
**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ
ДВИЖУЩЕГОСЯ ПАРА ФРЕОНА-21 НА ПАКЕТЕ
ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ МЕТОДОМ VOF¹**© 2024 г. К. Б. Минко^а, *, В. И. Артемов^а, А. А. Клементьев^а^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия*e-mail: minkokb@gmail.com

Поступила в редакцию 19.11.2023 г.

После доработки 20.12.2023 г.

Принята к публикации 21.12.2023 г.

К настоящему времени достигнут существенный прогресс в развитии математических моделей, алгоритмов и доступных вычислительных средств для моделирования процессов тепло- и массообмена. Использование современных подходов позволяет получить детальную информацию о разнообразных характеристиках двухфазных сред в условиях массообмена, в частности при пленочной конденсации паров. Модели, разрабатываемые различными коллективами, реализуются в CFD-кодах (ANSYS Fluent, OpenFOAM, Star-CCM+ и т.д.). Для проверки уже созданных моделей и выбора лучшей из них необходимы кросс-верификация реализованных в различных CFD-кодах моделей и алгоритмов и верификация с привлечением доступных и надежных экспериментальных данных. В настоящей статье проведена кросс-верификация модели и алгоритмов VOF (Volume of Fluid), внедренных в авторский код ANES, на задаче конденсации пара на одиночной трубе. Расчеты выполнены с помощью CFD-кодов ANES и ANSYS Fluent. Показано, что результаты моделирования с применением кода ANSYS Fluent чувствительны к настройкам алгоритмов решения уравнения сохранения объемной доли жидкости. Представлены рекомендации по настройке указанного кода для лучшего согласия полученных результатов с экспериментальными данными и теоретическими зависимостями. С использованием кода ANSYS Fluent проведено моделирование конденсации фреона-21 в малоразмерном трубном пучке в двумерной постановке. Характеристики пучка (пакета) труб соответствовали параметрам экспериментальной установки Института теплофизики Сибирского отделения РАН (диаметр труб $D_t = 16$ мм, поперечный шаг пучка $S_1 = 26$ мм, продольный $S_2 = 15$ мм). Рассматривалась конденсация насыщенного пара, набегающего на пучок со скоростью до 1.2 м/с, при температуре насыщения $T_{sat} = 333.15$ К. Результаты расчетов демонстрируют качественное и количественное соответствие экспериментальным данным.

Ключевые слова: пленочная конденсация, горизонтальная труба, трубный пучок, движущийся пар, межфазная граница, срыв капель, численное моделирование, метод VOF, кросс-верификация кодов ANES и ANSYS Fluent

DOI: 10.56304/S0040363624060031

Теплообмен при пленочной конденсации пара на пакете горизонтальных труб характерен для многих технических устройств. К середине 80-х годов минувшего столетия был накоплен значительный объем экспериментального материала и предложены различные методики для расчета средних коэффициентов теплоотдачи при проектировании промышленных конденсаторов с гладкими трубами. Возможности провести исследования традиционными эксперименталь-

ными методами оказались практически исчерпанными — они не позволяли получить качественно новые данные о гидродинамике жидкой пленки, локальных характеристиках теплоотдачи, отрыве конденсата от поверхности труб, орошении нижерасположенных труб и т.д., что привело к заметному снижению интенсивности опытных исследований процессов конденсации на пучках гладких труб [1–4]. В настоящее время предпринимаются попытки получить новые данные о локальных характеристиках пленки при конденсации, однако рассматриваемые задачи ограничиваются конденсацией практически не-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-29-01457, <https://rscf.ru/project/22-29-01457/>).

подвижного пара на трубах различной ориентации относительно горизонта [5, 6].

В нынешнем столетии значительное число исследовательских работ направлено на повышение интенсивности конденсации путем оребрения внешней поверхности труб [2]. Тем не менее детальное изучение локальных процессов при конденсации на пучках гладких труб и создание более эффективных конденсаторов с такими пучками остаются актуальными для многих приложений в связи с достаточно интенсивным теплообменом на гладких трубах и меньшими (по сравнению с оребренными трубами) затратами на изготовление труб и эксплуатацию аппаратов. Так, в [4] сообщается, что компания Naval Group реализует программу, направленную на совершенствование методов проектирования конденсаторов, для повышения эффективности производимой продукции. Анализируя рекомендации по проектированию конденсаторов, авторы [4] отметили удивительное разнообразие корреляций для определения коэффициентов теплоотдачи при конденсации насыщенного пара на пакете гладких горизонтальных труб. Попытка систематизировать имеющуюся информацию и привела к появлению обзора [4].

В связи с развитием средств вычислительной гидродинамики расширяются возможности применения все более точных математических моделей для описания всей совокупности происходящих процессов. Начиная с работ [7, 8], выполненных специалистами Cham Ltd, для анализа процесса конденсации в трубных пучках активно используется модель пористой среды с эффективными свойствами. Для замыкания модели требуется привлечение корреляций, что при их разнообразии, отмеченном в [4], затрудняет выбор наиболее корректных и универсальных.

В предыдущих работах [9, 10] авторы настоящей статьи разработали подход, в котором течение пара или парогазовой смеси описывается уравнениями Навье – Стокса, осредненными по Рейнольдсу, а движение пленки и теплопередача к теплоносителю, охлаждающему внутренние поверхности труб, учитывается с помощью одномерных (по угловой координате) моделей. В результате удалось смоделировать конденсацию пара из движущейся парогазовой смеси в пучках переменного сечения [11] и проанализировать процесс накопления воздуха в пучке, состоящем из 400 труб [12]. Несмотря на некоторый успех, достигнутый при использовании указанной модели, осталось несколько принципиальных вопросов, которые требуют дальнейшего уточнения. Например, модель не позволила предсказать столь же сильного пилообразного распределения коэффициента теплоотдачи в трубных пучках шахматной компо-

новки, какое было зафиксировано в экспериментах [13, 14]. Рассчитанный в [15] перепад давления при конденсации водяного пара, движущегося с высокой скоростью, при 5 кПа оказался примерно вдвое меньшим по сравнению с перепадом давления, измеренным экспериментально в [16].

Дальнейшее усовершенствование приближенной одномерной модели пленки возможно только на основе данных, полученных с помощью значительно более точных моделей процессов конденсации. К таким моделям относится модель VOF, учитывающая процессы массообмена. Она сравнительно недавно стала использоваться для анализа процессов конденсации на внешней поверхности одиночных гладких [17–21] и оребренных труб [22, 23], а также внутри труб и каналов [24, 25]. Методом VOF, реализованным в кодах ANSYS Fluent и OpenFoam, активно изучаются процессы стекания адиабатных пленок по поверхности пучков труб. Детальный обзор подобных работ представлен в [26, 27]. Как правило, в этих публикациях рассматривается движение турбулентных пленок жидкости, что характерно только для глубинных рядов труб при конденсации. Анализ, выполненный авторами [26], показывает, что моделирование процесса в двумерной постановке позволяет получить в целом правильное распределение коэффициентов теплоотдачи при стекании пленок по пакету труб, хотя многие важные явления принципиально трехмерные.

В большинстве работ, использующих метод VOF для моделирования процессов конденсации, к расчету источника энергии (массы) вследствие фазового перехода привлекается модель Lee [28]. Принципиальная особенность указанной модели – неопределенность так называемого коэффициента релаксации r (константы) модели, отвечающего за близость температуры в ячейке с межфазной границей к температуре насыщения. Используемые в различных работах значения r имеют большой разброс – от 10^{-1} до 10^7 . Авторы [29], выполнившие расчеты конденсации на вертикальной пластине с привлечением кода ANSYS Fluent, отмечают наличие проблем, связанных с устойчивостью решения при выборе высоких значений коэффициента релаксации в модели Lee. Следует также обратить внимание на то, что с помощью кода ANSYS Fluent в [20] были получены необычные результаты по конденсации пропана, демонстрирующие существенное отклонение от решения Нуссельта при низких давлениях и росте отношения плотностей фаз.

Применение метода VOF для анализа конденсации на пучках труб пока еще остается редким исключением. В работе [30] численно анализировалась утилизация тепла водяного пара из уходящих дымовых газов на пучке, состоящем из труб с проницаемыми пористыми стенками. Конденса-

ция водяного пара из смеси газов наблюдалась на внешней поверхности труб. При этом предполагалось, что в капилляры пористой среды может проникать только жидкая фаза. Верификация совоккупности используемых моделей: внешнего обтекания пучка газовой смесью, конденсации на поверхности труб, течения конденсата в пористой структуре стенок труб – выполнялась с привлечением интегральных характеристик, полученных экспериментально в [30]. Несмотря на оригинальную постановку задачи и интересные результаты, следует признать, что рассмотренные авторами [30] особенности течения конденсата довольно далеки от закономерностей движения жидкой фазы в типичных конденсаторах пара. Некоторое удивление вызывает и выбор необычно низкого значения константы Lee ($r = 0.1$).

Авторы настоящей работы реализовали метод VOF в исследовательском CFD-коде ANES [31], предложили формулу для определения константы r в модели Lee [18], учитывающую характеристики расчетной сетки и свойства теплоносителя, и верифицировали метод на задачах конденсации внутри труб и на их внешней поверхности [18, 24]. В [32] была воспроизведена экспериментально зафиксированная в [33] аномальная (по сравнению с известными теоретическими зависимостями) интенсификация теплоотдачи при конденсации R-113 на поверхности горизонтальной трубы при высоких скоростях движения пара. Моделирование режимов конденсации пара пропана из работы [20] с использованием рекомендованных в [18] значений константы Lee не показало сколько-нибудь заметных отличий от решения Нуссельта [34].

Выявленные на сегодняшний день особенности в настройке параметров различных кодов для моделирования процессов конденсации и отмеченное несоответствие результатов [18] и [20] подчеркивают необходимость кросс-верификации моделей VOF, реализованных в различных CFD-кодах.

