

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,  
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВМОДЕЛИРОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИИ НАСЫЩЕННОГО ПАРА R-21  
ВО ФРАГМЕНТЕ ТРУБНОГО ПУЧКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
МЕТОДА VOF В ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ<sup>1</sup>© 2025 г. К. Б. Минко<sup>а</sup>, \*, М. В. Минко<sup>а</sup>, А. А. Клементьев<sup>а</sup><sup>а</sup>Национальный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,  
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия\*e-mail: [minkokb@gmail.com](mailto:minkokb@gmail.com)

Поступила в редакцию 17.09.2024 г.

После доработки 20.10.2024 г.

Принята к публикации 30.10.2024 г.

Метод Volume of Fluid (VOF), дополненный моделями тепло- и массообмена на межфазной границе, активно используется при исследовании пленочной конденсации и пленочного кипения, при расчетах испарительных установок, для определения динамики схлопывания пузырька пара в объеме недогретой жидкости и в других целях. Исходный алгоритм VOF, предложенный Хиртом, предназначен для моделирования однофазной несжимаемой жидкости со свободной поверхностью, на которой задано постоянное давление. Расширение VOF-алгоритма на двухфазную среду, особенно при наличии массообмена, представляет собой нетривиальную задачу с позиции строгости математической постановки. В предыдущих исследованиях авторы развили подходы к моделированию процессов тепло- и массообмена при конденсации пара на поверхности гладких горизонтальных труб в двух- и трехмерных постановках, а также выполнили моделирование процессов конденсации на пучке гладких горизонтальных труб в двумерной постановке. В настоящей работе представлены результаты моделирования конденсации фреона R-21 в малоразмерном трубном пучке в трехмерной постановке. Характеристики пучка труб соответствуют параметрам экспериментальной установки Института теплофизики Сибирского отделения Российской академии наук (СО РАН) (диаметр труб 16 мм, поперечный шаг 26 мм, продольный шаг 15 мм). Рассматривалась конденсация насыщенного пара при температуре  $T_{sat} = 333.15$  К, набегающего на пучок со скоростью до 0.9 м/с. Результаты расчетов демонстрируют как качественное, так и количественное соответствие данным, полученным в ходе вычислений при двумерной постановке задачи, а также экспериментальным данным. Представлена информация о распределении конденсата внутри пучка труб. Проанализированы спектры пульсаций среднего коэффициента теплоотдачи для труб. Отмечена важность учета формирования начального термического участка, возникающего при стекании конденсата с верхних труб на нижние.

**Ключевые слова:** метод VOF, модель Lee, конденсация, численное моделирование, контрольный объем, пучок гладких горизонтальных труб, движущийся пар, межфазная поверхность, коэффициент теплоотдачи

**DOI:** 10.56304/S0040363624700735

Конденсация пара на пучках гладких горизонтальных труб характерна для многих технических устройств [1, 2]. Для получения данных об этом процессе обычно проводятся натурные испытания на малоразмерных пучках горизонтальных труб [3]. Даже в этом случае стенды для постановки подобных экспериментов являются довольно сложными и энергоемкими, а получение данных о локальных характеристиках процессов затруднено, хотя в этом направлении наблюдается су-

щественный прогресс [4, 5]. Современные подходы к моделированию двухфазных потоков позволяют непосредственно определять поведение межфазной границы, в том числе при наличии тепло- и массообмена [6].

Настоящая работа – продолжение проведенных ранее исследований, посвященных моделированию процессов конденсации на поверхности одиночного горизонтального гладкого цилиндра [7, 8]. Позднее авторы статьи рассматривали влияния орошения на конденсацию пропана при трехмерной постановке [9]. Результаты, полученные в [7, 9], показали, что для моделирования конденсации на одиночном цилиндре можно применять периодический фрагмент цилиндра

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования России в рамках государственного задания № FSWF-2023-0017 (соглашение № 075-03-2023-383 от 18.01.2023) в сфере научной деятельности на 2023–2025 гг.

длиной, равной наиболее опасной длине волны  $l_{**} = 2\pi\sqrt{2b}$  для относительно тонкого слоя тяжелой жидкости над паром [10, 11], где  $b = \sqrt{\sigma/(\Delta\rho g)}$  – капиллярная постоянная, м;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;  $\Delta\rho$  – разность плотностей жидкой и паровой фаз, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Насколько известно авторам настоящей работы, применение метода VOF для анализа конденсации на пучках труб пока еще остается исключением из правил. В [12] представлены результаты моделирования процессов конденсации фреона R-21 в малоразмерном трубном пучке в двумерной постановке. Характеристики пучка труб соответствовали параметрам экспериментальной установки Института теплофизики СО РАН [1, 13]. Рассматривалась конденсация насыщенного пара при  $T_{sat} = 333.15$  К, набегающего на пучок со скоростью до 1.2 м/с. Результаты расчетов качественно и количественно соответствовали экспериментальным данным.

В [14] численно анализировалась утилизация тепла водяного пара из уходящих дымовых газов при использовании пучка, состоящего из труб с проницаемыми пористыми стенками. На внешней поверхности труб имела место конденсация водяного пара из смеси газов. При этом предполагалось, что в капилляры пористой среды может проникать только жидкая фаза. Верификация совокупности применяемых моделей (внешнего обтекания пучка газовой смесью, конденсации на поверхности труб, течения конденсата в пористой структуре стенок труб) выполнялась с привлечением интегральных характеристик, определенных экспериментально в [14]. Несмотря на оригинальную постановку задачи и полученные интересные результаты, следует признать, что исследованные авторами [14] особенности течения конденсата довольно далеки от закономерностей движения жидкой фазы в типичных конденсаторах пара.

Некоторое удивление вызывает и использование необычайно низкого значения константы Lee [15] (коэффициент релаксации  $C' = 0.1$ ). За исключением [14], в публикациях, известных авторам настоящей работы, в трехмерной постановке рассматриваются, как правило, процессы конденсации на одиночных гладких и оребренных трубах [16–18]. Для перехода к моделированию процессов конденсации в трубном пучке в трехмерной постановке необходимо внести некоторые упрощения. Наиболее значительное из них – предположение о наличии периодической структуры потока вдоль оси труб. Это допущение позволяет применять периодические граничные условия, что уменьшает размеры расчетной области. Однако оно не является строго обоснованным, поскольку в пучке формируется сложный про-

цесс стекания конденсата с верхних труб на нижние. Допущение о периодичности можно рассматривать как временную меру, необходимую для выполнения более реалистичных трехмерных расчетов с учетом текущих вычислительных возможностей. Вероятно, в будущем развитие вычислительной техники позволит проводить моделирование трубных пучков без данного ограничения.

Следует отметить, что в последнее время с помощью численных методов ведутся активные исследования течений жидких пленок по поверхности гладких горизонтальных труб, находящихся внутри трубного пучка, применительно к испарительным аппаратам [19–21]. В указанных работах, как правило, рассматривается элементарная ячейка трубного пучка, а жидкость подается на моделируемую трубу через отверстия, расположенные на одинаковом расстоянии одно от другого. Эти течения отличаются более высокими числами Рейнольдса жидких пленок по сравнению с типичными течениями при конденсации. Обычно авторы выбирают режимы стекания жидких пленок такими, чтобы в межтрубном пространстве наблюдались устойчивые струйки конденсата, что позволяет использовать стационарный метод VOF для проведения многопараметрических расчетов.

Данные об особенностях конденсации внутри трубного пучка, полученные в трехмерной постановке, могут применяться для уточнения моделей орошения. При попадании отдельных капель и струек конденсата с верхней трубы на нижнюю они стекают по ней локализованно. Благодаря этому можно полагать, что на неорошаемой части поверхности трубы реализуются условия, близкие к конденсации на одиночной трубе. Такая модель была предложена в [22–24]. В ней вводится функция натекания  $f_i$ , которая характеризует относительную долю площади трубы, занятой натекающим конденсатом. Для верхней трубы эта функция равна 0, для третьей и последующих труб  $f_i$  может быть представлена с использованием рекуррентных соотношений в виде  $f_i = 1 - (1 - f_2)^{i-1}$ , т.е. функция натекания для  $i$ -й трубы определяется функцией натекания для второй трубы  $f_2$  и номером ряда  $i$ . Функция для второго ряда зависит от среднего периода образования отдельной капли на первой трубе и времени перетекания на вторую трубу, поверхностной плотности отрывающихся капель и средней за период площади поверхности, заливаемой одной каплей. Модель авторов [22–24] была подтверждена экспериментально.

