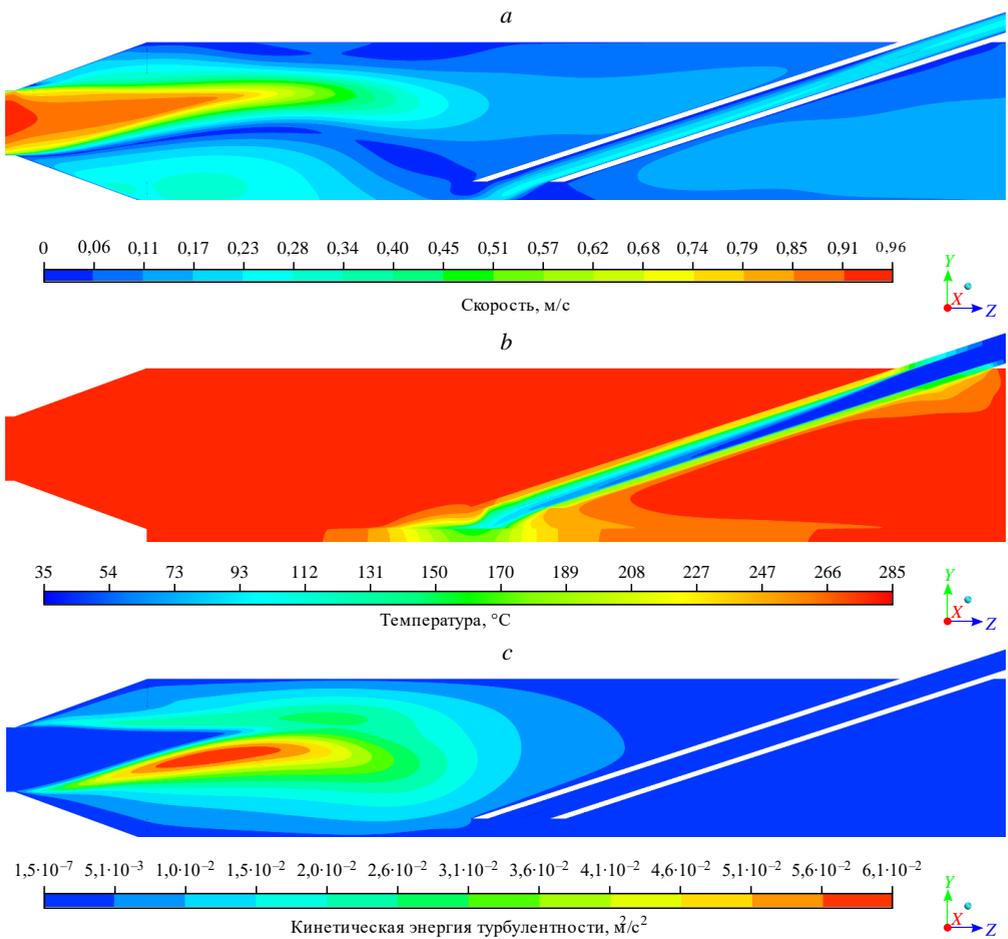


Рис. 6. Осредненные поля скорости (а), температуры (b) и кинетической энергии турбулентных пульсаций (с).

Таблица 2

Настройки решателя [11]

Параметр	Тип/точность схемы решения
Импульс	Метод ограниченных центральных разностей (второй порядок точности с возможностью переключения на первый)
Градиент параметров	Метод наименьших квадратов в ячейке (линейная аппроксимация параметра в ячейке)
Давление, энергия	Метод многомерной линейной реконструкции (второй порядок точности)
Временное слагаемое	Ограниченный второй порядок точности для неявных схем
Количество внутренних итераций	10
Коэффициенты релаксации	
Импульс	0,7
Давление	0,7
Плотность	1
Энергия	1

Таблица 3
Невязки вычисления параметров

Параметр	СКО
Массовый расход	10^{-2}
Компоненты скорости V_X, V_Y, V_Z	10^{-4}
Энергия	10^{-8}

Среднеквадратические отклонения (СКО) параметров при решении системы уравнений представлены в табл. 3.

Анализ результатов

С точки зрения разработки расчетной методики моделирования пульсаций особенно интересным является режим с $Re_x = 1150$, так как экспериментально было установлено, что он обеспечивает наибольшую интенсивность пульсаций температуры потока в зоне смешения и наибольшую скорость накопления поврежденности [3]. По этой причине, а также для удобства представления результатов далее проводится сравнительный анализ расчетных и экспериментальных значений для данного режима. При этом показания термопреобразователя № 7 исключены из рассмотрения, так как в процессе исследований он вышел из строя.

Расчетные и экспериментальные значения средней температуры «холодного потока» на выходе из периферийной трубки по показаниям T_{tube} составили 104 и 111,2 °С соответственно. Отклонение значений объясняется высоким уровнем стратификации ламинарного холодного потока вследствие высокого градиента температуры в радиальном сечении трубки (рис. 7), а также большим размером термопреобразователя относительно внутреннего диаметра трубки: $\varepsilon = \delta/d_{вн} \cdot 100\% = 0,5/6 \cdot 100\% = 8,3\%$.