Целями настоящей работы являются кросс-верификация алгоритмов VOF, реализованных в кодах ANES и ANSYS Fluent, на задаче о конденсации на горизонтальном цилиндре и моделирование конденсации на фрагменте трубного пучка с помощью кода ANSYS Fluent. Для моделирования выбрана двумерная постановка. Авторы отчетливо понимают ее принципиальные ограничения, связанные с различием кривизны межфазной поверхности на трубах и срывающихся фрагментах конденсата в двумерной и трехмерной постановках. Однако, как отмечалось ранее, указанное упрощение задачи, с одной стороны, отличается слабым влиянием на коэффициенты теплоотдачи, а с другой – полученные результаты могут быть полезны для уточнения упрощенных двумерных мо-

делей конденсации в трубных пучках, встречающихся в литературе. Моделирование, выполненное с помощью CFD-кодов ANES и ANSYS Fluent, позволит провести сравнение результатов, оценить универсальность методики расчета константы Lee, предложенной авторами настоящей статьи, и параметров численной сетки, а также убедиться в независимости полученных данных от используемого кода.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ VOF

Детальное описание моделей и алгоритмов VOF кода ANES и особенностей их реализации приводится в [18], поэтому в настоящем разделе представлена информация только для кода ANSYS Fluent. Математическое описание состоит из уравнений сохранения объемной доли паровой фазы γ_g , уравнения неразрывности для смеси, уравнения сохранения импульса и уравнения сохранения энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_g \rho_g) + \nabla \cdot (\gamma_g \rho_g \mathbf{U}) = S_g; \quad \nabla \cdot (\mathbf{U}) = \frac{S_l}{\rho_l} + \frac{S_g}{\rho_g};$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{U}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) = \\ & = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_{eff} (\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T)] + \rho \mathbf{g}; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \nabla \cdot (\rho c_p \mathbf{U} T) = \nabla \cdot [\lambda_{eff} \nabla T] + S_l h_{lg},$$

где ρ – плотность, кг/м³; \mathbf{U} – вектор скорости, м/с; S_i – объемный источник массы в уравнении для i -фазы ($S_l = -S_g$), кг/м³; p – давление, Па; μ – динамический коэффициент вязкости, Па · с; \mathbf{g} – вектор ускорения свободного падения, м/с²; T – температура, К; λ – теплопроводность, Вт/(м · К); c_p – теплоемкость, Дж/(кг · К); h_{lg} – теплота фазового перехода, Дж/кг. Индексом *eff* обозначены эффективные коэффициенты, используемые при моделировании турбулентных характеристик потока, индексы l и g относятся к свойствам жидкой и паровой фазы соответственно.

Для моделирования объемного источника массы в уравнении энергии использовалась модель Lee [28], модифицированная в [18]. Итоговое соотношение для расчета источника имеет вид

$$S_l h_{lg} = 2(1 - \gamma_l) \frac{\lambda_l}{\Delta x_{CV}^2} (T_{sat} - T),$$

если $T_{sat} - T > 0$ [T_{sat} – температура насыщения, К; Δx_{CV} – минимальный линейный размер текущего контрольного объема (КО), м].

В настоящей работе для внедрения модели Lee в код ANSYS Fluent применялись объемные источники в уравнении энергии, уравнениях сохранения объемной доли паровой и жидкой фаз,

Таблица 1. Основные алгоритмы, опции и модели, используемые при настройке задачи

Наименование	Комментарий
Способ решения уравнения сохранения объемной доли фаз	Неявный
Значение параметра “Volume Fraction Cutoff”	0
Опция “Implicit Body Force”	Включена
Опция “Interface Modeling Type”	Sharp
Опция “Interface Anti-Diffusion”	Выключена
Учет сил поверхностного натяжения	CSF-модель [35]
Схема для решения уравнения сохранения объемной доли фаз	Compressive
Алгоритм решения гидродинамических уравнений	SIMPLE [36]
Опция “Skewness-Neighbor Coupling”	Включена
Метод расчета градиента	Least Squares Cell Based
Дискретизация давления	PRESTO!
Дискретизация значений на гранях КО	SOU
Дискретизация временного слагаемого	Неявная схема первого порядка
Опция “Warped-Face Gradient Correction”	Включена
Максимальное количество итераций на шаге по времени	20
<i>Коэффициенты релаксации</i>	
Давление	0.5
Скорость	0.3
Уравнение энергии	0.7
k и ω	0.8
VOF	0.5
<i>Уменьшение невязки на шаге по времени</i>	
Неразрывность	10^{-3}
Импульс	10^{-4}
Энергия	10^{-8}
Остальные переменные	10^{-5}

задаваемые с помощью UDF (функции, определенные пользователем). Стандартные подходы для реализации модели Lee (базовый вариант модели, предусматривающий задание только массового источника в уравнении сохранения объемной доли газовой фазы посредством UDF) не использовались, так как в [29] отмечаются проблемы сходимости при их выборе для моделирования конденсации. При задании источника в уравнении энергии применялась линеаризованная форма источника. Для определения Δx_{CV} при запуске расчета перебирались все КО. Для каждого КО находилась грань, имеющая минимальную площадь, которая в двумерном случае соответствовала требуемому линейному размеру Δx_{CV} .

Плотность, динамический коэффициент вязкости, объемная теплоемкость и коэффициент теплопроводности среды в каждой расчетной ячейке представляли собой среднеобъемные величины.

В связи с тем что детали численной реализации в коде ANSYS Fluent не известны, в табл. 1 перечислены основные алгоритмы, опции и модели, используемые при настройке задачи, а также указано максимальное количество итераций на шаге по времени. В результате предварительных расчетов было установлено, что при отрыве капель образовывались группы изолированных КО с ненулевой объемной долей жидкости и в некоторых случаях на нескольких шагах по времени не удавалось достичь сходящихся решений с заданной точностью [относительная невязка уравнения сохранения массы колебалась на уровне $(1.2-1.3) \times 10^{-3}$, выход из итераций осуществлялся при относительной невязке 10^{-5}]. Данная ситуация могла быть исправлена путем снижения числа Куранта до 0.25. Однако специально выполненные тестовые расчеты показали, что использование значений числа Куранта 0.25 и 1 (с разумным огра-

нением числа итераций) приводит к практически неразличимым результатам.

При моделировании шаг по времени варьировался от 1 до 50 мкс. Для моделирования турбулентного переноса в настоящей работе применялась $k-\omega$ SST-модель турбулентности [37] в соответствии с рекомендациями [24, 32].

На входе в расчетную область, ограниченную двумя боковыми границами (границы симметрии для одиночной трубы и твердые стенки для варианта с пучком труб), подавался насыщенный пар со стержневым профилем скорости. Турбулентные характеристики набегающего потока определялись из условий равенства пульсационной скорости значению 5% осредненной скорости пара, а относительной турбулентной вязкости – 10. На всех твердых стенках использовались условия прилипания. Контактный угол не задавался, т.е. по умолчанию составлял 90° . Последний параметр мог сказываться на смачивании труб-заглушек конденсатом при моделировании конденсации в пучке труб, но указанный режим стекания не являлся основным. Моделирование динамики смачивания поверхности неохлаждаемых труб – отдельная актуальная задача, которая рассматривается в различных работах, например [38]. Авторы настоящей статьи планируют учитывать данный фактор в дальнейших исследованиях после изучения влияния основных параметров на процесс конденсации. На поверхности стенок охлаждаемых труб задавалась постоянная температура, на выходе из труб – выходные граничные условия. Если выходная граница становилась входной, то считалось, что в расчетную область поступает насыщенный пар.

РАСЧЕТНАЯ СЕТКА, ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОЙ РЕАЛИЗАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Для выбора параметров расчетной сетки вблизи охлаждаемой поверхности и кросс-верификации расчетных кодов в настоящей работе рассматривалась задача о конденсации R-21 на одиночной горизонтальной трубе. Параметры сетки подбирались исходя из рекомендаций, взятых из предыдущих работ авторов [18, 32] и принятых из соображений идентичности сеток вблизи охлаждаемых поверхностей для двух используемых CFD-кодов. При построении расчетной области задавались параметры слоя призматических ячеек: толщина первого у стенки КО Δ_1 , количество КО по периметру трубы N_ϕ , общее число КО в слое призматических ячеек N_Σ и коэффициент увеличения поперечного размера КО при удалении от стенки η . Указанные параметры подбирались из соображений равенства размера КО на границе слоя толщиной $\delta_{f,0}$ заданному зна-

чению $\delta_{f,0}/N_f$, где $\delta_{f,0}$ – характерная толщина пленки на верхней образующей, следующая из решения Нуссельта при постоянной температуре стенки $T_w = \text{const}$, N_f – некоторое целое число. Коэффициент η принимался равным 1.02, что приводило к небольшому изменению поперечного размера КО в прилегающем к стенке слое толщиной $3\delta_{f,0}$ при рассматриваемых в настоящей работе значениях параметра N_f . На расстояниях от стенки, превышающих $3\delta_{f,0}$, из-за большого значения N_Σ обеспечивался плавный переход от характерного размера $\delta_{f,0}/N_f$ до характерного размера КО вдали от труб. Как показали предварительные расчеты, именно поперечный размер КО в области межфазной границы чрезвычайно важен для правильного моделирования конденсации. Следует отметить, что при изменении режимных параметров (в рамках данной статьи – T_w) сетка перестраивалась и все параметры призматических КО также изменялись.

Характерный размер КО вдали от труб составлял $b/8 = 0.128$ мм, где b – капиллярная постоянная. В области формирования капли характерный масштаб сетки задавался равным $b/16$. Размер КО вдали от труб был принят на основании информации о размере срывающихся капель, заимствованной из [18]. При характерном размере срывающихся капель $3b$ и выбранном характерном размере КО сетки движение отдельной капли “затрагивает” примерно 500 КО. Предварительные расчеты на более грубой сетке с характерным размером $b/4$ показали, что количество КО оказалось недостаточным для точного описания движения капель и их фрагментов.

Фрагмент расчетной сетки вблизи поверхности трубы показан на рис. 1. Видно, что для использования методов, рассматриваемых в настоящей работе, требуется существенная детализация сетки вблизи поверхности трубы.

В дополнительных материалах к статье представлены UDF, применявшиеся для моделирования в настоящей работе.

КРОСС-ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНЫХ КОДОВ НА ДАННЫХ О КОНДЕНСАЦИИ НА ОДИНОЧНОМ ЦИЛИНДРЕ

С использованием CFD-кодов ANSYS Fluent и ANES выполнено моделирование конденсации R-21 на одиночном цилиндре диаметром 16 мм при различных недогревах стенки и скоростях набегающего потока (свойства R-21 представлены в табл. 2). Параметры сетки, применяемой в CFD-коде ANSYS Fluent, приведены в табл. 3.