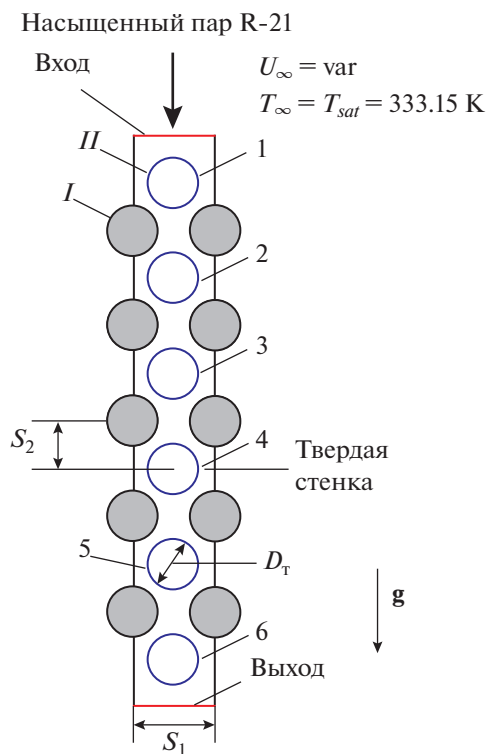
Следует отметить, что результаты применения указанной модели продемонстрировали зависимость относительного изменения коэффициента теплоотдачи от температурного напора и расстоя-

ния между трубами. После обработки данных для фреонов оказалось, что значение  $f_2$  близко к 1. Такое равенство ( $f_2 = 1$ ) может быть связано с тем, что для фреонов из-за низкого значения теплоты фазового перехода падающие капли/струи конденсата при движении в межтрубном пространстве могут успевать прогреться практически до температуры насыщения. Вследствие этого при попадании капель/струек на поверхность образуется начальный термический участок, наличие которого не учитывалось авторами [22–24]. Этот эффект был экспериментально обнаружен в работе [25], выполненной в Институте теплофизики СО РАН.

Цель настоящего исследования – моделирование конденсации во фрагменте трубного пучка, рассмотренного в предыдущей работе [12], с использованием трехмерной постановки для анализа влияния принципиально трехмерной картины стекания конденсата на характеристики процессов тепло- и массообмена.

### ФИЗИЧЕСКАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исследуется конденсация фреона R-21 на пакете горизонтальных труб шахматной компоновки (рис. 1). Диаметр труб  $D_T = 16$  мм, попереч-



**Рис. 1.** Постановка задачи о конденсации насыщенного пара фреона R-21 на пакете горизонтальных труб.  
I – трубы-заглушки; II – изотермические трубы (арабскими цифрами обозначены их номера)

ный и продольный шаг в пучке равен  $S_1 = 26$  мм и  $S_2 = 15$  мм соответственно. Количество охлаждаемых труб – шесть. Число труб в пучке было сокращено на три по сравнению с моделируемой экспериментальной установкой вследствие ограничения на доступный объем оперативной памяти (64 Гб). При проведении расчетов на 8 ядрах использовалось 40–50 Гб оперативной памяти, время расчета процесса длительностью 0.0125 с составило 1 ч. Вдоль твердых стенок канала шириной  $S_1$ , ограничивающих вертикальный ряд труб, расположены трубы-заглушки для формирования профиля скорости, характерного для пучка. Температура насыщенного пара на входе  $T_{sat} = 333.15$  К. Поверхность охлаждаемых труб считалась изотермической: ее температура  $T_w = 303.15$  К. Скорость набегающего на пучок потока пара  $U_\infty$  изменялась от 0.3 до 0.9 м/с. Свойства фаз R-21 полагались постоянными и соответствовали свойствам при температуре насыщения.

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ VOF

В модели VOF двухфазная среда описывается односкоростной и однотемпературной гомогенной моделью, истинные свойства фаз которой считаются постоянными. Система уравнений модели состоит из уравнения баланса объемной доли жидкой фазы  $\gamma$ , уравнения неразрывности, записанного через плотность объемного потока среды, т.е. скорость, и уравнений движения и энергии [26]:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \tau} + \text{div}(\mathbf{U}\gamma) = \frac{M_{gl}}{\rho_l}; \quad (1)$$

$$\text{div}(\mathbf{U}) = M_{gl} \left( \frac{1}{\rho_l} - \frac{1}{\rho_g} \right); \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho U_k)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \mathbf{U} U_k - \mu_{eff} \nabla U_k) = -\frac{\partial p_{rgh}}{\partial x_k} + F_{b,k}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho c_p \mathbf{U} T - \lambda_{eff} \nabla T) = Q_{gl}, \quad (4)$$

где  $\tau$  – время, с;  $\mathbf{U}$  – вектор скорости, м/с;  $M_{gl}$  – объемная плотность потока массы на межфазной поверхности из газовой фазы в жидкую фазу, кг/(м<sup>3</sup> · с);  $\rho_l$ ,  $\rho_g$  – истинная плотность жидкой и паровой фаз, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $U_k$  –  $k$ -я проекция скорости, м/с;  $\mu_{eff}$  – эффективный динамический коэффициент вязкости среды, Па · с;  $p_{rgh} = p - \rho(\mathbf{g} \cdot \mathbf{x})$  – статическое давление за вычетом локального гидростатического столба, Па;  $p$  – давление, Па;  $\mathbf{g}$  – вектор ускорения свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\mathbf{x}$  – радиус-вектор точки в расчетной области, м;  $x_k$  – проекция

вектора  $\mathbf{x}$  на ось  $k$ ;  $F_{b,k}$  – проекция вектора  $\mathbf{F}_b$  на ось  $k$ ;  $\mathbf{F}_b = [-(\rho_l - \rho_g)(\mathbf{g} \cdot \mathbf{x}) + \sigma K] \nabla \gamma$ ;  $K$  – кривизна межфазной поверхности,  $\text{м}^{-1}$ ;  $T$  – температура,  $\text{К}$ ;  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $\lambda_{eff}$  – эффективный коэффициент теплопроводности среды,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $Q_{gl} = M_{gl} h_{lg}$  – источник энергии, связанный с фазовым переходом,  $\text{Вт}/\text{м}^3$ ;  $h_{lg}$  – теплота фазового перехода,  $\text{Дж}/\text{кг}$ .

Плотность  $\rho$ , молекулярные динамический коэффициент вязкости  $\mu$  и коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , объемная теплоемкость  $\rho c_p$  среды в каждой расчетной ячейке определяются как среднеобъемные величины по формуле

$$f = \gamma f_l + (1 - \gamma) f_g; \quad f \in (\rho, \mu, \rho c_p, \lambda).$$

Здесь и далее индексы  $l$  и  $g$  обозначают параметры жидкой и газовой (паровой) фазы соответственно.

Для моделирования массообмена использовалась модель Lee [15]:

$$Q_{gl} = M_{gl} h_{lg} = C' h_{lg} \rho_g (1 - \gamma) \Delta T_{gl} / T_{sat},$$

$$\Delta T_{gl} = T_{sat} - T > 0.$$

Константа модели вычислялась по соотношению, предложенному в [7]:

$$C' = \frac{2\lambda_l T_{sat}}{\rho_g h_{lg} (\Delta x_{CV})^2},$$

где  $\Delta x_{CV}$  – минимальный размер текущей расчетной ячейки,  $\text{м}$ .

Выбор  $\Delta x_{CV}$  обусловлен тем, что при моделировании процесса конденсации, как правило, используют контрольные объемы (КО), вытянутые вдоль направления движения жидкой пленки.

Для моделирования турбулентного переноса в настоящей работе применялась SST-модель Menter [27], рекомендованная в [28].

На входе в трубу задавались значения турбулентной энергии и удельной скорости диссипации, которые определялись исходя из 5%-ной интенсивности турбулентных пульсаций. На внешней поверхности охлаждаемых труб задавалась постоянная температура стенки, остальные твердые поверхности считались адиабатными. На выходе из трубы использовались стандартные выходные граничные условия.