При оценке погрешностей определения температурного поля использовалась величина истинного температурного напора:

$$\Delta T = T_r - \max(T_{tube}^{расч}, T_{tube}^{эксп}) = 285 - 111,2 = 173,8 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (17)$$

Величина отклонения расчетно-экспериментальных распределений (см. рис. 8 и далее на рис. 11) для N точек рассчитывалась по формуле:

$$\sigma(x) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i^{расч} - x_i^{эксп})^2}{N}}. \quad (18)$$

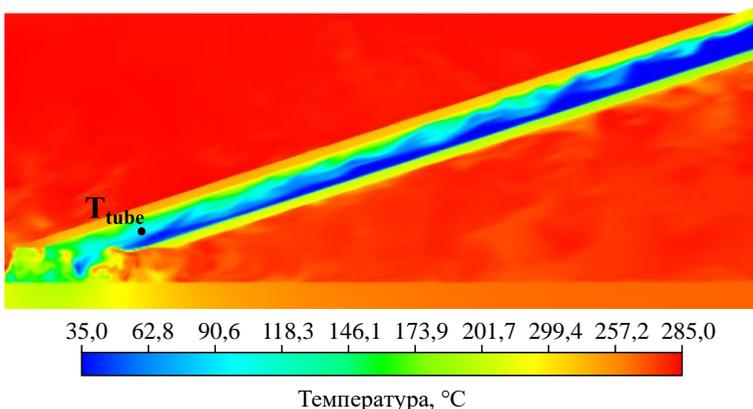


Рис. 7. Мгновенное поле температуры в периферийной трубке.

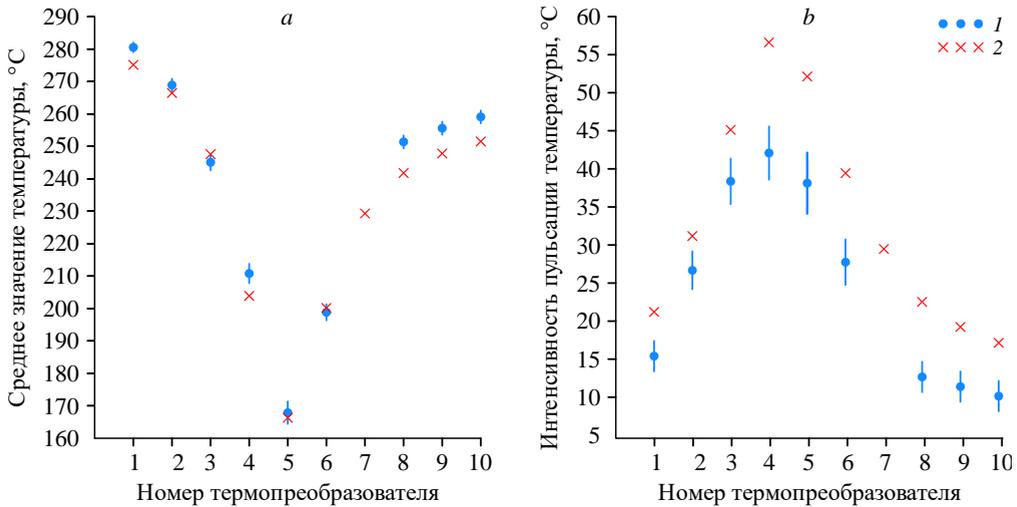


Рис. 8. Профили средней температуры (а) и интенсивности (б).
 σ , °C: 5,8 (а), 9,7 (б); 1 — данные эксперимента, 2 — результаты расчета.

На первом этапе выполнялось сравнение профилей средней температуры и интенсивности пульсаций (СКО) температуры потока (рис. 7). Необходимо отметить отличное качественное и количественное ($\varepsilon < 5\%$) совпадение профилей средней температуры: $\varepsilon = \sigma/\Delta T \cdot 100\% = 5,8/173,8 \cdot 100\% = 3,3\%$. Несмотря на большее несоответствие профилей интенсивности ($\varepsilon = 5,6\%$), обусловленное инерционностью термопреобразователей, общий характер распределения сохраняется.

В соответствии с ранее проведенными экспериментальными исследованиями [3] при выбранной комбинации режимных параметров наибольшей интенсивностью пульсаций характеризуется область около термопреобразователя № 4. Согласно [1, 3], в пристеночной области создается квазистационарная вихревая область за счет столкновения потоков теплоносителя,двигающихся навстречу друг другу с одинаковой величиной осевой составляющей (V_z) среднерасходной скорости. Расчетные распределения температуры вдоль линий тока в произвольные моменты времени, представленные на рис. 9, также подтверждают данный факт.