В CFD-коде ANES использовались цилиндрическая расчетная область диаметром $5D_T$ и струк-

Таблица 2. Свойства R-21 при $T_{sat} = 333.15$ К

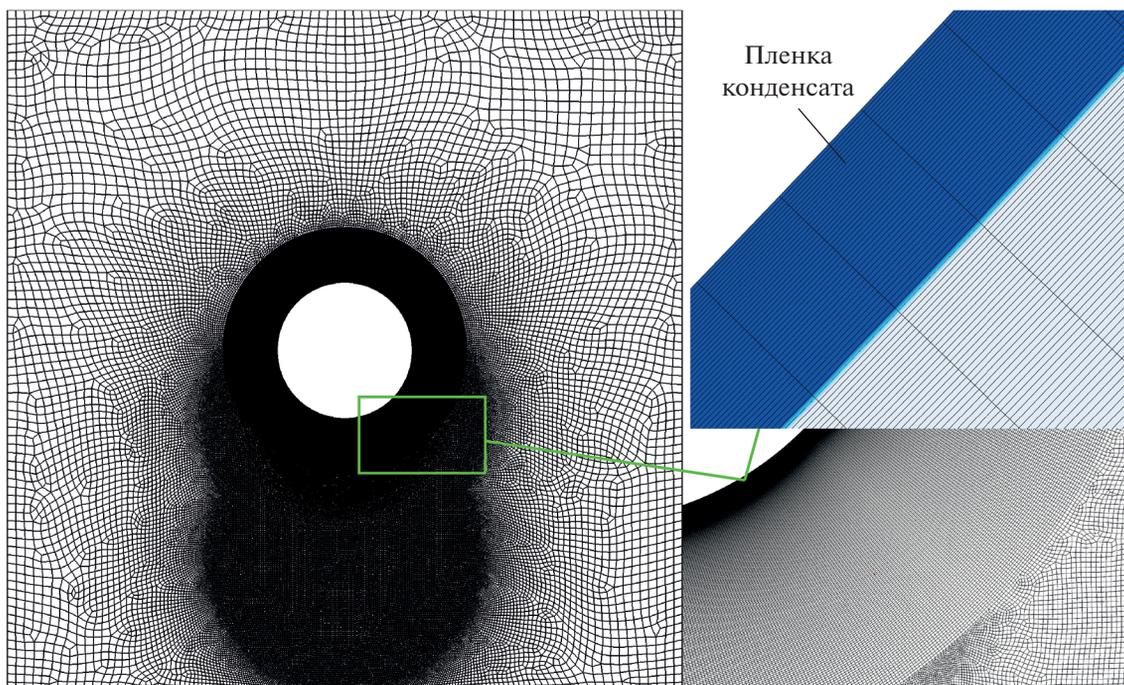
Свойство	Жидкая фаза ($i = l$)	Паровая фаза ($i = g$)
Плотность ρ_i , кг/м ³	1278	21.73
Динамический коэффициент вязкости μ_i , мкПа · с	248.7	13.17
Теплоемкость $c_{p, i}$, кДж/(кг · К)	1.104	0.7260
Теплопроводность λ_i , мВт/(м · К)	88.25	11.96
Теплота фазового перехода h_{lg} , кДж/кг	208.1	208.1
Поверхностное натяжение σ , мН/м	12.96	12.96

Таблица 3. Параметры сетки

Сетка	N_ϕ	N_f	η
№ 1	256	10	1.02
№ 2	256	20	1.02

турные сетки, подробно описанные в [18]. Тестирование, проведенное в предыдущих работах, показало, что если диаметр цилиндра составляет 20% размера расчетной области, то дальнейшее увеличение последней не сказывается на результатах расчета. В коде ANSYS Fluent применялась квадратная расчетная область, сторона которой соответствовала $5D_\pi$. Стоит отметить, что сетки в используемых кодах были идентичны на расстоянии $5\delta_f$ от поверхности охлаждаемой стенки трубы.

Результаты расчета среднего (по времени и поверхности) коэффициента теплоотдачи (α), зависящего от $\Delta T = T_{sat} - T_w$, при конденсации неподвижного пара R-21 при $T_{sat} = 333.15$ К и решение Нуссельта представлены на рис. 2. При расчете по соотношению Нуссельта учитывалось переохлаждение конденсата путем замены h_{lg} на $h_{lg}^* = h_{lg} + 0.625c_{p,l}\Delta T$. Скорость на бесконечности U_∞ (скорость пара, набегающего на цилиндр) принималась равной 0.05 м/с. Данные на рис. 2 получены при осреднении по времени от 0.5 до 1.5 с. В течение указанного периода коэффициенты теплоотдачи для всех моделируемых режимов выходили на практически постоянное значение. Небольшие колебания коэффициента теплоотдачи наблюдались только в момент отрыва капель конденсата.

**Рис. 1.** Фрагмент расчетной сетки

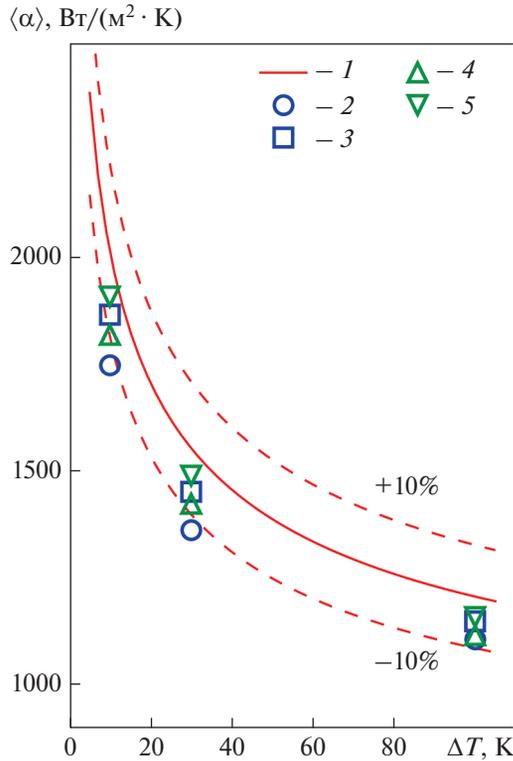


Рис. 2. Зависимость $\langle \alpha \rangle$ от ΔT для конденсации R-21 при $T_{sat} = 333.15$ К. 1 – решение Нуссельта ($\pm 10\%$); решение, реализованное на сетке № 1 (2, 4) и № 2 (3, 5) в программных кодах ANSYS (2, 3) и ANES (4, 5)

На рис. 3 приведены временные зависимости (от 0.0 до 1.5 с) среднего по поверхности коэффициента теплоотдачи α для двух недогревов стенки. Согласно анализу результатов моделирования, выполненного с использованием различных кодов при недогреве стенки 100 К, срыв капель происходит примерно с одинаковой частотой.

На рис. 4 показаны результаты расчета конденсации пара фреона, движущегося с различной скоростью, при $\Delta T = 30$ К.

Результаты моделирования, расчет по формуле из работы [39] и решение Нуссельта [34] представлены на рис. 5. Все свойства при расчете значений $Nu = \bar{\alpha} D_r / \lambda_l$ и $F = g D_{r1} h_{lg} / (U^2 \lambda_l \Delta \bar{T})$ соответствовали температуре насыщения.

На рис. 5 видно, что при скоростях выше 3 м/с наблюдается аномальная интенсификация теплоотдачи по сравнению с решением Роса [39]. Этот вопрос обсуждался детально в [32], и, как уже отмечалось, оценка граничной скорости дает значение скорости 2.3 м/с.

Полученные результаты расчета позволяют сделать вывод, что при выбранных настройках

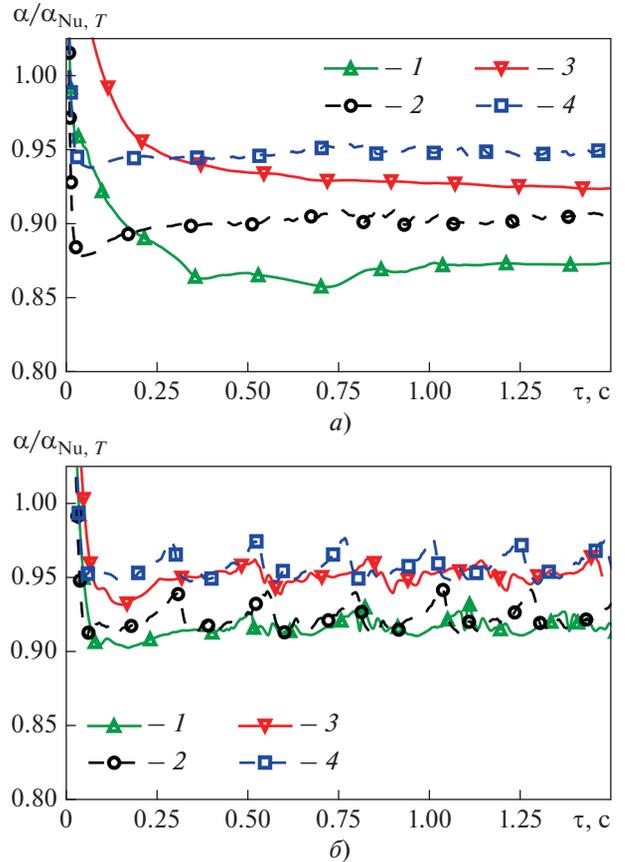


Рис. 3. Зависимость $\alpha / \alpha_{Nu, T}$ от времени для конденсации R-21 при $T_{sat} = 333.15$ К, $\Delta T = 10$ К (а), 100 К (б). Решение, реализованное на сетке № 1 (1, 2) и № 2 (3, 4) в программных кодах ANSYS (1, 3) и ANES (2, 4)

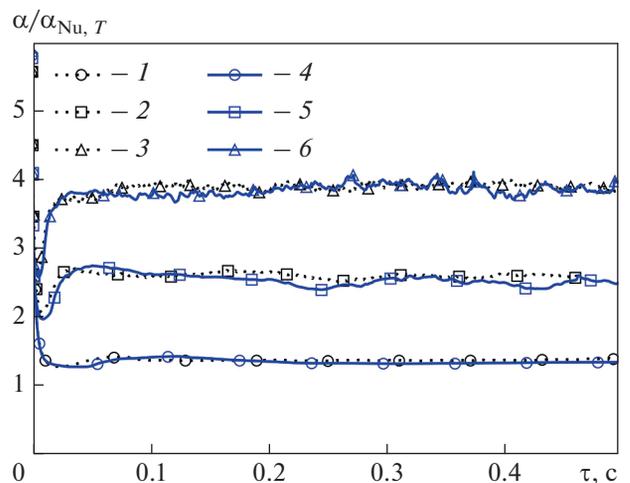


Рис. 4. Зависимость $\alpha / \alpha_{Nu, T}$ от времени для конденсации движущегося R-21 при $T_{sat} = 333.15$ К, $\Delta T = 30$ К. Расчет по коду ANES (1, 2, 3) и ANSYS (4, 5, 6) при различной скорости набегающего потока. U_0 , м/с: 1, 4 – 1; 2, 5 – 3; 3, 6 – 5

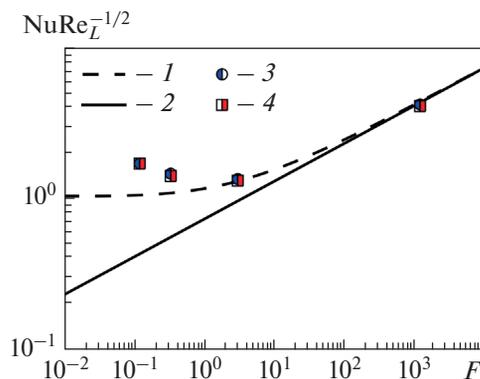


Рис. 5. Обработка результатов расчета в координатах $Nu/Re_L^{-1/2}$ от F (конденсация R-21 происходит при $T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К). 1 – расчет по [39]; 2 – решение Нуссельта [34]; решение, реализованное в программном коде ANES (3) и ANSYS (4)

кода ANSYS (см. табл. 1, 3) итоги моделирования хорошо согласуются с результатами расчета кодом ANES, верифицированным в [18, 24, 32].