При проведении расчетов в CFD-коде ANSYS Fluent применялись настройки, представленные в табл. 1. Опираясь на результаты серии предварительных вычислений, удалось добиться заметного снижения времени расчета, изменив некоторые настройки, которые задавались ранее в [12]. На основе рекомендаций [29] была выбрана специальная схема расчета Not-Iterative Time Advancement (обычно упоминается как NITA), обеспечивающая безытерационный расчет по времени. Взамен алгоритма дискретизации давления PRESTO был использован алгоритм Modified Body Force Weighted. Шаг по времени принимался постоянным и равным 100 мкс. Наиболее существенное воздействие на снижение времени расчета оказало применение алгоритма Fractional Step вместо алгоритма SIMPLE. Вследствие указанных

**Таблица 1.** Основные алгоритмы, опции и модели, используемые при настройке задачи в CFD-коде

Название	Комментарии
Способ решения уравнения сохранения объемной доли фаз	Неявный
Значение параметра “Volume Fraction Cutoff”	0
Опция:	
Implicit Body Force	Включена
Interface Modeling Type	Sharp
Interface Anti-Diffusion	Выключена
Учет сил поверхностного натяжения	CSF-модель [30]
Схема для решения уравнения сохранения объемной доли фаз	Compressive
Алгоритм решения гидродинамических уравнений	Fractional Step
Опция Skewness-Neighbor Coupling	Включена
Метод расчета градиента	Least Squares Cell Based
Дискретизация:	
давления	Modified Body Force Weighted
значений на гранях КО	SOU
по времени	Неявная схема первого порядка
Опция Not-Iterative Time Advancement	Включена

изменений в настройках кода интегральные характеристики изменились не более чем на 1–2%.

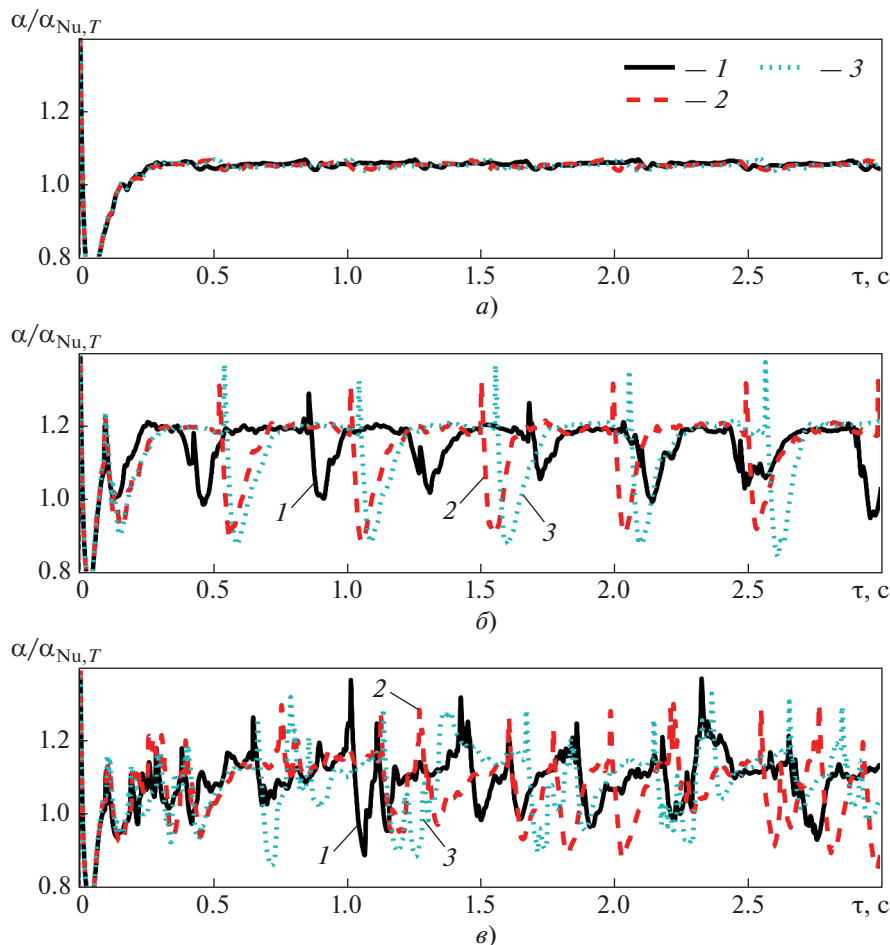
Неструктурированная сетка, выбор параметров которой обсуждается в следующем разделе, содержала около 10 млн контрольных объемов. Для достижения независимости осредненных характеристик потока от времени в трехмерной постановке потребовалось смоделировать 2 с физического времени, при этом осреднение начиналось с момента времени  $\tau = 0.5$  с.

## РЕЗУЛЬТАТЫ МЕТОДИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

Вначале был выполнен расчет в двумерной постановке на трех различных сетках с временным шагом 100 мкс для скорости набегающего потока 0.3 м/с. Размер КО вблизи стенки равнялся 1.5 мкм, дальше он увеличивался с коэффициентом логарифмичности 1.1 до тех пор, пока его размер не достигал значения  $b/j$ , где  $j = 4, 6$  и  $8$  для грубой,

базовой и детальной сетки соответственно. Размер КО вдоль периметра трубы также равнялся  $b/j$ , т.е. количество контрольных объемов по периметру трубы соответствовало 195, 293, 391 для рассматриваемых сеток. При переносе параметров подобранной сетки на задачу в трехмерной постановке по длине трубы использовались КО размером  $b/j$ . Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , нормированного на решение Нуссельта  $\alpha_{Nu,T}$ , от времени представлено на рис. 2.

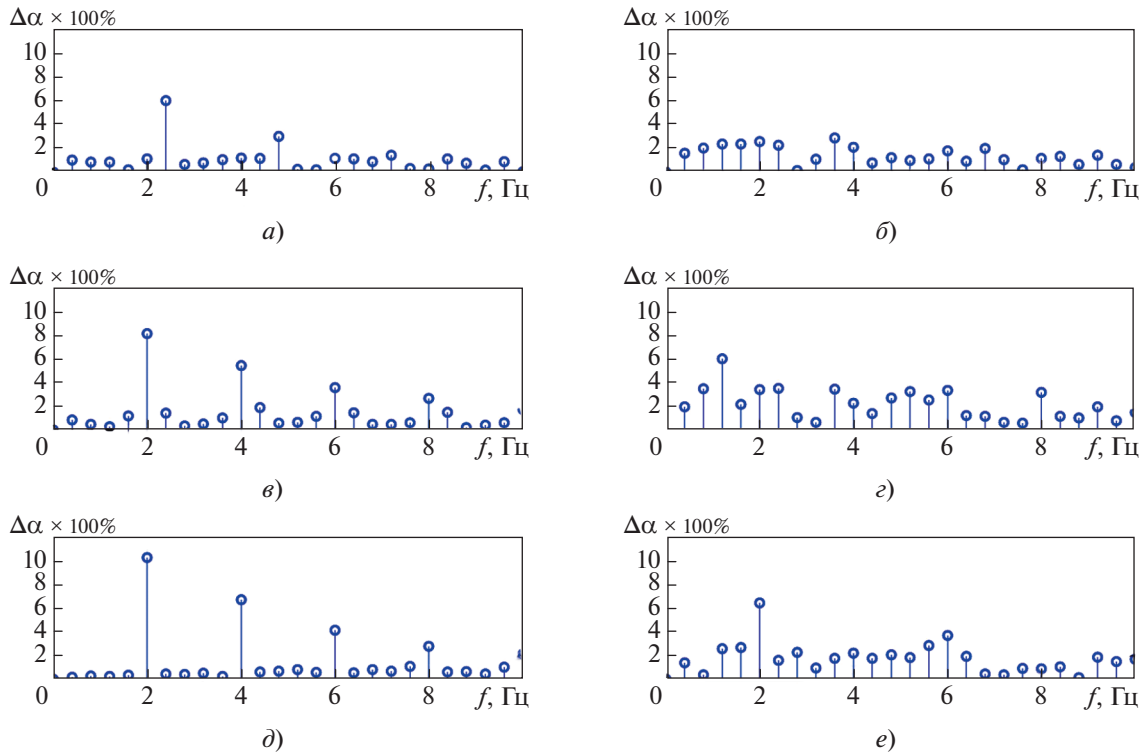
В табл. 2 приведены значения осредненных по времени коэффициентов теплоотдачи  $\langle \alpha \rangle$ , деленных на  $\alpha_{Nu,T}$ , для шага интегрирования равного 100 мкс, а также значения для базовой сетки для шага 50 мкс. Данные осреднялись на интервале от 0.5 до 3.0 с для всех двумерных расчетов. Увеличение времени осреднения по сравнению с трехмерной постановкой задачи связано с меньшей частотой срыва капель при двумерной поста-



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha/\alpha_{Nu,T}$  от времени  $\tau$  (двумерная постановка задачи; конденсация фреона R-21 происходит при  $T_{sat} = 333.15$  К,  $T_w = 303.15$  К,  $U_\infty = 0.3$  м/с).