Эпюра осевой компоненты скорости в безразмерном виде (рис. 10а) позволяет оценить размеры вихревой области за диффузором. При заданной комбинации теплофизических параметров граница вихревой области находится вблизи зоны впрыска. В этом случае воздействие холодного потока на горячую стенку максимально эффективно, так как гидродинамический и температурный пограничный слой до конца не сформированы и не оказывают сопротивления. Флуктуация вихревой области сопряжена с неперiodическим срывом холодного потока с конца периферийной трубы в сторону диффузора (рис. 9б, 10а, 10б). Произвольный фрагмент расчетной и экспериментальной реализаций (рис. 10с) свидетельствует о том, что каждый срыв потока приводит к резкому изменению температурного поля в зоне смешения.

Сравнительный анализ пространственного развития пульсационного процесса удобно провести на основе функций плотности вероятности для реализаций температуры в точках $T_2 - T_8$, представленных на рис. 11. По мере смещения от точки T_1 увеличивается

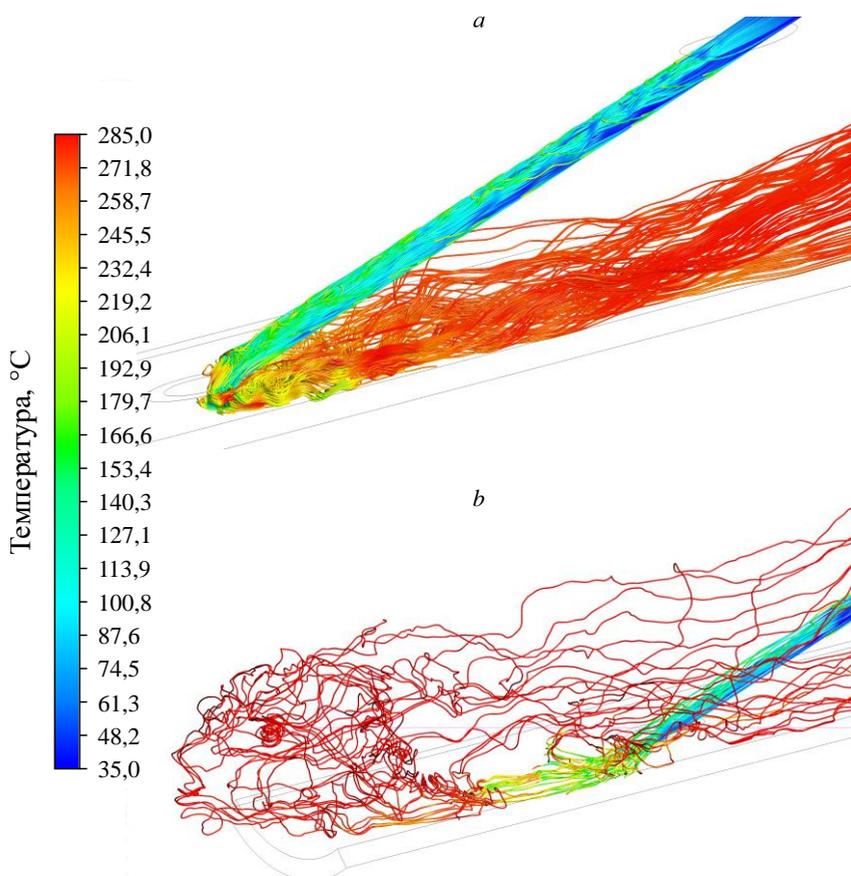


Рис. 9. Мгновенное поле температуры вдоль линий тока в отсутствие (а) и при наличии (б) срыва холодного потока.

размах и интенсивность пульсаций. Наибольшая интенсивность пульсаций в области термопреобразователя № 4 связана с наличием перемежаемости в структуре течения: холодный поток все больше разбавляет горячий, при этом полноценного перемешивания не происходит. В окрестности термопреобразователя № 5 возникают квазислучайные пульсации температуры с наименьшим средним значением, что свидетельствует о равномерном процессе перемешивания потоков со значительно отличающейся температурой. В области термопреобразователей $T_6 - T_8$ и далее все ярче прослеживается нормальный закон распределения температуры, однако интенсивность пульсаций здесь значительно ниже, так как температура струи холодного потока к этому моменту уже сильно возросла. Необходимо отметить высокий уровень качественного совпадения расчетных и экспериментальных гистограмм значений температуры.

Экспериментальные величины относительной плотности вероятности сконцентрированы в более узком диапазоне, так как размах пульсаций здесь меньше, что объясняется низкой чувствительностью термопреобразователей к резким изменениям температуры. Максимальные величины скорости изменения температуры $V_T = \Delta T / \Delta t$ по расчетным и экспериментальным реализациям (температура в точке T_6) составили 36675 и 978 °C/c соответственно.