В заключение обсуждения результатов моделирования пленочной конденсации на одиночном цилиндре следует отметить, что при использовании в коде ANSYS явной схемы для решения уравнения сохранения объемной доли паровой фазы значения коэффициентов теплоотдачи оказались заметно ниже, чем в решении Нуссельта. Причиной указанного несоответствия являются, возможно, принудительные коррекции объемной доли жидкой фазы при переполнении текущей ячейки жидкостью и появление в соседней ячейке (по нормали к поверхности стенки) незначительной объемной доли жидкости. Не исключено, что указанные коррекции затрудняют переход межфазной поверхности в соседний контрольный объем.

К сожалению, в коде ANSYS Fluent отсутствует детальная информация о реализации алгоритмов расчета объемной доли и всей процедуры фильтрации полей в итерационном процессе. Например, если значение объемной доли отличается от 0 и 1 менее чем на значение параметра Volume Fraction Cutoff, то оно автоматически приравнивалось к 0 или 1 соответственно. Максимальное значение параметра для явной схемы – 10^{-4} , для неявной – 10^{-6} . Более низкое значение для неявной схемы объясняется использованием дополнительной коррекции объемной доли (например, при коррекции объемной доли в ячейке при превышении ею значения 1), поэтому более высокое значение параметра Volume Fraction Cutoff приводит к приемлемому выполнению баланса массы. Авторы настоящей работы использовали неявную

схему для расчета объемной доли жидкости и приняли указанный параметр равным нулю для исключения коррекций объемной доли жидкости близкой к 0 или 1. Примечательно, что в коде ANES также проводится подобная коррекция со значением сходного параметра, равного 10^{-4} , однако в ячейках, которые прилегают к ячейкам с двухфазной средой, данная коррекция отключается.

Для демонстрации различий результатов, полученных с применением явной и неявной схем ANSYS при прочих равных параметрах, была выполнена серия расчетов конденсации пропана при разных температурах насыщения (от -40 до 40°C). Как отмечалось ранее, в работе [20] приводятся данные по конденсации неподвижного пропана, полученные с помощью CFD-кода ANSYS и демонстрирующие снижение коэффициента теплоотдачи по сравнению с решением Нуссельта при уменьшении температуры насыщения. В предыдущей работе [18] авторы настоящей статьи выполнили моделирование указанных режимов в CFD-коде ANES и выявили хорошее согласие результатов расчета с решением Нуссельта. Результаты расчетов представлены на рис. 6.

Видно, что результаты, полученные с применением неявной схемы в коде ANSYS, находятся в хорошем согласии как с данными, определенными в коде ANES, так и с решением Нуссельта. Использование же явной схемы приводит к результатам, качественно схожим с данными работы [20].

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИИ НА ПАКЕТЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ ШАХМАТНОЙ КОМПОНОВКИ

Рассматривается конденсация R-21 на пакете горизонтальных труб шахматной компоновки (рис. 7). Диаметр труб $D_t = 16$ мм, поперечный шаг установки труб в пучке $S_1 = 26$ мм, продольный шаг пучка $S_2 = 15$ мм. Количество охлаждаемых труб равно 10. Вдоль твердых стенок канала шириной S_1 , ограничивающих вертикальный ряд труб, располагались трубы-заглушки для формирования профиля скорости, характерного для пучка. Температура насыщенного пара на входе $T_{sat} = 333.15$ К. Поверхность охлаждаемых труб считалась изотермической ($T_{sat} = 303.15$ К). Скорость набегающего потока варьировалась от 0.22 до 1.20 м/с. Режимные параметры и конфигурация расчетной области соответствовали условиям проведения экспериментов [2, 40]. Единственное отличие заключалось в добавлении снизу 19-й дополнительной охлаждаемой трубы для исключения влияния “граничных” эффектов на конденсацию на предпоследней 17-й трубе. Свойства фаз R-21 считались постоянными и соответствующими свойствам при температуре насыщения (см. табл. 2).

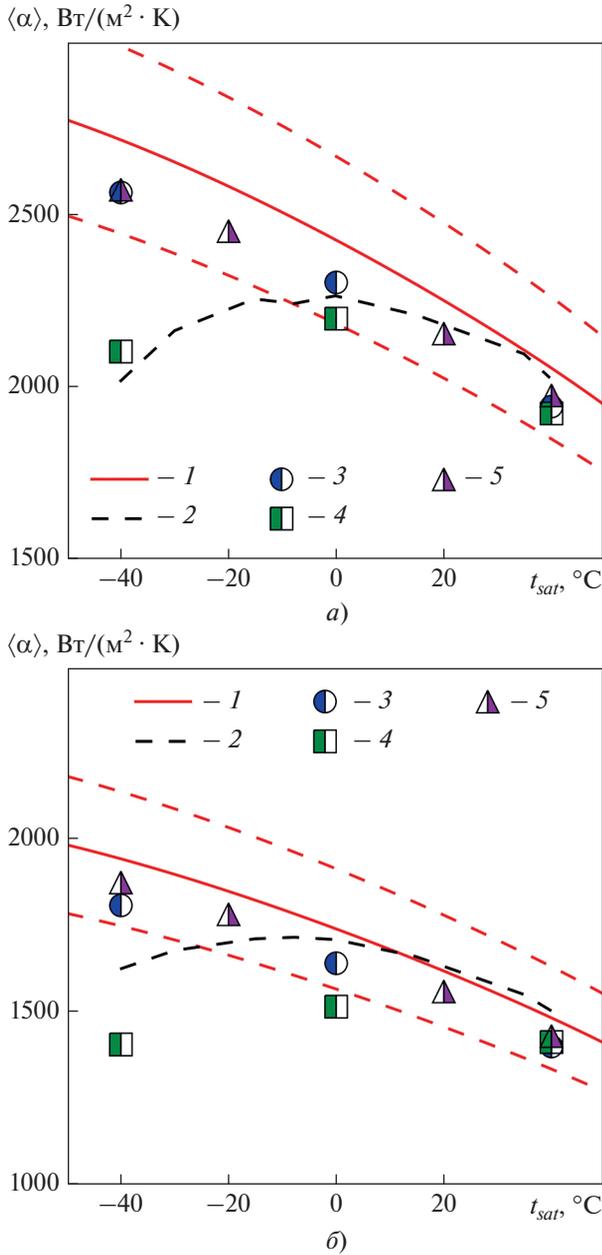


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры насыщения при конденсации пропана при $\Delta T = 5$ К (а) и 20 К (б).
 1 – решение Нуссельта ($\pm 10\%$); 2 – данные моделирования из работы [20]; 3 – неявная схема (ANSYS Fluent); 4 – явная схема (ANSYS Fluent); 5 – решение, реализованное в коде ANES

Моделирование выполнялось кодом ANSYS Fluent с использованием неявной схемы и настроек кода, представленных в табл. 1. Призматический слой вблизи поверхности трубы был полностью аналогичен слою для сетки № 2, обсуждавшейся ранее. Вдали от труб размер КО был постоянным и равным $b/8$. Общее число КО

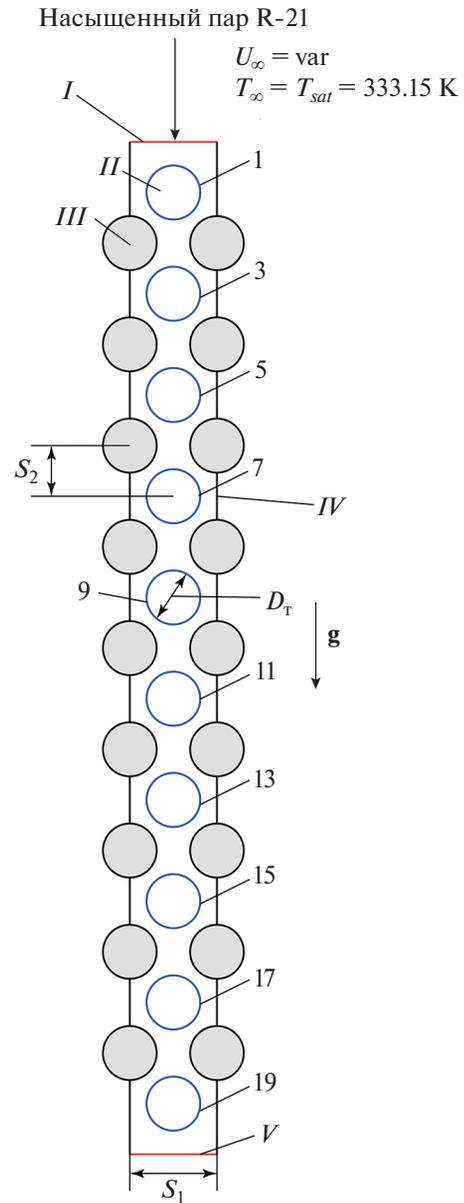


Рис. 7. Схема трубного пучка для задачи о конденсации насыщенного пара фреона-21 на пакете горизонтальных труб.
 I – вход; II – изотермическая-труба; III – труба-заглушка; IV – твердая стенка; V – выход. Арабскими цифрами обозначены номера рядов, в которых расположены изотермические трубы

составляло около 900000 ячеек. В начальный момент времени поверхность труб была покрыта тонкой пленкой конденсата, толщина которой определялась из решения Нуссельта.

Число Рейнольдса Re , построенное по скорости набегающего потока U_∞ , диаметру труб и свойствам пара, варьировалось от 8000 до 32000. Средняя скорость в минимальном проходном сечении пучка U_{max} была выше U_∞ в 2.6 раза

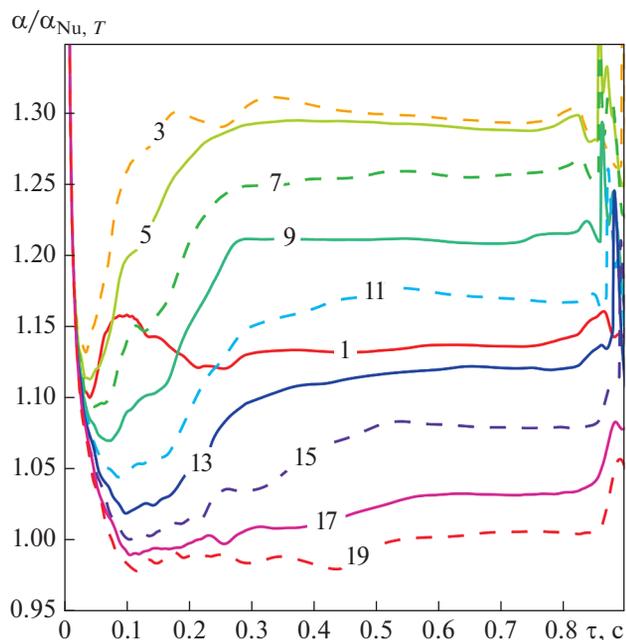


Рис. 8. Зависимость $\alpha/\alpha_{Nu,T}$ от времени при конденсации R-21 в начальный момент времени (до 0.9 с) при $T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К, $U_\infty = 0.3$ м/с. Цифры на кривых соответствуют номерам изотермических труб (см. рис. 7)

$[S_1/(S_1 - D_r) = 2.6]$. Динамический напор для максимального значения скорости составлял $\Pi = \rho_g U_{max}^2 / 2 = 105$ Па, что в пересчете на поток водяного пара при 5 кПа соответствует скорости 77 м/с. В работе [32] отмечается, что при достижении некоторой граничной скорости вихри в следе за цилиндром начинают взаимодействовать со

стекающей пленкой конденсата, что приводит к дополнительной интенсификации теплообмена. Оценка по соотношению, предложенному в [32], дает значение скорости потока, набегающего на одиночный цилиндр, 2.3 м/с, что ниже максимального значения $U_{max} = 3.12$ м/с.