Номер трубы: а – 1; б – 2; в – 5.

Сетка: 1 – грубая; 2 – базовая; 3 – детальная



**Рис. 3.** Спектры для временных сигналов безразмерных пульсаций коэффициента теплоотдачи  $\Delta\alpha^*$  для трубы № 2 (a, в, д) и № 4 (б, з, е).  
Сетка: a, б – грубая; в, з – базовая; д, е – детальная

новке. Видно, что для верхних труб использование базовой и детальной сеток приводит к практически идентичным результатам. Зависимости для нижних труб (см. рис. 2, в) близки, хотя из-за небольшого различия в динамике орошения труб, расположенных выше, на полученных зависимостях имеется небольшой временной сдвиг. Значения средних коэффициентов теплоотдачи почти идентичны для всех используемых сеток и временных шагов.

На рис. 3 показаны спектры для временных сигналов безразмерных пульсаций коэффициен-

та теплоотдачи  $\Delta\alpha^* = (\alpha - \langle\alpha\rangle)/\alpha_{Nu,T}$  для труб № 2 и 4. Видно, что спектры трубы № 2 имеют явно выраженный максимум, который связан с периодическим отрывом капель конденсата. При переходе от верхней трубы к нижней максимум практически исчезает. В целом амплитуда пульсаций среднего коэффициента теплоотдачи довольно низкая и не превышает 10%. Спектры, полученные на всех сетках, качественно совпадают, данные для базовых и детальных сеток почти неотличимы.

**Таблица 2.** Рассчитанные в двумерной постановке значения  $\langle\alpha\rangle/\alpha_{Nu,T}$  для различных труб; конденсация R-21 при  $T_{sat} = 333.15\text{ K}$ ,  $T_w = 303.15\text{ K}$  и  $U_\infty = 0.3\text{ м/с}$

Номер трубы	Сетка			
	грубая (100 мкс)*	базовая (100 мкс)	детальная (100 мкс)	базовая (50 мкс)
1	1.056	1.053	1.053	1.053
2	1.155	1.150	1.144	1.141
3	1.129	1.106	1.109	1.117
4	1.129	1.113	1.111	1.085
5	1.104	1.083	1.095	1.067
6	1.051	1.040	1.075	1.035

\* В скобках указан временной шаг.

На основании представленных результатов для проведения трехмерных расчетов за основу взяты параметры базовой сетки и шаг по времени 100 мкс.

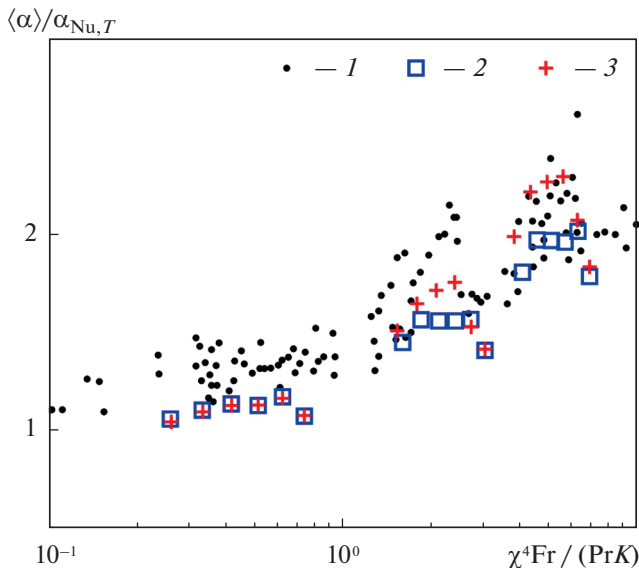
### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

На рис. 4 приведены результаты двух- и трехмерных расчетов и экспериментальные данные [1, 13], полученные для отдельно расположенной одиночной трубы и трубы внутри пучков с коридорным и шахматным расположением труб. Все данные определены без орошения, при проведении экспериментов охлаждалась только одна труба внутри пучка. Для сравнения с опытными данными [1, 13] была выполнена обработка расчетных значений в виде зависимости  $\langle \alpha \rangle / \alpha_{Nu,T}$  от комплекса  $\chi^4 [Fr / (Pr K)]$ , где  $\chi = 0.9(1 + Pr K / R)$ ;  $R = [\rho_l \mu_l / (\rho_g \mu_g)]^{1/2}$ ;  $Fr = U_{max}^2 / (g D_r)$ ;  $Pr = \mu_l c_{p,l} / \lambda_l$ ;  $K = h_{lg} / (c_{p,l} \Delta T)$ .

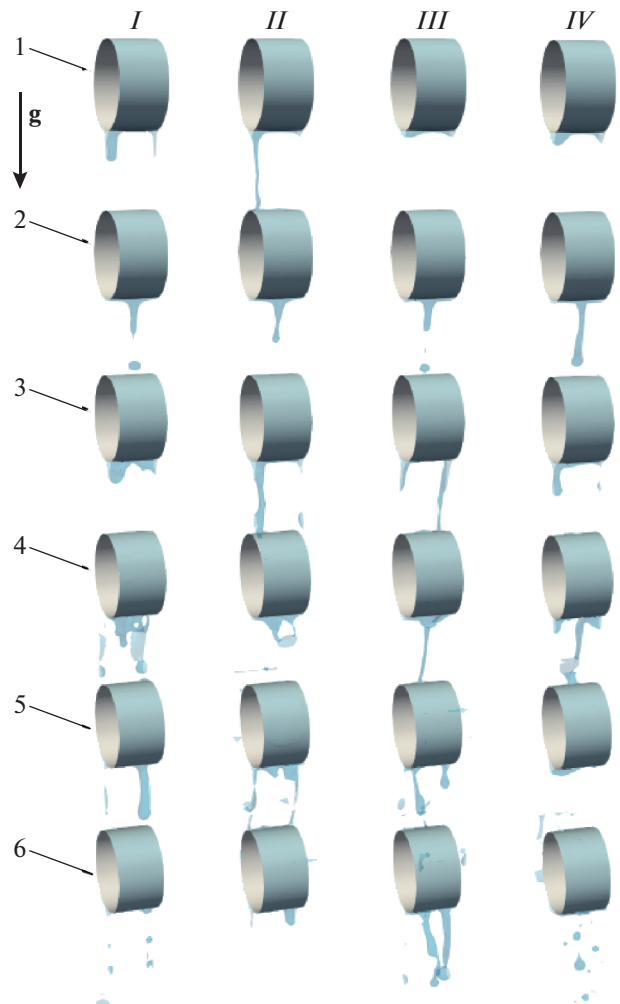
Видно, что расчетные данные, полученные с использованием двумерной и трехмерной постановок, хорошо согласуются между собой и с уже имеющимися результатами экспериментов. Количественную оценку рассогласования расчетных и опытных данных оценить практически невозможно, так как в [1, 13] выполнено обобщение в безразмерном виде результатов большого числа экспериментов, при проведении которых поверх-

ности труб имели разный недогрев до температуры насыщения. При фиксированном значении  $\chi^4 [Fr / (Pr K)]$  разброс экспериментальных значений достигает 20–30%, в пределах которого и находятся полученные расчетные данные. С увеличением скорости набегающего потока, т.е. при больших значениях комплекса  $\chi^4 [Fr / (Pr K)]$ , данные трехмерного расчета лежат несколько выше результатов двумерного расчета. Причиной является более частый срыв мелких капель, которые при попадании на нижнюю трубу возмущают на ней поверхность пленки конденсата.