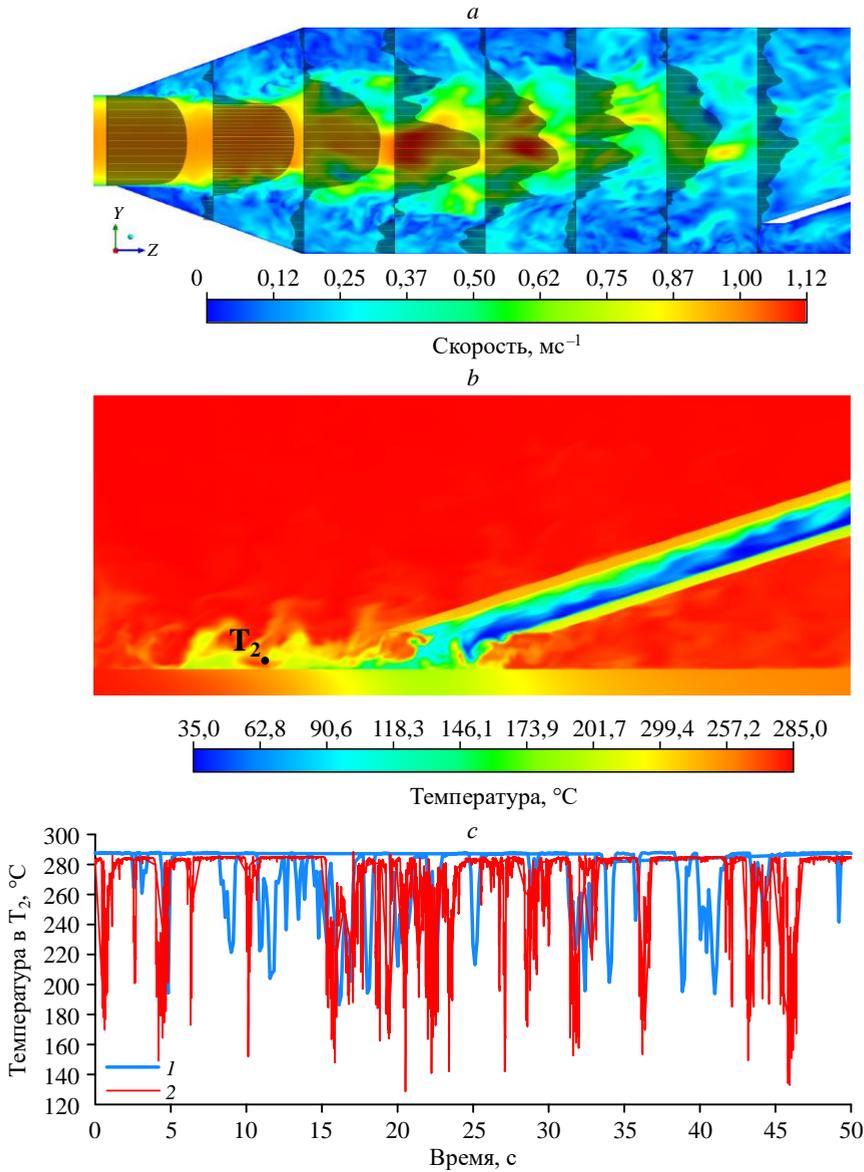


Рис. 10. Поля скорости (а) и температуры (b) в модели в произвольный момент времени, временные реализации в точке T_2 (с).

с: 1 — данные эксперимента, 2 — результаты расчета.

В первом приближении оценка разницы в чувствительности к пульсациям может быть определена из условия равенства в обоих случаях количества тепла Q , получаемого выделенным в среде (далее индекс ХА соответствует материалу изолированного термопреобразователя, В — воде) фиксированным объемом $V = S \cdot l$ с учетом утечки тепла в направлении n при резком изменении температуры (здесь S — поперечное сечение объема, l — длина объема, m — масса элемента, ρ — плотность, C — теплоемкость и λ — теплопроводность):

$$Q = C_{XA} m_{XA} \frac{dT_{XA}}{dt} - \lambda_{XA} S \frac{dT_{XA}}{dn} = C_B m_B \frac{dT_B}{dt} - \lambda_B S \frac{dT_B}{dn}, \quad (19)$$