При конденсации в пакете труб в диапазоне скорости набегающего потока от 0.3 до 1.2 м/с значения коэффициентов теплоотдачи довольно быстро становились практически постоянными по времени и не изменялись до первого отрыва капли. Для примера на рис. 8 представлены зависимости коэффициентов теплоотдачи для всех охлаждаемых труб от времени в течение первых 0.9 с при скорости набегающего потока 0.3 м/с.

Видно, что коэффициент теплоотдачи на 1-й трубе ниже, чем на трубах с 3-й по 11-ю. Начиная с 3-й трубы коэффициент теплоотдачи монотонно снижается. Коэффициент теплоотдачи на 11-й и 13-й трубах сопоставим с коэффициентом теплоотдачи на 1-й трубе. На последних трубах пучка коэффициент теплоотдачи примерно равен значению, следующему из решения Нуссельта. Для более высоких скоростей набегающего потока картина качественно выглядит так же, но из-за большей интенсивности конденсации отрыв капель начинается раньше.

Коэффициент теплоотдачи на 1-й трубе имеет более низкое значение (по сравнению с другими трубами) из-за отсутствия боковых труб-заглушек перед входом в трубный пучок, вследствие этого скорость в окрестности 1-й трубы существенно ниже (рис. 9). Видно, что по мере конденсации пара его скорость снижается. За трубами с 1-й по 19-ю нет отрывной зоны из-за отсоса массы пара, вызванного конденсацией. На не-

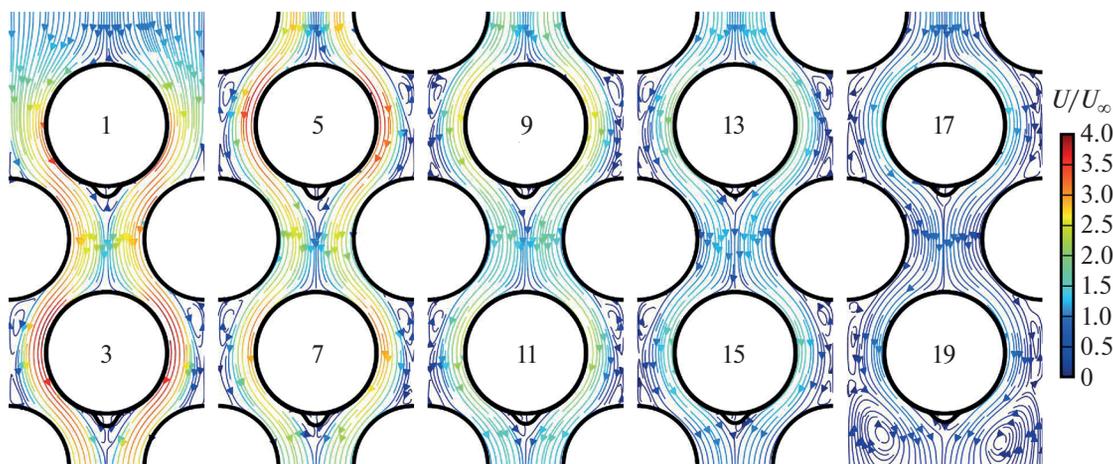


Рис. 9. Поле скорости U/U_∞ при конденсации R-21 ($T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К, $U_\infty = 0.3$ м/с). Цифрами обозначены ряды труб, на которых происходила конденсация

охлаждаемых боковых трубах отрывная зона присутствует.

Для анализа влияния скорости на коэффициент теплоотдачи была проведена обработка данных в координатах $Nu/Re_L^{-1/2} - F$ для всех значений скорости набегающего потока (рис. 10). Для сравнения на рис. 10 приведены также зависимость из работы [39] и решение Нуссельта [34]. Обработка данных расчета выполнена для двух значений скорости: скорости набегающего потока и средней скорости в минимальном проходном сечении. Характерное значение скорости U_{max} рассчитывалось по среднему расходу пара между двумя минимальными сечениями, расположенными до и после трубы. Коэффициент теплоотдачи осреднялся с момента стабилизации значений коэффициента теплоотдачи на всех трубах (0.5 с) и до момента отрыва первой капли от трубного пучка.

Видно, что при обработке данных с использованием U_{max} для всех труб достигается хорошее согласие с расчетом по соотношению из работы [39].

На рис. 11 представлена динамика отрыва капля в трубном пучке при скорости 0.3 м/с. Видно, что в начальный момент времени происходит практически одновременный срыв каплей с каждой трубы. Первая капля отрывается на 3-й трубе с максимальным коэффициентом теплоотдачи (см. рис. 8). При попадании первых каплей на нижерасположенные трубы на них происходит формирование отдельных дискретных каплей, которые быстро перетекают на нижнюю образующую, что приводит к довольно быстрому срыву последующих каплей. Далее указанный процесс повторяется.

Изменение коэффициентов теплоотдачи $\alpha/\alpha_{Nu,T}$ с 0.8 до 1.8 с показано на рис. 12 ($\alpha_{Nu,T}$ – константа). Видно, что по мере увеличения номера трубы средний коэффициент теплоотдачи снижается из-за уменьшения скорости пара. При этом продолжительность возмущений на зависимости $\alpha(\tau)$ увеличивается. Связано это с относительно быстрым перетеканием дискретных каплей по поверхности труб и последующим их отрывом.

Данный процесс хорошо отражен на рис. 11 для 3-й трубы, для которой в момент времени 0.90 с капля, упавшая с 1-й трубы, только начала растекаться по поверхности, а уже в момент времени 0.95 с на нижней образующей 3-й трубы присутствует почти сорвавшаяся капля. При этом на 1-й трубе новая капля только формируется и ее размер существенно меньше размера каплей перед отрывом. При попадании каплей на нижние трубы происходит небольшая интенсификация

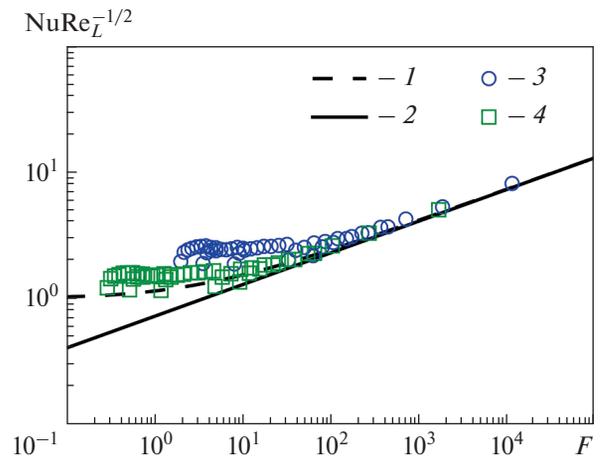


Рис. 10. Обработанные результаты расчета в координатах $Nu/Re_L^{-1/2} - F$ без учета орошения (конденсация R-21 происходила при $T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К). 1 – расчет по [39]; 2 – решение Нуссельта [34]; обработка результатов расчета с использованием U_{∞} (3) и U_{max} (4)

теплообмена, после которой его интенсивность несколько снижается.

Процесс срыва каплей воспроизводится во времени для верхних труб, для нижних труб он приобретает хаотичный характер. На рис. 13 представлено распределение объемной доли (см. полужирные линии) и скорости пара в окрестности 11, 17 и 19-й труб.

Видно, что значительная часть конденсата движется вместе с потоком в виде отдельных мелких каплей. Анализ данных показал, что унос конденсата обусловлен двумя основными механизмами. Во-первых, происходит срыв каплей с гребней дискретных каплей, образующихся при соударении падающих каплей с пленкой конденсата. Унос реализуется в сечении с минимальным просветом, т.е. с максимальной скоростью. Во-вторых, при формировании капли возможно ее дробление при быстром натекании на нее дискретной капли, перетекающей по поверхности трубы.

Результаты расчета для более высоких скоростей идентичны представленным. Различие в динамике отрыва появляется только при наиболее высокой скорости, равной 1.2 м/с. Как уже отмечалось, она близка к скорости, при которой возникает активное взаимодействие вихревых структур в следе за цилиндром с пленкой конденсата [32]. Для примера срыв капли при $U_{\infty} = 1.2$ м/с показан на рис. 14. Видно, что чаще всего происходит унос группы отдельных мелких каплей. К сожалению, для детального разрешения движения каплей указанного размера требуется существен-