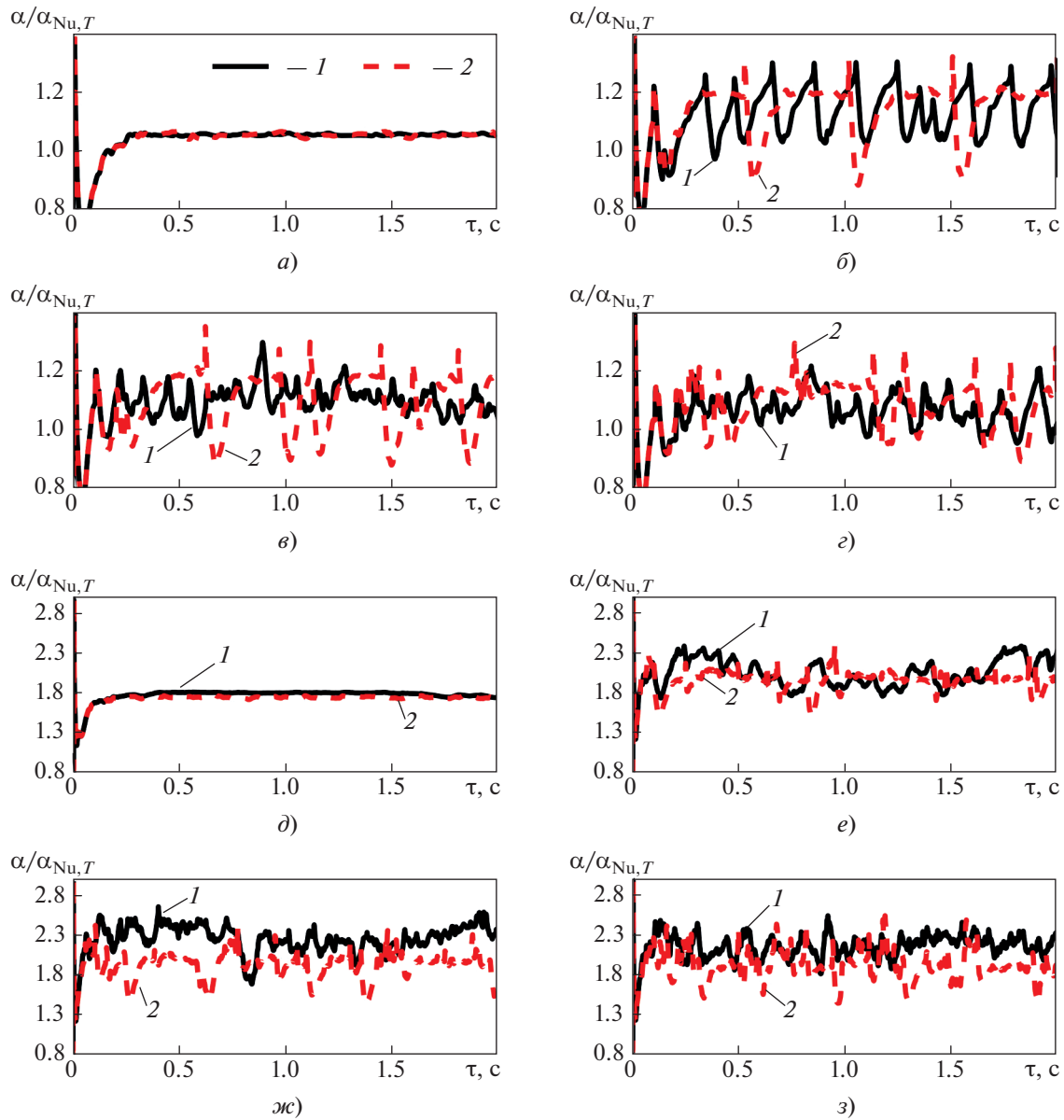
На рис. 5 представлен процесс стекания конденсата на временном интервале от 0.60 до 0.75 с (для наглядности трубы-заглушки на рисунке не показаны). Видно, что на верхних трубах форми-



**Рис. 4.** Зависимость  $\langle \alpha \rangle / \alpha_{Nu,T}$  от  $\chi^4 [Fr / (Pr K)]$  для конденсации фреона R-21 при  $T_{sat} = 333.15$  К. 1 – экспериментальные данные [1, 13]; результаты расчета при постановке задачи: 2 – двумерной; 3 – трехмерной



**Рис. 5.** Картина стекания конденсата (трехмерная постановка, конденсация фреона R-21 при  $T_{sat} = 333.15$  К,  $T_w = 303.15$  К,  $U_\infty = 0.3$  м/с; арабскими цифрами обозначены номера труб). Время, с: I – 0.60; II – 0.65; III – 0.70; IV – 0.75



**Рис. 6.** Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha/\alpha_{Nu,T}$  от времени  $\tau$  (конденсация фреона R-21 при  $T_{sat} = 333.15$  К,  $T_w = 303.15$  К).

$U_\infty$ , м/с: а–г – 0.3; д–з – 0.9.

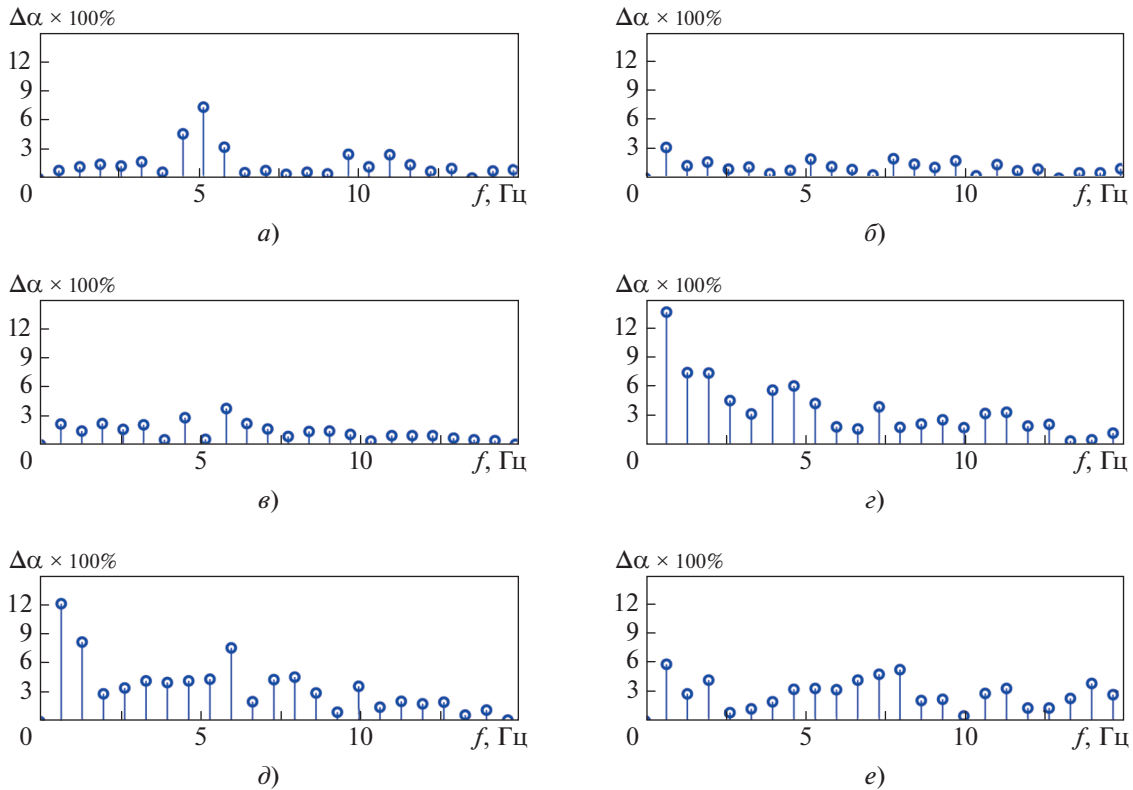
Номер трубы: а, д – 1; б, е – 2; в, ж – 3; г, з – 5.

Постановка задачи: 1 – трехмерная; 2 – двумерная

руются струйки конденсата, с которых периодически срываются отдельные капли, картина стекания конденсата усложняется при перетекании его с верхних труб на нижние. В момент времени 0.60 с на трубе № 1 начинают формироваться струйки конденсата, перетекающие в следующий момент времени (0.65 с) на трубу ниже, затем начинается постепенное накопление конденсата, из которого формируется струйка на верхней трубе. Стеkanie конденсата с трубы № 2 идет практически непрерывно. Это связано с тем, что конденса-

т, натекающий с верхней трубы, довольно быстро переходит к нижней образующей и подпитывает уже существующие струйки конденсата. По мере течения конденсата по пакету труб возникают отдельные мелкие капли при увеличении расхода в струйке и ее дроблении.