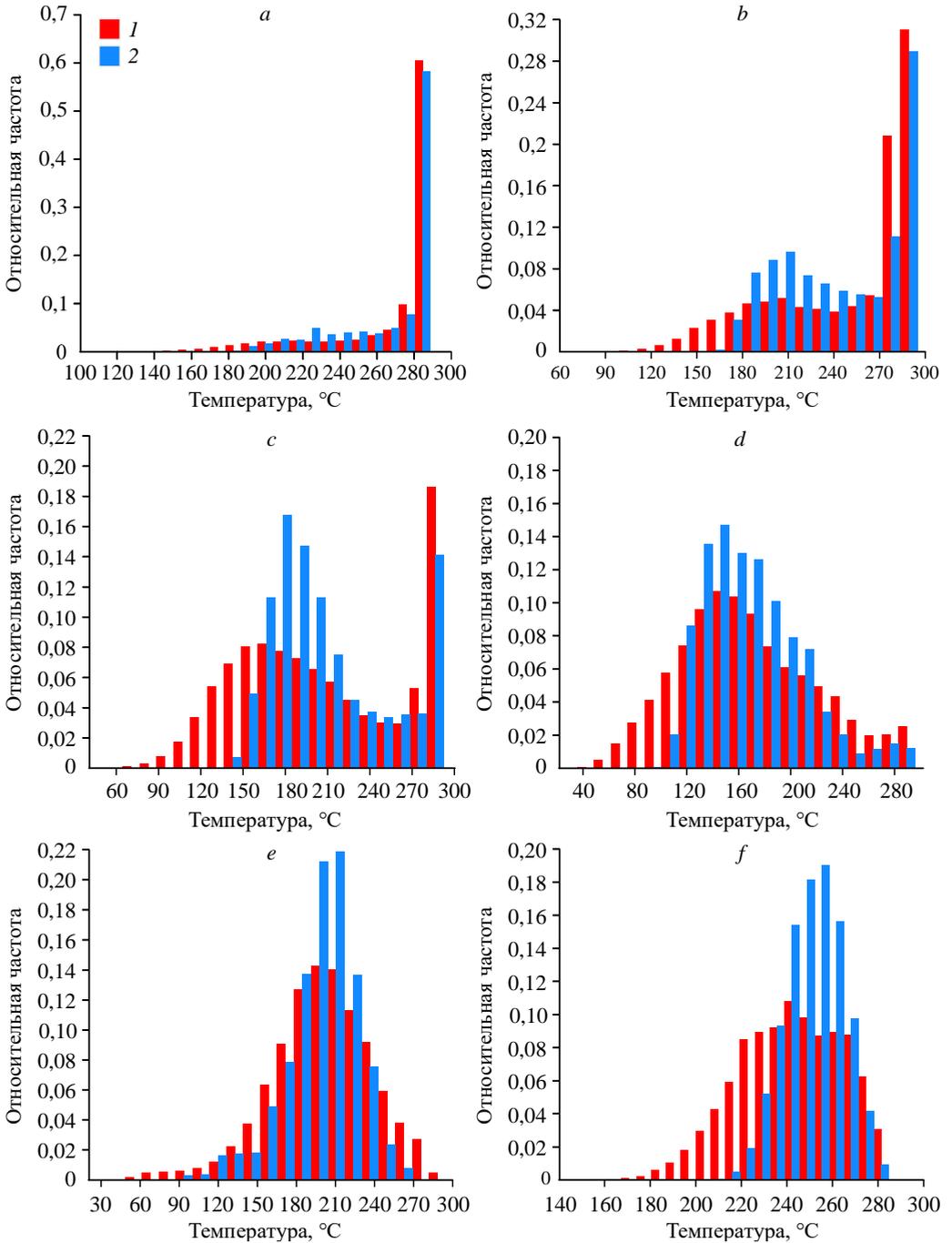


Рис. 11. Гистограммы значений температуры в различных токах.

$a - T_2, \sigma = 0,012$, $b - T_3, \sigma = 0,03$, $c - T_4, \sigma = 0,038$, $d - T_5, \sigma = 0,024$, $e - T_6, \sigma = 0,028$, $f - T_8, \sigma = 0,043$;
 1 — результаты расчета, 2 — данные эксперимента.

$$\frac{dT_B}{dT_{XA}} = \frac{\lambda_{XA} - C_{XA}\rho_{XA}l \frac{dn}{dt}}{\lambda_B - C_B\rho_Bl \frac{dn}{dt}} \approx \frac{\lambda_{XA}}{\lambda_B} = \frac{25 \text{ Вт(м·К)}^{-1}}{0,69 \text{ Вт(м·К)}^{-1}} = 36,2, \quad (20)$$

$$\frac{V_T^B}{V_T^{XA}} = \frac{dT_B}{dt} / \frac{dT_{XA}}{dt} = \frac{36675}{978} \approx 37,5. \quad (21)$$

В результате преобразований (20) и с учетом бесконечной малости введенных величин l , dn , dt разница в изменении температуры регистрируемым материалом среды (контрольный объем жидкости) и материалом термопреобразователя определяется соотношением их теплопроводностей: $\lambda_B = 0,69 \text{ Вт(м·К)}^{-1}$ [13] и $\lambda_{XA} = 25 \text{ Вт(м·К)}^{-1}$ [14]. Оценка по формуле (20) отлично согласуется с расчетно-экспериментальным результатом (21).

Методика вычисления спектрально-корреляционных характеристик пульсаций температуры основана на исследованиях [15]. Выбранная реализация центрировалась (22), далее выполнялось преобразование Фурье (23) и вычислялась спектральная плотность мощности (24), затем по формуле (25) рассчитывалась взаимокорреляционная спектральная плотность мощности:

$$\langle T_j \rangle = T_j - \langle T \rangle = T_j - \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N T_j, \quad j = 1, 2, \dots, N, \quad (22)$$

$$F(\nu)_k = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{j=1}^N \langle T_j \rangle \cdot e^{-2\pi i \frac{j}{N} \cdot k}, \quad \nu_k = \frac{k \cdot f}{N} = \frac{k}{N \cdot \Delta t}, \quad k = 1, 2, \dots, N/2, \quad (23)$$

$$\text{PSD}_k = 2 \left| F(\nu)_k \right|^2, \quad r\text{PSD}_k = \text{PSD}_k / \max(\text{PSD}), \quad (24)$$

$$\text{CPSD}_k = 2 \left| F_1(\nu)_k \cdot \overline{F_2(\nu)_k} \right|, \quad r\text{CPSD}_k = \text{CPSD}_k / \max(\text{CPSD}), \quad (25)$$

здесь PSD — спектральная плотность мощности (power spectral density, CPSD — взаимокорреляционная спектральная плотность мощности (cross power spectral density); буква r у $r\text{PSD}$ и $r\text{SPSD}$ указывает, что величины относительные (отнесены к своему максимальному значению).