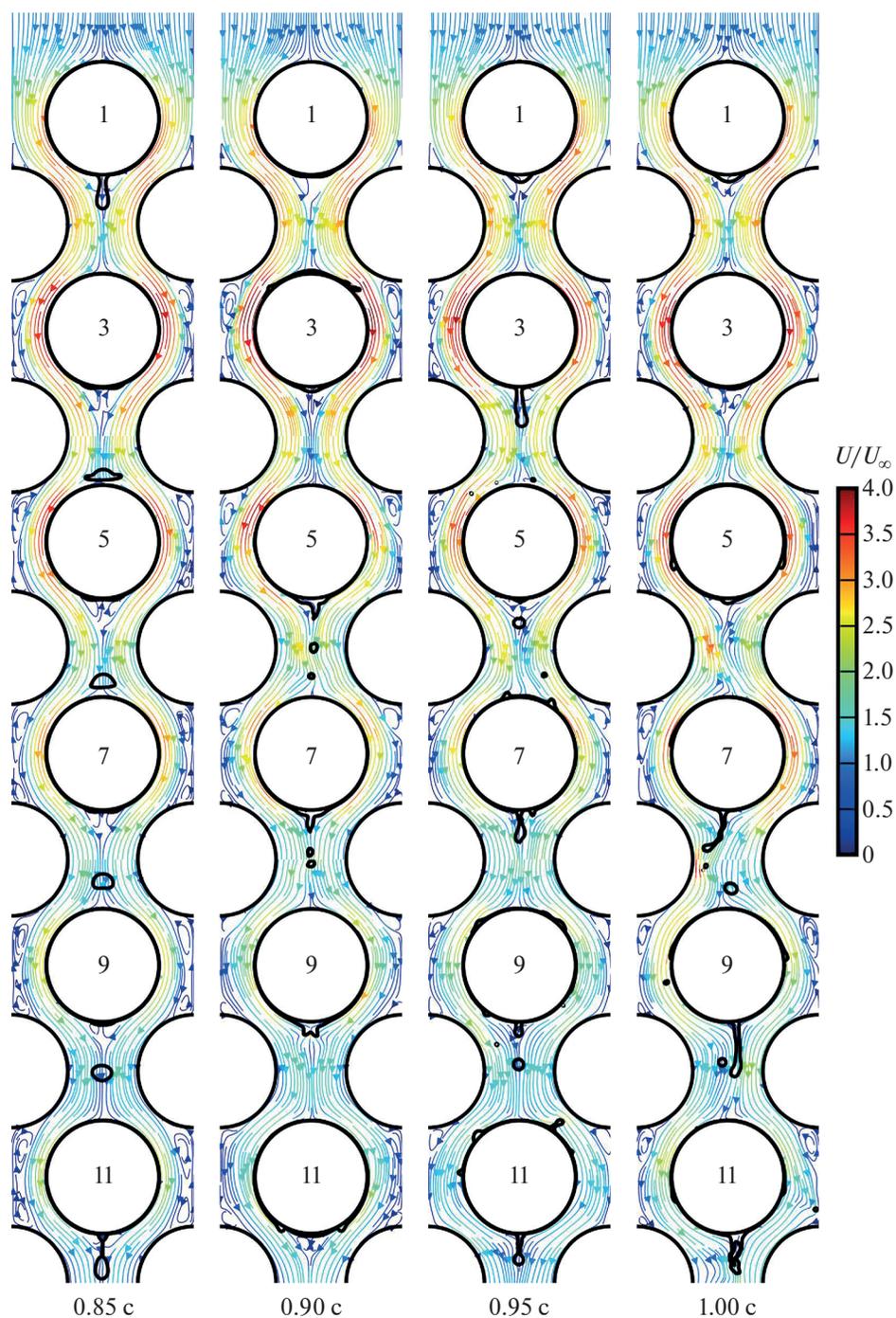


Рис. 11. Динамика отрыва капель в различные моменты времени при конденсации R-21 ($T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К, $U_\infty = 0.3$ м/с).

Цифрами обозначены ряды труб, на которых происходила конденсация

ное уменьшение размера сетки, поэтому результаты моделирования для указанной скорости могут рассматриваться как приближенные.

При всех скоростях попадание каплей на жидкую пленку находящейся ниже трубы приводит к росту коэффициента теплоотдачи. Указанное

обстоятельство связано с формированием начального термического участка при растекании каплей конденсата по поверхности трубы (экспериментально факт значимости данного эффекта был установлен в [41]). На участке поверхности, смоченном растекающимся конденсатом,

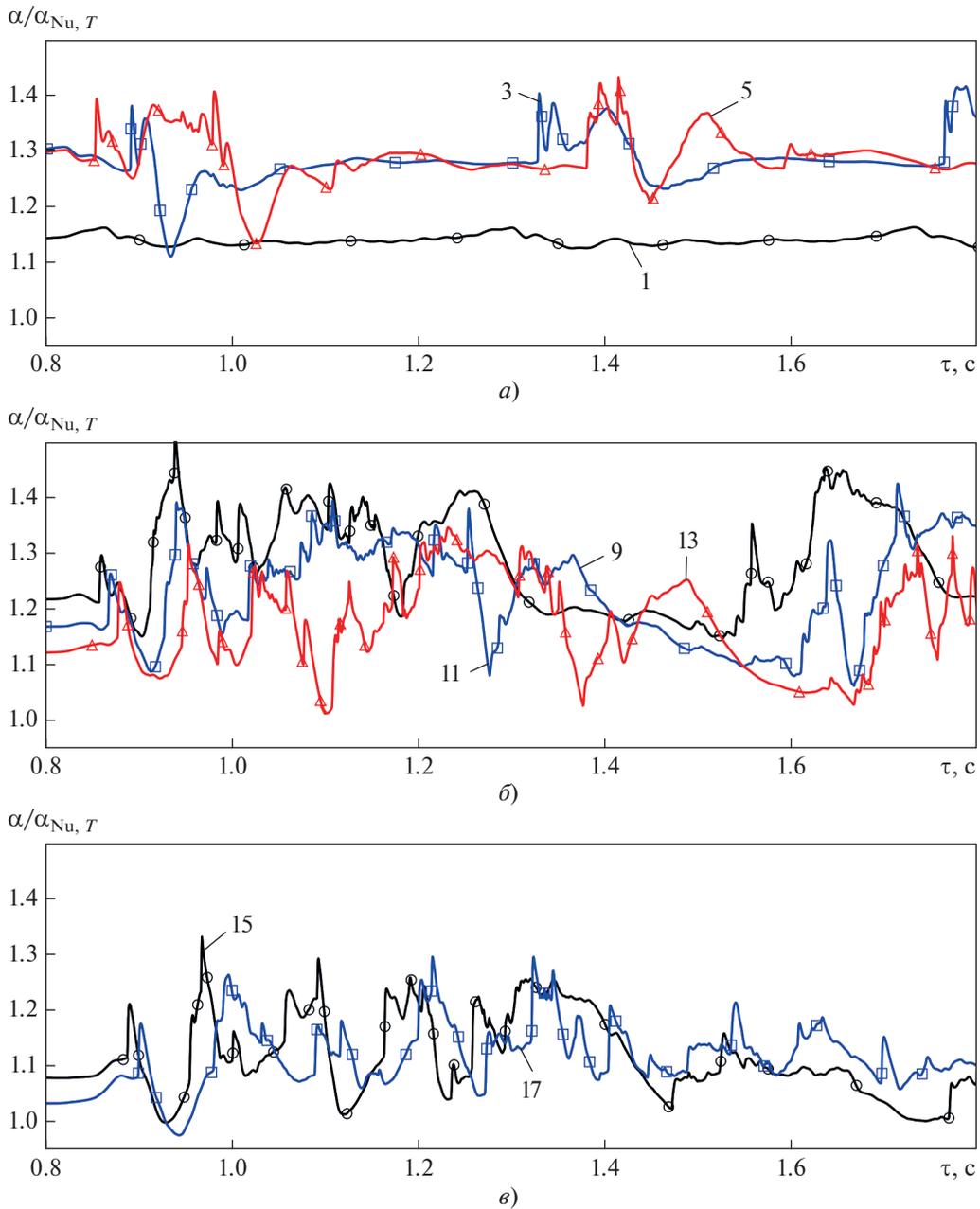


Рис. 12. Зависимость $\alpha/\alpha_{Nu,T}$ для 1, 3, 5, 9, 11, 13, 15, 17-й труб (номера у кривых). Конденсация R-21 происходила при $T_{sat} = 333.15 \text{ K}$, $T_w = 300.15 \text{ K}$, $U_\infty = 0.3 \text{ м/с}$

профиль температуры по толщине пленки нелинейный. Для примера на рис. 15 представлено распределение безразмерной температуры $\Theta = (T - T_w)/(T_{sat} - T_w)$ по толщине пленки в нескольких сечениях. Данные соответствуют растеканию капли по поверхности 3-й трубы при конденсации пара, движущегося со скоростью 0.3 м/с в момент времени 0.9 с (поле скорости и положение межфазной границы приведены на рис. 11). Угол от верхней образующей до переднего фронта

растекающей капли составляет примерно 40° . Для сравнения на рис. 15 также показано распределение температуры для угла 0° в момент времени 0.85 с, т.е. до удара капли. Видно, что после удара капли на верхней образующей интенсивность теплоотдачи повышается (наклон кривых 1, 2 у стенки выше по сравнению с кривой 5).

На рис. 16 показана зависимость коэффициента теплоотдачи от номера трубы для двух интервалов осреднения: после начала срыва капель и

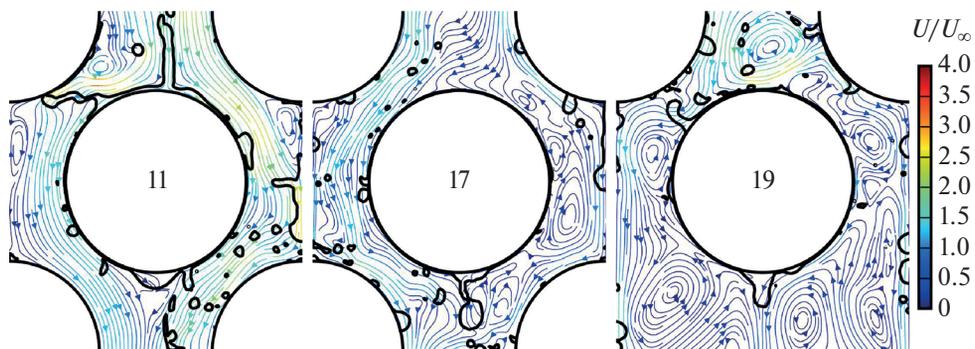


Рис. 13. Положение межфазной поверхности (полужирные линии) и распределение скорости U/U_∞ в окрестности 11, 17 и 19-й труб при конденсации R-21 ($T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К, $U_\infty = 0.3$ м/с) в момент времени 1.65 с