На рис. 6 представлены временные зависимости коэффициента теплоотдачи для труб № 1–3, 5 при значениях скоростей набегающего потока 0.3 и 0.9 м/с. Зависимости для труб № 4, 6 не показаны, так как они схожи с зависимостями для трубы



**Рис. 7.** Спектры для временных сигналов безразмерных пульсаций коэффициента теплоотдачи  $\Delta\alpha^*$  (конденсация фреона R-21 при  $T_{sat} = 333.15$  К,  $T_w = 303.15$  К).  
 $U_\infty$ , м/с: а–в – 0.3; г–е – 0.9.  
 Номер трубы: а, г – 2; б, д – 3; в, е – 5

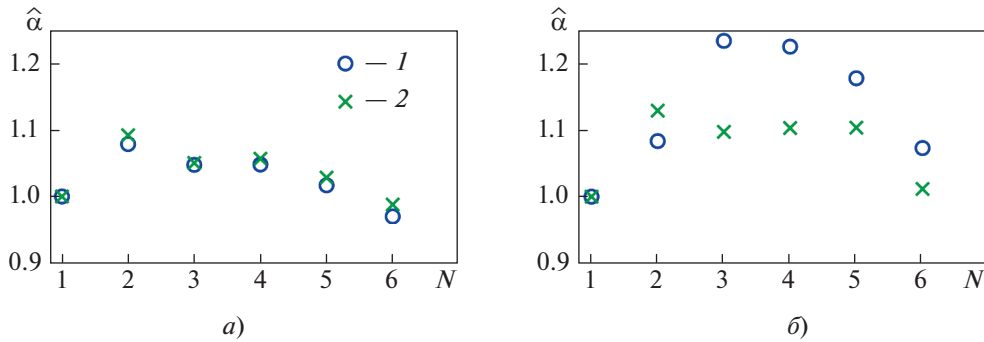
№ 5. Следует отметить, что зависимости коэффициента теплоотдачи от времени для трубы № 1 полностью совпадают в двумерной и трехмерной постановках. Временные зависимости коэффициента теплоотдачи для трубы № 2 при  $U_\infty = 0.3$  м/с (см. рис. 6, б) при разных постановках задачи качественно совпадают, хотя из-за более высокой частоты срыва капель конденсата с верхней трубы период пульсаций в трехмерной постановке существенно ниже, чем в двумерной постановке. Для минимальной скорости набегающего потока на трубе № 3 в двумерной постановке задачи все еще можно выделить отдельные пульсации, связанные с падением и перетеканием довольно крупных капель. Зависимости для трубы № 5 при  $U_\infty = 0.3$  м/с и для всех труб при  $U_\infty = 0.9$  м/с практически не зависят от размерности задачи.

На рис. 7 показаны спектры для временных сигналов безразмерных пульсаций коэффициента теплоотдачи  $\Delta\alpha^*$  для труб № 2, 3, 5. Данные для трубы № 1 не представлены, так как на временной зависимости коэффициента теплоотдачи монотонный и периодический срыв капель не сказывается. Пульсации среднего коэффициента теплоотдачи для всех труб, кроме трубы № 2, не

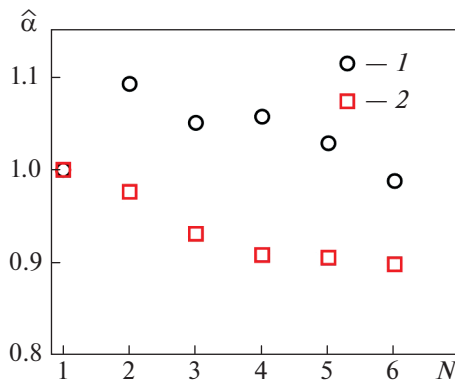
превышают 2–4% при  $U_\infty = 0.3$  м/с. Максимальные пульсации с частотой около 5 Гц и амплитудой 6–8% наблюдаются на трубе № 2 и связаны с ее периодическим орошением конденсатом, падающим с верхней трубы. С увеличением скорости  $U_\infty$  до 0.9 м/с частота срыва капель/струек конденсата возрастает из-за заметного повышения коэффициента теплоотдачи, что приводит к более ощутимым пульсациям среднего коэффициента теплоотдачи, амплитуда которых достигает 10%. При этом отрыв капель на верхней трубе никак не сказывается на значении среднего коэффициента теплоотдачи.

На рис. 8 представлена зависимость относительного коэффициента теплоотдачи  $\bar{\alpha} = \langle \bar{\alpha} \rangle / \langle \alpha_{N=1} \rangle$  от номера трубы  $N$ .

Значение  $\bar{\alpha} = \langle \bar{\alpha} \rangle / \langle \alpha_{N=1} \rangle$  увеличивается на 10–20% и достигает максимума на трубах № 2, 3, а затем начинает монотонно снижаться. Результаты расчета в двумерной и трехмерной постановках практически совпадают при минимальной скорости и несколько отличаются для труб № 3–5 при максимальной скорости  $U_\infty$ . Значение коэффициента теплоотдачи для верхней трубы меньше, чем для труб, расположенных ниже, из-за того,



**Рис. 8.** Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи  $\hat{\alpha}$  от номера трубы  $N$  [конденсация фреона R-21 при  $T_{sat} = 333.15$  К,  $T_w = 303.15$  К и  $U_\infty = 0.3$  м/с (а) и 0.9 м/с (б)].  
Постановка задачи: 1 – трехмерная; 2 – двумерная



**Рис. 9.** Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи  $\hat{\alpha}$  от номера трубы  $N$  (конденсация при  $T_{sat} = 333.15$  К,  $T_w = 303.15$  К и  $U_\infty = 0.3$  м/с).  
Вещество: 1 – фреон R-21; 2 – модельная жидкость с уменьшенной теплоемкостью

что на входе в пакет труб нет труб-заглушек и средняя скорость движения пара в окрестности трубы № 1 меньше, чем у нижних труб.

Заметное отличие динамики изменения коэффициента теплоотдачи при увеличении номера трубки от известных зависимостей Якоба ( $N^{-1/6}$ ) [31] и Керна ( $N^{-1/4}$ ) [32] объясняется тем, что при движении переохлажденного конденсата в

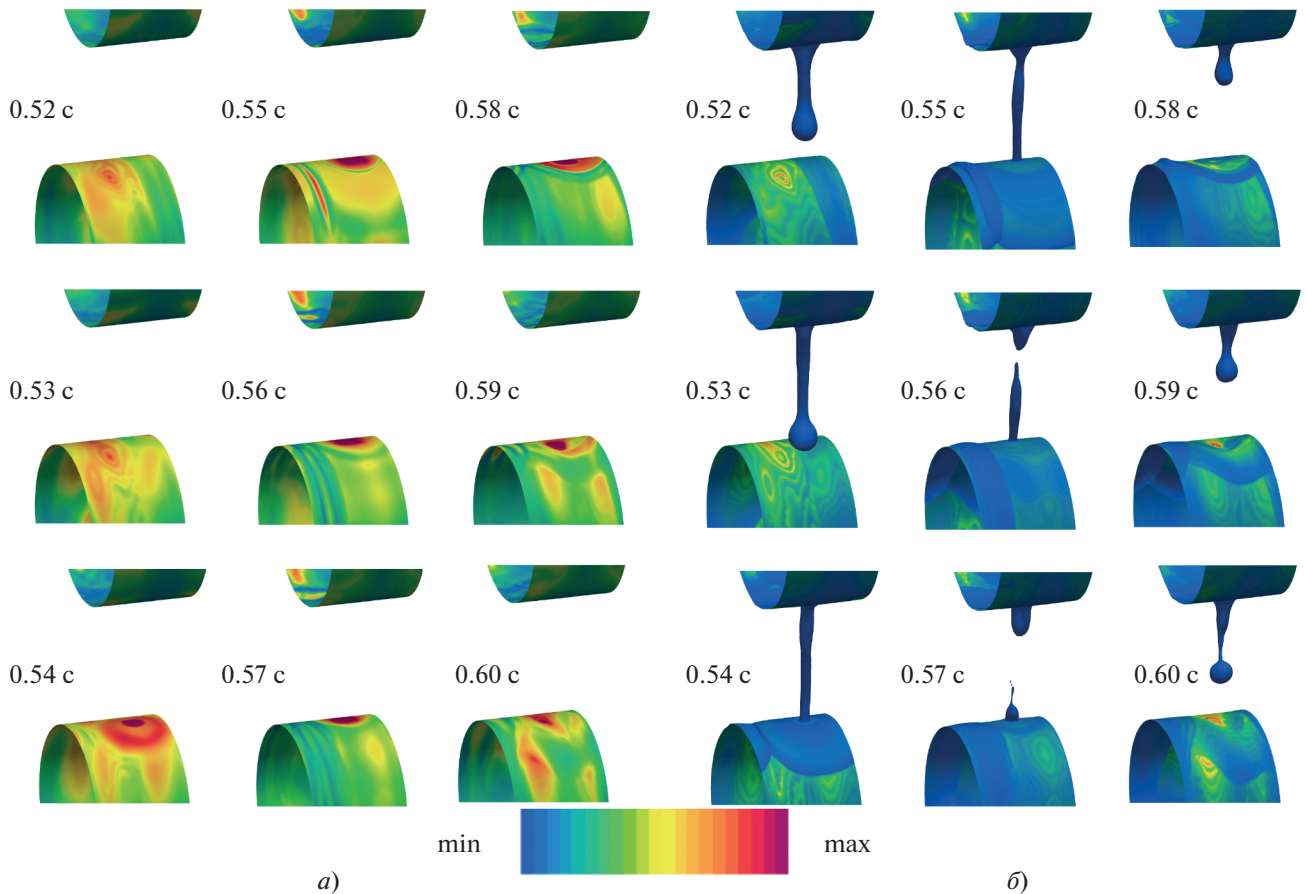
**Таблица 3.** Оценка доли периметра трубы  $\Psi$ , %, на которую приходится начальный термический участок при конденсации R-21 при  $U_\infty = 0.3$  и 0.9 м/с ( $T_{sat} = 333.15$  К,  $T_w = 303.15$  К)