Высокая степень инерционности термопреобразователей диктует необходимость сравнения расчетно-экспериментальных значений спектральной плотности мощности температуры в относительных единицах (рис. 12). В работах [1, 3] авторами отмечалось, что основная энергия спектра заключена в области частот $f = 0 \div 1$ Гц. Для термопреобразователей $T_4 - T_5$ данный диапазон включает в себя характерный максимум энергии на частоте $f = 0,3$ Гц. Наличие ярко выраженной флуктуации температуры в небольшой окрестности данной частоты хоть и не является энергетически значимым, но служит критерием подобия нестационарного поля температуры в заданных условиях. Спектры расчетных реализаций несмотря на более сложный состав содержат в себе данный максимум, а также свидетельствуют о процессе расширения диапазона основной энергии по мере удаления от точки впрыска.

Высокая степень корреляции между пульсациями полей скорости и температуры подтверждается пространственными распределениями среднего значения осевой составляющей скорости V_z и интенсивности ее пульсации (рис. 13). Наибольшая величина последней приходится на вихревую область в зоне смешения. В окрестности точек $T_4 - T_5$

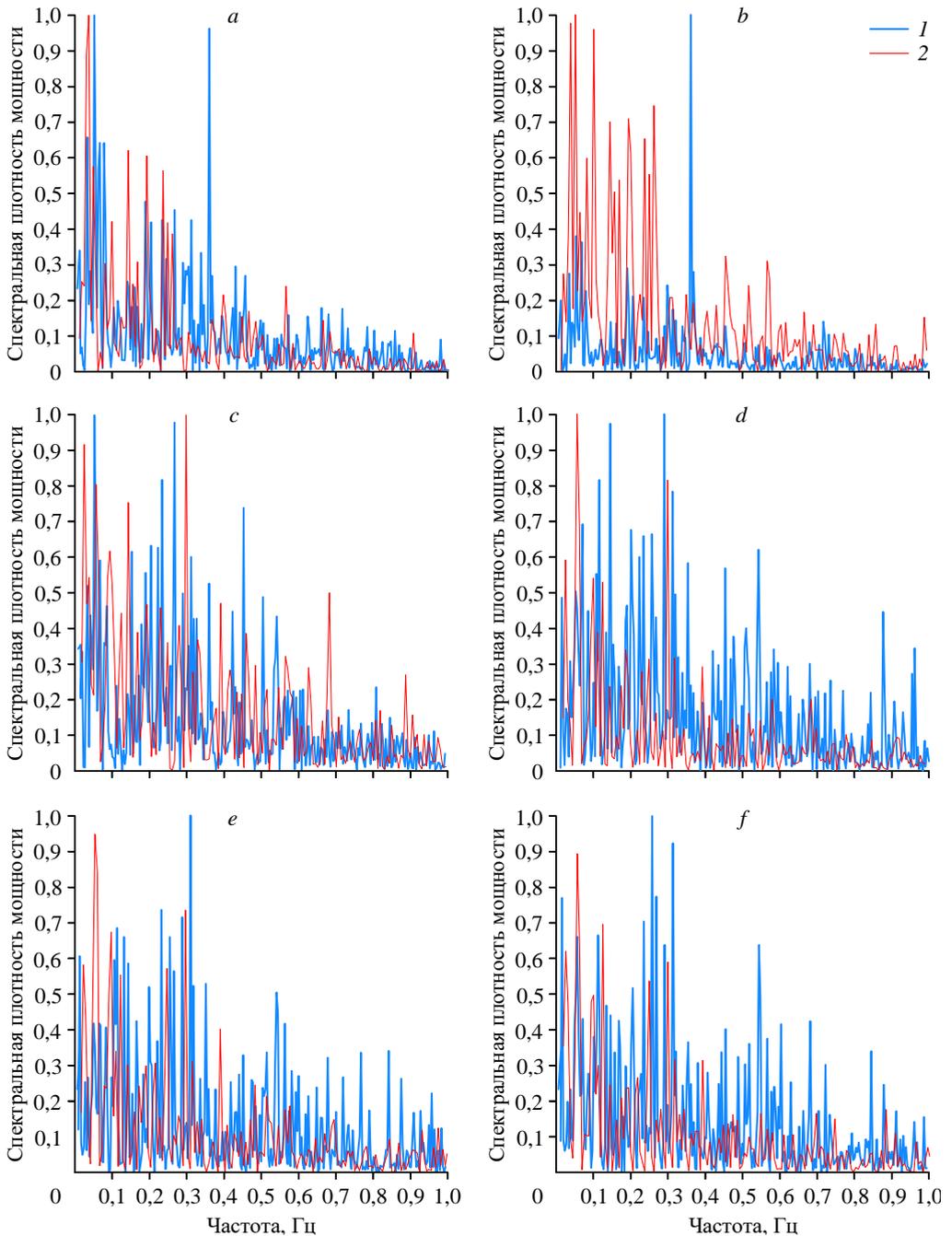


Рис. 12. Спектральная плотность мощности в различных точках.

a — T₄, *b* — T₅, *c* — T₆, *d* — T₈, *e* — T₉, *f* — T₁₀;

1 — результаты эксперимента, 2 — данные расчета.