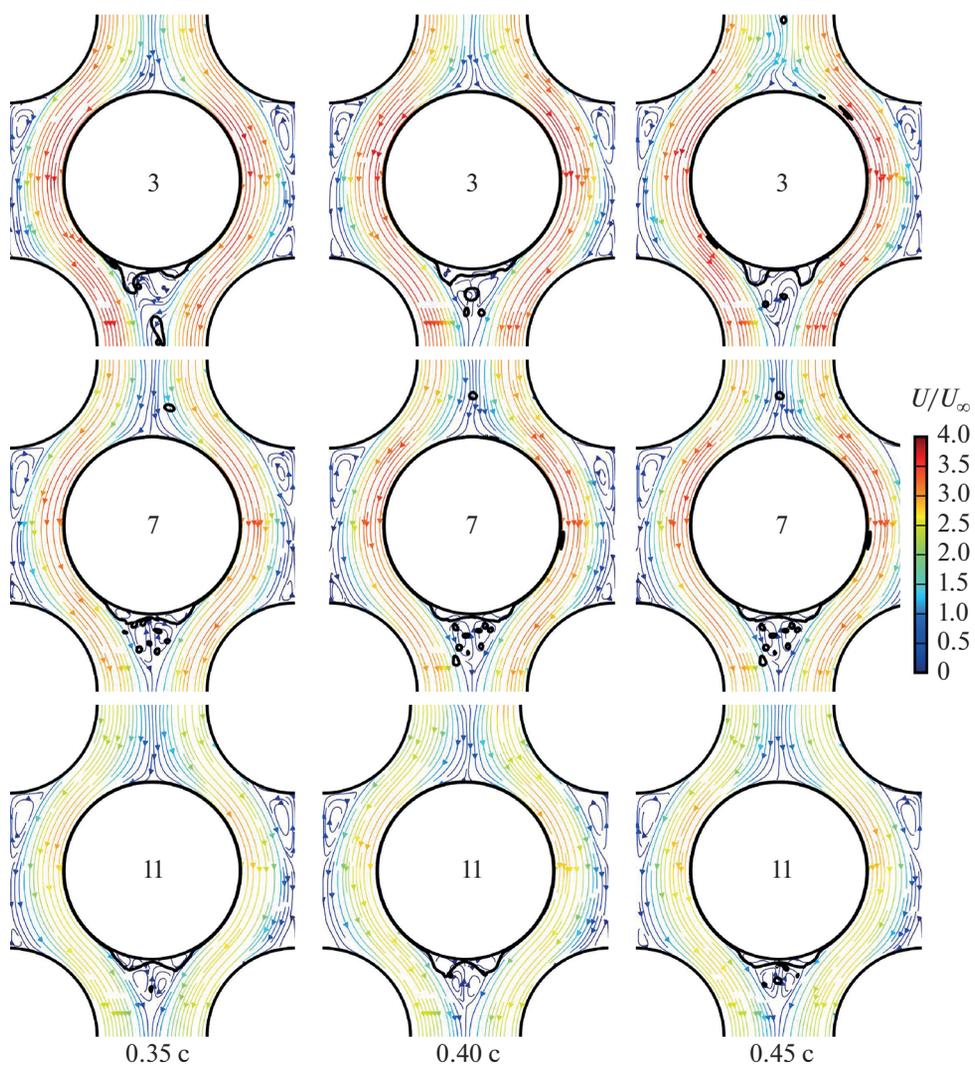


Рис. 14. Примеры срыва конденсата при скорости 1.2 м/с (конденсация R-21 происходила при $T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К). Цифрами обозначены ряды труб, на которых происходила конденсация

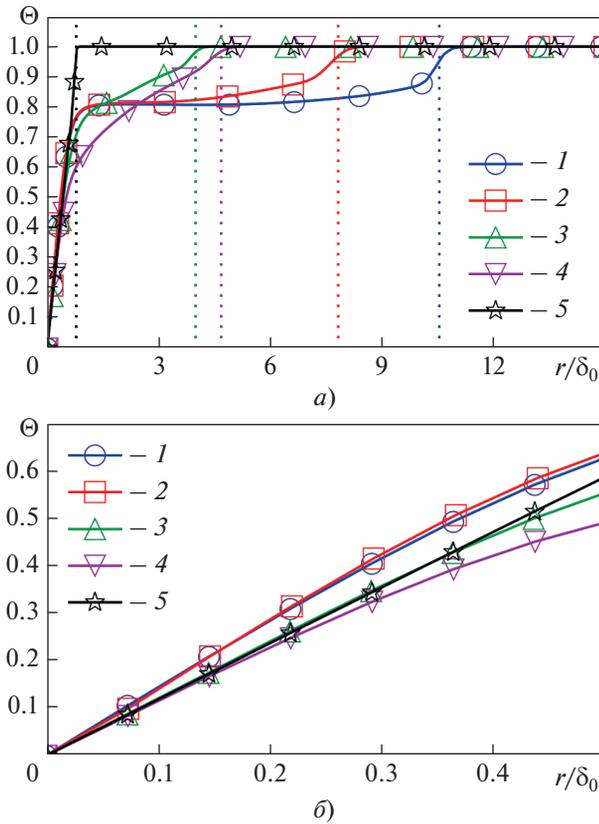


Рис. 15. Профиль безразмерной температуры Θ в пленке конденсата для 3-й трубы (а) и область вблизи стенки в большем масштабе (б). Конденсация R-21 происходила при $U_\infty = 0.3$ м/с, $T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К. Угол, град, в момент времени 0.9 с: 1 – 0; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; в момент времени 0.85 с: 5 – 0. Вертикальные пунктирные линии – положение межфазной границы

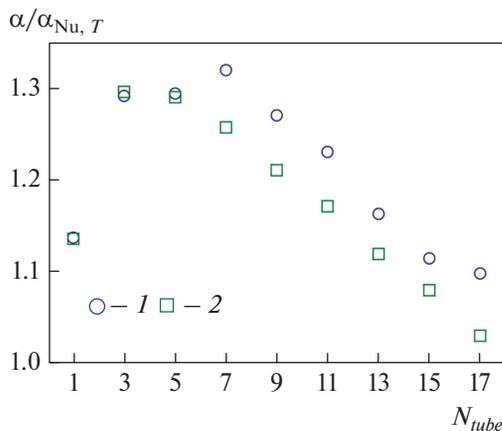


Рис. 16. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\alpha/\alpha_{Nu,T}$ от номера трубы при конденсации R-21 при $U_\infty = 0.3$ м/с, $T_{sat} = 333.15$ К, $T_w = 300.15$ К. Осреднение: 1 – с учетом орошения (от 0.9 до 3.0 с); 2 – без учета орошения (от 0.5 до 0.8 с)

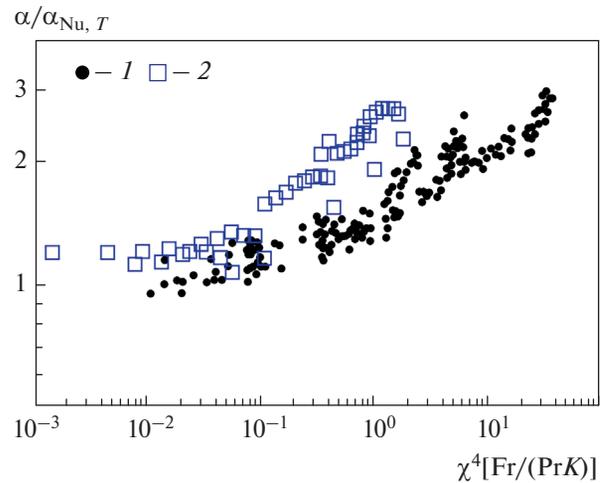


Рис. 17. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\alpha/\alpha_{Nu,T}$ от $\chi^4 [Fr/(PrK)]$ при конденсации фреона-21 ($T_{sat} = 333.15$ К). 1 – экспериментальные данные [2, 40]; 2 – результаты расчета

до него. Видно, что орошение практически не сказывается на теплоотдаче для 1, 3 и 5-й труб. Для остальных труб орошение приводит к незначительному повышению коэффициента теплоотдачи (3–7%), при этом кривые, полученные с учетом и без учета орошения, направлены эквидистантно и основное изменение коэффициента теплоотдачи связано со снижением скорости пара по мере его конденсации.

Для сравнения с опытными данными [2, 40] была выполнена обработка расчетных данных в виде зависимости $\alpha/\alpha_{Nu,T}$ от комплекса $\chi^4 [Fr/(PrK)]$ (рис. 17), где $\chi = 0.9(1 + PrK/R)$, $Fr = U_{max}^2/(gD_T)$, $Pr = \mu_l c_{p,l}/\lambda_l$, $K = h_g/(c_{p,l}\Delta T)$, $R = [\rho_l \mu_l / (\rho_g \mu_g)]^{1/2}$.

На рис. 18 представлены результаты расчета для скорости $U_{max} = 0.57$ м/с и экспериментальные данные [2, 40] для $U_{max} = 0.57$ м/с в координатах $Nu^* = f(Re_f)$, где $Nu^* = (\alpha/\lambda_l)(v_i^2/g)^{1/2}$, $Re_f = \pi D \sum_1^n q_{w,i} / (\mu_l h_{fg})$.

Видно, что расчетные и опытные данные хорошо согласуются между собой. На рис. 19 показано распределение относительной турбулентной вязкости внутри трубного пучка для $U_\infty = 0.3$ м/с.

В заключение следует отметить, что для дополнительного подтверждения возможности использовать двумерное приближение для моделирования конденсации в малоразмерном пакете труб требуется выполнение серии крайне ресурсоемких трехмерных расчетов. Авторы настоя-

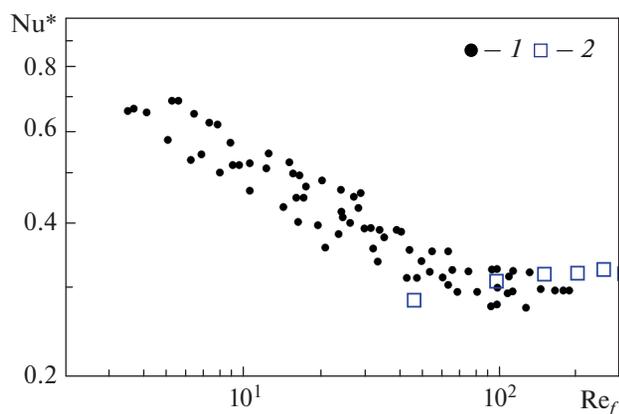


Рис. 18. Зависимость Nu^* от Re_f при конденсации R-21 при ($T_{sat} = 333.15$ K).

1 – экспериментальные данные при $U_{max} = 0.57$ м/с [2, 35, 41]; 2 – результаты расчета при $U_{max} = 0.57$ м/с

шей работы планируют провести такие расчеты с привлечением первичных экспериментальных данных [41], любезно предоставленных профессором, докт. техн. наук И.И. Гогониным.

ВЫВОДЫ

1. Результаты расчета пленочной конденсации, выполненного с использованием CFD-кода ANSYS Fluent, могут зависеть от метода, приме-

няемого для численного решения уравнения для объемной доли жидкости (явный или неявный), а также от способов коррекции значений объемной доли жидкости, близких к предельным значениям 0 и 1. При выборе неявной схемы и отключении коррекций результаты расчета конденсации на одиночном цилиндре практически совпадают с данными, полученными с помощью CFD-кода ANES, и классическим решением Нуссельта для всех исследованных режимов. Эффект сильного снижения интенсивности конденсации пропана при уменьшении температуры насыщения по сравнению с решением Нуссельта, обнаруженный в работе [20], связан, по-видимому, с использованием явной схемы для дискретизации уравнения сохранения объемной доли жидкой фазы и дополнительными шагами коррекции объемной доли.