Номер трубы	$U_\infty = 0.3$ м/с	$U_\infty = 0.9$ м/с
2	12	21
3	18	34
4	25	47
5	31	61
6	37	75

межтрубном пространстве он прогревается посредством конденсации пара на его (конденсата) поверхности, что приводит к формированию начального термического участка при попадании нагретых капель или струек на трубу, расположенную ниже. Указанный эффект экспериментально обнаружен в работе [25]. В табл. 3 представлена оценка доли периметра трубы  $\Psi$ , на которую приходится начальный термический участок, формирующийся при течении жидкой пленки с массовым расходом на единицу ширины пленки  $G_l$ . Значения получены с использованием соотношения из [33] в соответствии с рекомендациями [25]. При оценке считалось, что весь конденсат, образующийся на верхних трубах, попадает на нижние трубы.

Для демонстрации значимости указанного эффекта было выполнено двумерное моделирование конденсации R-21 при условии, что его теплоемкость снижена в 100 раз, т.е. в этом случае эффектом начального участка можно было пренебречь. Результаты расчета приведены на рис. 9. Зависимость коэффициента теплоотдачи от расположения труб при конденсации фреона R-21 с уменьшенной теплоемкостью имеет классический вид – с увеличением номера трубы  $\hat{\alpha}$  монотонно убывает.

Для дополнительной демонстрации различия тепловых потоков на межфазной границе и на поверхности труб на рис. 10 представлены поверхности труб, на которых построены поля локальной плотности теплового потока (см. рис. 10, а, положение межфазной поверхности на этой части рисунка не показано) и межфазная граница (изоповерхность,  $\gamma = 0.5$ ), на поверхности которой построено поле  $M_{gl}$ , характеризующее интенсивность конденсации в текущем КО (см. рис. 10, б). Результаты приведены для девяти последовательных моментов времени с шагом 0.01 с. Данные на рис. 10 соответствуют минимальной скорости набегающего потока, равной 0.3 м/с. В начальный момент (0.52 с) положения максимумов тепловых потоков на межфазной границе и на поверхности



**Рис. 10.** Плотность теплового потока вблизи нижней образующей трубы № 2 и верхней образующей трубы № 3 (а) и интенсивность конденсации на межфазной границе (б) для девяти последовательных моментов времени (конденсация R-21 при  $T_{sat} = 333.15$  K,  $T_w = 303.15$  K и  $U_\infty = 0.3$  м/с)

труб качественно совпадают. При натекании капли (0.54 с) происходит резкий рост плотности теплового потока на поверхности труб и заметное снижение интенсивности конденсации на межфазной границе в области, занятой растекающейся каплей. Видно, что движение конденсата носит дискретный характер и он перетекает от верхней образующей до нижней отдельными струйками.

В заключение важно отметить, что, несмотря на трехмерную постановку задачи, требуются дополнительные исследования для подтверждения принятого допущения о существовании периодичности в распределении всех характеристик вдоль оси труб. К сожалению, существующие экспериментальные данные не дают убедительного основания для этого. Вероятно, допущение о периодичности в большей степени справедливо для верхних рядов труб и менее обосновано для глубинных рядов.

Переход к моделированию полной копии пучка из работ [1, 13] ограничен только доступными вычислительными ресурсами. Для моделирова-

ния процессов конденсации на пучке [1, 13] потребовались бы установка трех дополнительных труб и увеличение длины труб в пучке в 50 раз, т.е. сетка содержала бы 500–750 млн КО. Проведение подобных расчетов вряд ли станет доступным в ближайшее время. Для практики более реалистичным кажется переход к моделированию характерных фрагментов пакетов труб длиной 5–10 $l_{**}$ . Перспективным является использование двумерной постановки, так как она обеспечивает качественное воспроизведение всех физических закономерностей и при ее реализации предъявляются меньшие требования к вычислительным ресурсам. Например, время счета 1 с физического времени в двумерной постановке для рассмотренной задачи составляло около 1 ч. В двумерной постановке можно переходить к моделированию устройств, содержащих сотни труб.

## ВЫВОДЫ

1. Проиллюстрирована возможность использования метода VOF, дополненного модифицированной моделью Lee, для исследования тепло-

и массообменных процессов в маломасштабных пакетах гладких горизонтальных труб при трехмерной постановке задачи.

2. Представлены рекомендации по настройке CFD-кода ANSYS Fluent, выбора расчетной сетки для эффективного решения задач подобного класса.

3. Двумерная постановка задачи хорошо описывает все основные физические особенности происходящих процессов и может быть рекомендована для моделирования реальных установок, содержащих десятки и сотни труб.

4. Продемонстрирована важность учета наличия начального термического участка, формирующегося при дискретном стекании капель и струек конденсата с верхних труб на нижние в неплотных пучках труб.

#### БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают благодарность профессору, докт. техн. наук Г.Г. Янькову и старшему научному сотруднику, канд. физ.-мат. наук В.И. Артемову за обсуждение результатов работы и ценные замечания.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гогонин И.И.** Исследование теплообмена при пленочной конденсации пара. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2015.
2. **Gogonin I.I., Volodin O.A.** Fundamentals of hydrodynamics and heat and mass transfer at film condensation of stationary vapor on horizontal tube bundles: a brief review // *J. Eng. Thermophys.* 2024. V. 33. P. 200–219. <https://doi.org/10.1134/S1810232824010144>
3. **Zeinelabdeen M.I.M., Kamran M.S., Briggs A.** Comparison of empirical models with an experimental database for condensation on banks of tubes // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2018. V. 122. P. 765–774. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.109>
4. **Zainullina E.R., Mityakov V.Yu.** Heat transfer investigation during condensation on the horizontal pipe // *Inventions.* 2022. V. 8. Is. 1. P. 2. <https://doi.org/10.3390/inventions8010002>
5. **Исучение** пленочной конденсации насыщенного водяного пара на поверхностях труб методом градиентной теплотрии / С.З. Сапожников, В.Ю. Митяков, А.В. Митяков, А.Ю. Бабич, Э.Р. Зайнуллина // *Теплоэнергетика.* 2021. № 10. С. 73–81. <https://doi.org/10.1134/S0040363621090071>
6. **Kharangate C.R., Mudawar I.** Review of computational studies on boiling and condensation // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2017. V. 108. Part A. P. 1164–1196. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.065>
7. **Минко К.Б., Артемов В.И., Клементьев А.А.** Моделирование методом VOF процессов конденсации неподвижного и движущегося насыщенного пара на поверхности горизонтальной трубы // *Теплоэнергетика.* 2023. № 3. С. 20–39. <https://doi.org/10.56304/S0040363623030050>
8. **Моделирование** процессов конденсации насыщенного пара из нисходящего потока на поверхности горизонтальной трубы методом VOF / К.Б. Минко, В.И. Артемов, А.А. Клементьев, С.Н. Андреев // *Теплоэнергетика.* 2023. № 12. С. 31–46. <https://doi.org/10.56304/S004036362312010X>
9. **Minko K.B., Artemov V.I., Klementiev A.A.** CFD simulation of the inundation effect for saturated propane vapor condensation on the surface of a horizontal tube using the volume of fluid method // *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* 2024. V. 154. P. 107432. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107432>
10. **Yung D., Lorenz J.J., Ganic E.N.** Vapor/liquid interaction and entrainment in falling film evaporators // *J. Heat Transfer.* 1980. V. 102. Is. 1. P. 20–25. <https://doi.org/10.1115/1.3244242>
11. **Budov V.M., Kir'yanov V.A., Shemagin I.A.** Heat transfer in condensation on the external surface of horizontal tubes // *J. Eng. Phys.* 1988. V. 54. P. 253–256. <https://doi.org/10.1007/BF00870524>
12. **Минко К.Б., Артемов В.И., Клементьев А.А.** Моделирование процессов движущегося пара фреона-21 на пакете горизонтальных труб методом VOF // *Теплоэнергетика.* 2024. № 6. С. 15–33. <https://doi.org/10.56304/S0040363624060031>
13. **Гогонин И.И., Дорохов А.Р., Сосунов В.И.** Пленочная конденсация движущегося пара на горизонтальном цилиндре // *Прикладная механика и техническая физика.* 1979. Т. 1. № 1. С. 125–130.
14. **Al-rifai S., Cao Y.** Multiphase modeling of heat and mass transfer inside transport membrane condenser (TMC) tube bundle // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2023. V. 214. P. 124429. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124429>
15. **Lee W.H.** A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling // *Multiphase transport: fundamentals, reactor safety, applications* / Ed. by T.N. Veziroglu. Washington, DC: Hemisphere Publishing, 1980. P. 407–432.
16. **Kleiner T., Rehfeldt S., Klein H.** CFD model and simulation of pure substance condensation on horizontal tubes using the volume of fluid method // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2019. V. 138. P. 420–431. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.054>
17. **Detailed** CFD simulations of pure substance condensation on horizontal annular low finned tubes including a parameter study of the fin slope / T. Kleiner, A. Eder, S. Rehfeldt, H. Klein // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2020. V. 163. P. 120363. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120363>
18. **Numerical** and experimental investigation on condensing heat transfer and flow characteristics outside horizontal dentate-fin tubes / M. Li, L. Tao, L. Huang, C. Jin // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2023. V. 217. P. 124403. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124403>
19. **A comprehensive** review on computational studies of falling film hydrodynamics and heat transfer on the horizontal tube and tube bundle / C.-Y. Zhao, D. Qi, W.-T. Ji, P.-H. Jin, W.-Q. Tao // *Appl. Therm. Eng.* 2022. V. 202. P. 117869. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117869>
20. **Review** on liquid film flow and heat transfer characteristics outside horizontal tube falling film evaporator: CFD numerical simulation / Q. Wang, M. Li, W. Xu, L. Yao, X. Liu, D. Su, P. Wang // *Int. J. Heat Mass*

- Transfer. 2020. V. 163. P. 120440.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120440>
21. **Numerical** investigation of the falling film thickness and heat transfer characteristics over horizontal round tube / Y. Guo, M. Bao, L. Gong, S. Shen, K. Zhang // *Int. J. Multiphase Flow*. 2022. V. 149. P. 103977.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2022.103977>
  22. **Федоров В.А., Мильман О.О.** Конденсаторы паротурбинных установок. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.
  23. **Шкловер Г.Г., Семенов В.П.** К вопросу о течении конденсата в многорядном горизонтальном пучке труб при конденсации // Интенсификация теплообмена в электрохимической аппаратуре: сб. Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1977. С. 61–68.
  24. **Шкловер Г.Г., Семенов В.П., Усачев А.М.** Исследование теплообмена при течении конденсатной пленки // *Теплоэнергетика*. 1983. № 3. С. 13–16.
  25. **Kutateladze S.S., Gogonin I.I., Sosunov V.I.** The influence of condensate flow rate on heat transfer in film condensation of stationary vapour on horizontal tube banks // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1985. V. 28. Is. 5. P. 1011–1018.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(85\)90283-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(85)90283-2)
  26. **Hirt C.W., Nichols B.D.** Volume of fluid (VOF) method for dynamics of free boundaries // *J. Comput. Phys.* 1981. V. 39. Is. 1. P. 201–225.  
[https://doi.org/10.1016/0021-9991\(81\)90145-5](https://doi.org/10.1016/0021-9991(81)90145-5)
  27. **Menter F.R.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA J.* 1994. V. 32. No. 8. P. 1598–1605.  
<https://doi.org/10.2514/3.12149>
  28. **Моделирование** процессов конденсации хладонов в вертикальных трубах методом VOF / К.Б. Минко, Г.Г. Яньков, В.И. Артемов, А.В. Птахин // *Теплоэнергетика*. 2023. № 7. С. 70–87.  
<https://doi.org/10.56304/S0040363623070044>
  29. **Computational** fluid dynamics modelling of the regular wave flow regime in air-water downwards annular flows / N. Varallo, R. Mereu, G. Besagni, C.N. Markides // *Chem. Eng. Res. Des.* 2024. V. 201. P. 631–644.  
<https://doi.org/10.1016/j.cherd.2023.11.062>
  30. **Brackbill J.U., Kothe D.B., Zemach C.** A continuum method for modeling surface tension // *J. Comput. Phys.* 1992. V. 100. Is. 2. P. 335–354.  
[https://doi.org/10.1016/0021-9991\(92\)90240-Y](https://doi.org/10.1016/0021-9991(92)90240-Y)
  31. **Jakob M.** Heat transfer. N.Y.: John Wiley & Sons, 1949.
  32. **Kern D.Q.** Process heat transfer. N.Y.: McGraw Hill, 1950.
  33. **Rogers J.T.** Laminar falling film flow and heat transfer characteristics on horizontal tubes // *Canadian J. Chem. Eng.* 1981. V. 59. Is. 2. P. 213–222.  
<https://doi.org/10.1002/cjce.5450590212>

## Simulation of R-21 Saturated Vapor Condensation in a Fragment of a Tube Bundle Using the 3D VOF Method

K. B. Minko<sup>a, \*</sup>, M. V. Minko<sup>a</sup>, and A. A. Klement'ev<sup>a</sup>

<sup>a</sup> National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

\*e-mail: [minkokb@gmail.com](mailto:minkokb@gmail.com)

**Abstract**—The Volume of Fluid (VOF) method supplemented with heat and mass transfer models at the interphase boundary is actively employed in the investigation of film condensation and film boiling, in the calculation of evaporators, for predicting the dynamics of vapor collapse in a pool of subcooled liquid, or for other purposes. The original VOF algorithm proposed by Hirt is intended for the simulation of a single-phase incompressible liquid with a free boundary at which a constant pressure is specified. The extension of the VOF-algorithm to a two-phase fluid, especially with mass transfer, is not a common problem from the standpoint of the rigor of mathematical formulation. In our previous studies, approaches have been developed to the 2D and 3D simulation of heat and mass transfer processes during vapor condensation on the surface of horizontal smooth tubes, and condensation on a smooth tube bundle was simulated in 2D formulation. This paper presents the results of 3D simulation of R-21 refrigerant condensation in a small-sized tube bundle. Characteristics of the tube bundle are the same as those of the tube bundle tested at the Institute of Thermophysics of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (SB RAS) (tube diameter is 16 mm, transverse pitch is 26 mm, longitudinal pitch is 15 mm). The condensation was examined in saturated vapor flow at a temperature of  $T_{sat} = 333.15$  K incoming onto the tube bundle at a velocity of up to 0.9 m/s. The 3D predictions agree qualitatively and quantitatively with the 2D predictions and the experimental data. The distribution of condensate in the tube bundle is presented. The spectrums of fluctuations in the average heat transfer for tubes are analyzed. It is pointed out that the thermal boundary layer development region induced by the condensate falling from the upper to lower tubes should be considered.

**Keywords:** VOF method, Lee model, condensation, numerical simulation, control volume, horizontal smooth tube bundle, moving vapor, interphase boundary, heat-transfer coefficient