превалирует течение холодного потока и интенсивность заметно снижается. По мере восстановления профиля скорости в канале происходит дальнейшее снижение интенсивности пульсаций.

Общий вид распределения спектральной плотности мощности расчетных значений температуры, скорости и их взаимной корреляции имеет схожую структуру и представлен в относительных единицах на рис. 14.

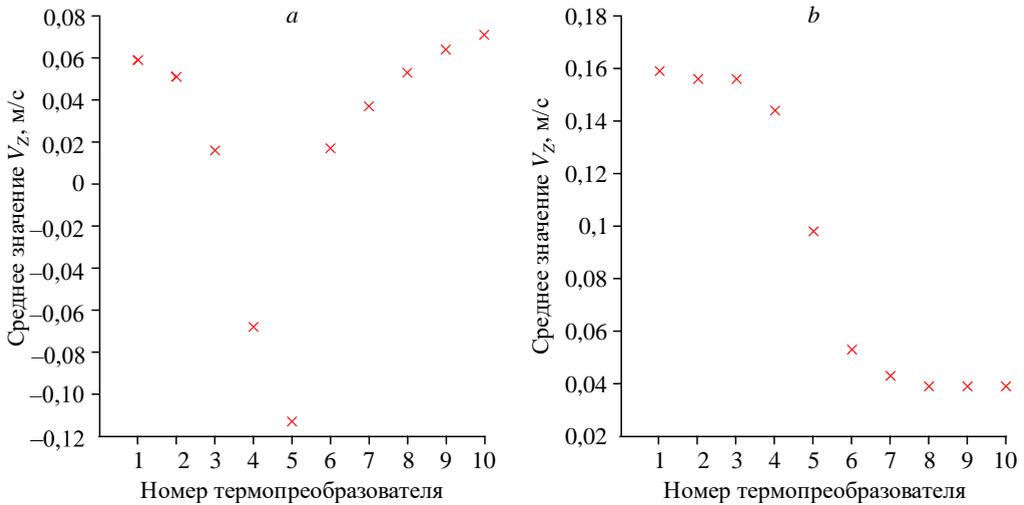


Рис. 13. Расчетные профили осевой составляющей скорости V_z (a) и интенсивности ее пульсации (b).

Как и в случае с экспериментальными значениями температуры, основная энергия спектра находится в диапазоне частот 0 – 1 Гц. Диапазон 1 – 20 Гц соответствует инерционному интервалу, в котором происходит перенос энергии турбулентности и дробление вихревых структур. Диапазон 40 – 100 Гц — область диссипации кинетической энергии. Численный спектр мощности пульсаций температуры и скорости полностью соответствует одномерному энергетическому спектру развитой изотропной турбулентности по Гейзенбергу [16, 17], в котором энергия описывается уравнением

$$E(k) = \frac{4\gamma^2}{\varepsilon} \tilde{k}^{-5/3} \left(\frac{3\gamma^2}{\varepsilon} + C \cdot \tilde{k}^4 \right)^{-4/3}, \quad (26)$$

где \tilde{k} — волновое число, ε — мощность диссипации энергии, γ и C — константы.

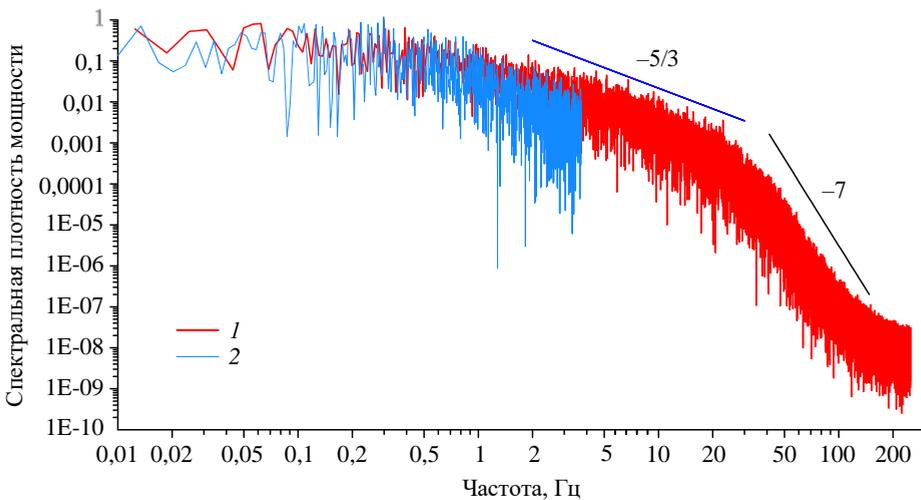


Рис. 14. Общий вид распределения спектральной плотности мощности взаимной корреляции расчетных значений температуры и скорости.