2. Результаты моделирования конденсации пара в шахматном трубном пучке продемонстрировали эффективность использования метода VOF и модифицированной авторами модели Lee [28] для воспроизведения экспериментальных данных по теплоотдаче [2, 40]:

коэффициенты теплоотдачи до начала отрыва капель конденсата хорошо описываются моделью [39] при использовании средней скорости в минимальном проходном сечении в качестве определяющей;

при скоростях набегающего потока $U_{\infty} > 1.0$ м/с происходит дробление срывающихся капель кон-

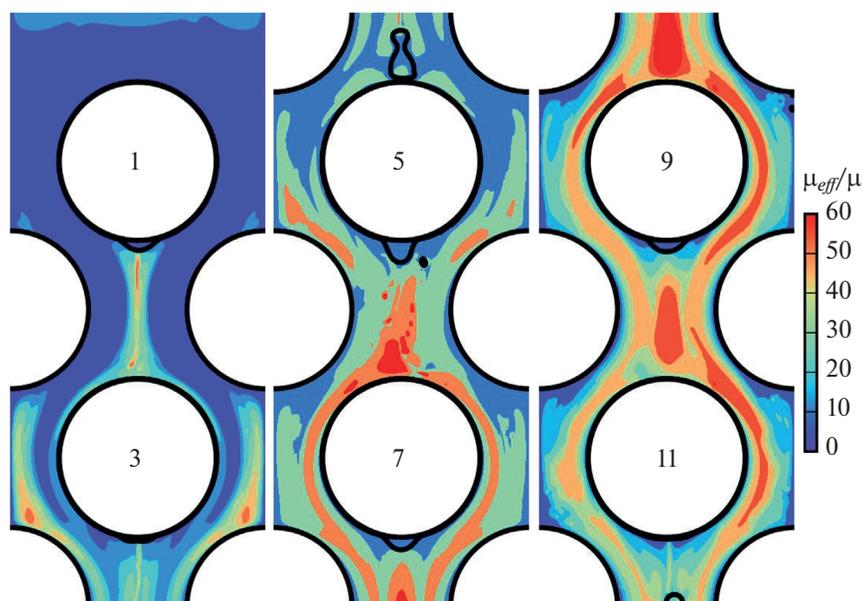


Рис. 19. Распределение относительной турбулентной вязкости внутри трубного пучка при конденсации R-21 при скорости потока $U_{\infty} = 0.3$ м/с.

Цифрами обозначены ряды труб, на которых происходила конденсация

денсата, что приводит к появлению в потоке группы мелкодисперсных капель, для детального моделирования движения которых требуется существенно более мелкая сетка;

рекомендованный в [2] способ обработки данных в координатах $\alpha/\alpha_{Nu,T} - \chi^4 [Fr/(Pr K)]$ позволяет обобщить результаты расчета при скоростях набегающего потока до 0.9 м/с.

3. Движение натекающего конденсата носит дискретный характер, т.е. он движется в виде локализованных капель, перетекающих с верхней образующей орошаемых труб на нижнюю. При движении подобных структур происходит срыв и унос конденсата в поток.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают благодарность профессору, докт. техн. наук Г.Г. Янькову за обсуждение результатов работы и ценные замечания и профессору, докт. техн. наук И.И. Гогонину за предоставленную детальную информацию об экспериментальном исследовании.

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Дополнительная информация для этой статьи доступна по doi 10.56304/S0040363624060031 для авторизованных пользователей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **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>
2. **Гогонин И.И.** Исследование теплообмена при пленочной конденсации пара. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2015.
3. **Федоров В.А., Мильман О.О.** Конденсаторы паротурбинных установок. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.
4. **Comprehensive** review of pure vapour condensation outside of horizontal smooth tubes / C. Bonneau, C. Josset, V. Melot, B. Auvity // *Nucl. Eng. Des.* 2019. V. 349. P. 92–108. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2019.04.005>
5. **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>
6. **Изучение** 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. Зайнулина // *Теплоэнергетика*. 2021. № 10. С. 73–81. <https://doi.org/10.1134/S0040363621090071>
7. **A computer** model for detailed calculation of the flow in power station condensers / S. Al-Sanea, N. Rhodes, D.G. Tatchell, T.S. Wilkinson // *Condensers: Theory and Practice*. Institute of Chemical Engineers Symposium Series. No. 75. N.Y.: Pergamon Press, 1983. P. 71–88.
8. **Al-Sanea S.A., Rhodes N., Wilkinson T.S.** Mathematical modelling of two-phase condenser flows // *Proc. of the 2nd Intern. Conf. on Multi-Phase Flow*. London, England, 19–21 June 1985. Paper D2. P. 169–182.
9. **A mathematical** model of forced convection condensation of steam on smooth horizontal tubes and tube bundles in the presence of noncondensables / K.B. Minko, G.G. Yankov, V.I. Artemov, O.O. Milman // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2019. V. 140. P. 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.099>
10. **Forced** convection condensation of steam in the presence of a noncondensable gas – a numerical model / V.I. Artemov, K.B. Minko, G.G. Yankov, O.O. Milman // *Proc. of the 16th Intern. Heat Transfer Conf.* 16 (IHTC-16). Beijing, China, 10–15 Aug. 2018. P. 2401–2408. <https://doi.org/10.1615/IHTC16.cod.023150>
11. **Численное** моделирование конденсации пара при течении парогазовой смеси в канале переменного сечения с пучком гладких горизонтальных труб / К.Б. Минко, В.И. Артемов, Г.Г. Яньков, В.С. Крылов // *Теплоэнергетика*. 2019. № 12. С. 68–76. <https://doi.org/10.1134/S0040363619120063>
12. **Минко К.Б., Яньков Г.Г., Артемов В.И.** Численное моделирование процесса образования зон с повышенным содержанием воздуха в трубных пучках при конденсации пара с небольшой долей воздуха // *Теплоэнергетика*. 2022. № 4. С. 22–30. <https://doi.org/10.1134/S004036362204004X>
13. **Michael A., Lee W.C., Rose J.W.** Forced convection condensation of steam on a small bank of horizontal tubes // *J. Heat Transfer*. 1992. V. 114. Is. 3. P. 708–713. <https://doi.org/10.1115/1.2911338>
14. **Beech P.M.** Filmwise condensation of high velocity downward flowing steam on a bundle of horizontal tubes: thesis for the degree of doctor of physical science. University of London, 1995.
15. **Клементьев А.А.** Численное моделирование конденсации перегретого пара при атмосферном давлении на пучках горизонтальных труб // *Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докл. XXVII Междунар. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов*. Москва, Россия, 11–12 марта 2021 г. М.: Центр полиграфических услуг “Радуга”, 2021. С. 830.
16. **Grant C.** An experimental investigation of dropwise and filmwise condensation of low pressure steam in tube banks: thesis for the degree of doctor of physical sciences. Edinburgh: Heriot-Watt University, 1999.
17. **Aghanajafi C., Hesampour K.** Heat transfer analysis of a condensate flow by VOF method // *J. Fusion Energy*. 2006. V. 25. Is. 3. P. 219–223. <https://doi.org/10.1007/s10894-006-9025-6>

18. **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>
19. **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>
20. **Li S., Ju Y.** Numerical study on the condensation characteristics of various refrigerants outside a horizontal plain tube at low temperatures // Int. J. Therm. Sci. 2022. V. 176. P. 107508.
21. **CFD simulation on hydrodynamic and thermal behavior of elliptical condensing tubes with an improved mass transfer model / W. Bai, P. Chen, J. Wang, W. Chen, M.K. Chyu // Int. J. Heat Mass Transfer. 2023. V. 209. P. 124083.**
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124083>
22. **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>
23. **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>
24. **Моделирование процессов конденсации хладонов в вертикальных трубах методом VOF / К.Б. Минко, В.И. Артемов, Г.Г. Яньков, А.В. Птахин // Теплоэнергетика. 2023. № 7. С. 70–87.**
<https://doi.org/10.56304/S0040363623070044>
25. **Numerical study on R32 flow condensation in horizontally oriented tubes with U-bends / Z. Cao, H. Zhang, H. Mei, G. Yan, W. Chu, Q. Wang // Energies. 2022. V. 15. Is. 13. P. 4799.**
<https://doi.org/10.3390/en15134799>
26. **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>
27. **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>
28. **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.
29. **Development and modified implementation of Lee model for condensation simulation / Y. Zhang, G. Li, G. Zhang, S. Ding // Appl. Therm. Eng. 2023. V. 231. P. 120872.**
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120872>
30. **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>
31. **Код ANES.** [Электрон. ресурс.] <http://anes.ch12655.tmweb.ru/>
32. **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>
33. **Lee W.C., Rahbar S., Rose J.W.** Film condensation of refrigerant-113 and ethanediol on a horizontal tube – effect of vapor velocity // J. Heat Transfer. 1984. V. 106. Is. 3. P. 524–530.
<https://doi.org/10.1115/1.3246710>
34. **Nusselt W.** Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes // Z. Vereines Deutsch. Ing. 1916. Bd 60. S. 541–569.
35. **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)
36. **Patankar S.V.** Numerical heat transfer and fluid flow. Washington, DC, 1972.
37. **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>
38. **Effect of contact angle on spreading of refrigerant mixture over the vertical cylinder / A.Yu. Sakhnov, O.A. Volodin, N.I. Pecherkin, A.N. Pavlenko // Int. J. Heat Mass Transfer. 2023. V. 215. P. 124484.**
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124484>
39. **Rose J.W.** Effect of pressure gradient in forced convection film condensation on a horizontal tube // Int. J. Heat Mass Transfer. 1984. V. 27. Is. 1. P. 39–47.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(84\)90235-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(84)90235-7)
40. **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.
41. **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)

Simulation of Film Condensation from Moving Vapor of Refrigerant-21 on a Horizontal Tube Bundle Using the VOF Method

K. B. Minko^{a, *}, V. I. Artemov^a, and A. A. Klement'ev^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: minkokb@gmail.com

Abstract—Considerable progress has been made by now in developing mathematical models, algorithms, and available computational tools for simulating heat and mass transfer processes. Advanced approaches yield detailed information on various characteristics of mass transfer in two-phase fluids, in particular during film condensation of vapors. Models developed by various teams are implemented in CFD-codes (ANSYS Fluent, OpenFOAM, Star-CCM+, etc.). To check existing models and select the best one, cross-verification of models and algorithms implemented in various CFD codes and their verification against available and reliable experimental data are needed. In this paper, cross-verification of the VOF (Volume of Fluid) model and the algorithms implemented in the author's ANES code was carried out against the problem of vapor condensation on a single tube. The calculations were performed using the ANES and ANSYS Fluent CFD-codes. The predictions by the ANSYS Fluent code have been demonstrated to depend on the settings of the algorithms for solving the conservation equation for the liquid volume fraction. Recommendations are presented for setting this code to obtain better agreement of the predictions with experimental data and theoretical relationships. The ANSYS Fluent code was used for two-dimensional simulation of refrigerant-21 condensation in a small tube bundle. Characteristics of the tube bundle (bank) were equal to those of the tube bundle used in the experimental setup of the Institute of Thermophysics, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences (tube diameter $D_t = 16$ mm, transverse tube bundle pitch $S_1 = 26$ mm, longitudinal tube bundle pitch $S_2 = 15$ mm). Condensation of saturated vapor having a saturation temperature of $T_{sat} = 333.15$ K and arriving at the tube bundle at a velocity of up to 1.2 m/s was studied. The predictions demonstrate qualitative and quantitative agreement with the experimental data.

Keywords: film condensation, horizontal tube, tube bundle, interfacial boundary, numerical simulation, VOF method, cross-verification of the ANES and ANSYS Fluent codes