1 — расчетные данные гCPSD, 2 — экспериментальные результаты гPCD.

Заключение

В ходе расчетно-экспериментального исследования процесса смешения в тройниковом соединении при встречном движении однофазных потоков теплоносителя различной температуры определена комбинация режимных параметров, обеспечивающая наибольшие интенсивность пульсаций температуры потока в зоне смешения и скорость накопления поврежденности. Численное разрешение вихревых структур выполнено с помощью модели WALE с шагом по времени 0,002 с. Анализ расчетно-экспериментальных полей скорости и температуры подтвердил корректность выбранного численного подхода. Визуализирована картина течения в зоне смешения и получены спектральные характеристики пульсаций температуры и скорости. Подтверждено предположение о механизме возникновения резких температурных изменений в области термопреобразователей $T_1 - T_4$ [1]. Получены реализации температуры в конечно-элементной части модели, на основе которых в дальнейшем будет определено поле напряжений и произведена оценка ресурса теплообменной поверхности.

Список литературы

1. Рязанов Р.Р., Соборнов А.Е., Дмитриев С.М., Мацин Н.В., Котин А.В. Экспериментальное исследование процессов неизотермического смешения встречных потоков несжимаемой жидкости в тройниковом узле // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2023. № 1. С. 57–69.
2. Дмитриев С.М., Рязанов Р.Р., Мамаев А.В., Соборнов А.Е., Котин А.В., Легчанов М.А., Львов А.В. Измерение температурного и напряженно-деформированного состояний трубного образца при воздействии локальных стохастических температурных пульсаций // Приборы и методы измерений. 2019. Т. 10, № 1. С. 53–60.
3. Дмитриев С.М., Мамаев А.В., Рязанов Р.Р., Соборнов А.Е., Большухин М.А., Бесчеров Д.Е., Котин А.В. Экспериментальные исследования температурных пульсаций при смешении неизотермических потоков теплоносителя в элементах оборудования ЯРУ // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2019. № 2. С. 117–127.
4. Zhou M., Li J., Qiu Z., Zhang N. Numerical investigation of thermal-mixing characteristics at vertically oriented T-junction pipelines // Intern. J. Heat and Fluid Flow. 2024. Vol. 106. P. 109292-1–109292-15.
5. Urano Y., Lee J., Jeong H., Chung J. Numerical study on particle behavior in a Y-junction mixer for supercritical water hydrolysis // Bioresource Technology. 2024. Vol. 393. P. 130072-1–130072-16.
6. Знаменская И.А., Коротева Е.Ю., Новинская А.М., Сысоев Н.Н. Особенности спектров турбулентных пульсаций струйных затопленных течений воды // Письма в ЖТФ. 2016. Т. 42, вып. 13. С. 51–57.
7. Nicoud F., Ducros F. Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor // Flow, Turbulence and Combustion. 1999. Vol. 62. P. 183–200.
8. Kim M., Lim J., Kim S., Jee S., Park D. Assessment of the wall-adapting local eddy-viscosity model in transitional boundary layer // Computer Methods in Applied Mech. and Eng. 2020. Vol. 371. P. 113287-1–113287-14.
9. Ke L., Ye J., He W. Evaluation of subgrid scale models in turbulent large eddy simulations of pumpjet propulsor // Intern. J. Naval Architecture and Ocean Eng. 2024. Vol. 16. P. 100565-1–100565-15.
10. Sun S., Wang H., Zhang W.(Wei) Analysis of numerical factors affecting large eddy simulation of pollutant diffusion around buildings // J. Wind Eng. and Ind. Aerodynamics. 2023. Vol. 232. P. 105244-1–105244-19.
11. Ansys Fluent Theory Guide 19.0, 2018.
12. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 143 с.
13. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. М.: Изд. МЭИ, 1999. 168 с.
14. Никонов Н. Термопары. Типы, характеристики, конструкции, производство. М.: ООО «МТК МЕТОТЕХНИКА», 2015. 62 с.
15. Buchhave P., Velte C.M. Measurement of turbulent spatial structure and kinetic energy spectrum by exact temporal-to-spatial mapping // Physics of Fluids. 2017. Vol. 29, No. 8. P. 085109-1–085109-12.
16. Борисёнок С.В. Качественная модель спектральной функции вязкости для одномерного спектра энергии развитой изотропной затухающей турбулентности // Изв. РГПУ им. А.И. Герцена. 2005. № 13. С. 104–117.
17. Sirubalo E. Computational study of statistically one-dimensional propagation of turbulence // Technische Universität Ph.D. Thesis, Primary publication, 2012. 111 p.

*Статья поступила в редакцию 9 февраля 2024 г.,
после доработки — 21 октября 2024 г.,
принята к публикации 8 ноября 2024 г.*