ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ ЗОН С ПОВЫШЕННЫМ СОДЕРЖАНИЕМ ВОЗДУХА В ТРУБНЫХ ПУЧКАХ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА С НЕБОЛЬШОЙ ДОЛЕЙ ВОЗДУХА¹

© 2022 г. К. Б. Минко^{*a*, *b*, *, Г. Г. Яньков^{*a*, *b*}, В. И. Артемов^{*a*, *b*}}

^аКалужский государственный университет им. К.Э. Циолковского, ул. Степана Разина, д. 26, г. Калуга, 248023 Россия ^bНациональный исследовательский университет "Московский энергетический институт", Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия *e-mail: minkokb@gmail.com Поступила в редакцию 24.08.2021 г. После доработки 09.09.2021 г.

Принята к публикации 22.09.2021 г.

Численно изучен процесс образования зоны с повышенным содержанием воздуха при конденсации практически чистого пара в пучке из 397 гладких горизонтальных труб. Компоновка моделируемого трубного пучка полностью повторяла компоновку пучка экспериментальной установки D.H. McAllister, в которой воздух удалялся через две перфорированные трубки, расположенные в центре пучка. Исследовались процессы течения и конденсации практически чистого пара (массовая доля воздуха 1.22×10^{-3}) при давлении 27.67 кПа и скорости горизонтально направленного потока пара перед трубным пучком 12.3 м/с. Численное моделирование выполнено с привлечением CFD-модели, опубликованной авторами ранее. Изучены локальные характеристики процессов тепло- и массообмена в трубном пучке. Получены данные о квазистационарном положении границы зоны с повышенным содержанием воздуха ("воздушном кармане"), а также поля скорости смеси и массовой доли воздуха в конденсаторе. Выявлена существенная нестационарность процессов в зоне "воздушного кармана", которая приводит к заметному изменению во времени локальных значений плотности теплового потока на стенках труб. Этот эффект был обнаружен ранее экспериментально, что нашло свое отражение в немногочисленных публикациях и нормативной документации по расчету теплообменной поверхности мощных конденсаторов. Удовлетворительное соответствие полученных результатов расчетов локальных характеристик тепломассообмена экспериментальным данным D.H. McAllister и выявление эффектов, не обнаруженных при использовании моделей пористой среды, позволяют рекомендовать разработанную авторами CFD-модель для оптимизации конструкции проектируемых конденсационных **установок**.

Ключевые слова: конденсация, вынужденное течение, горизонтальный трубный пучок, математическое моделирование, коэффициенты теплоотдачи, локальные характеристики **DOI:** 10.1134/S004036362204004X

Одна из главных причин нередко возникающих значительных расхождений между расчетными и опытными данными по коэффициенту теплопередачи при конденсации практически чистого пара в пучках гладких горизонтальных труб – образование зон с повышенным содержанием воздуха [1, 2]. Появление указанных зон приводит к резкому уменьшению локальных коэффициентов теплопередачи из-за падения парциального давления пара и образования на поверхности раздела фаз пограничного слоя с повышенным содержанием воздуха, который создает дополнительное сопротивление движению пара к поверхности трубок [3]. В настоящее время ведется активная разработка численных моделей, позволяющих предсказать подобные эффекты. Ключевой особенностью таких моделей является комбинирование моделирования движения паровоздушной смеси с различными упрощенными подходами к определению необходимых характеристик пленки конденсата. К этому классу моделей относятся и используемые

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 17-19-01604).

довольно давно модели пористой среды [4–6], эффективные в вычислительном отношении. Более детальные современные модели позволяют непосредственно учитывать геометрические особенности изучаемых объектов. В работах [7–9] предложена и верифицирована CFD-модель конденсации пара на одиночных трубах и трубных пучках из движущейся парогазовой смеси с высоким содержанием неконденсирующихся примесей. Конденсация пара на пучке вертикальных труб в условиях, характерных для систем безопасности АЭС, изучалась авторами [10], а в работе [11] обсуждается аналогичная модель для систем безопасности АЭС с пучком гладких горизонтальных труб.

В настоящей работе с помощью ранее разработанной авторами модели [7–9] изучается процесс образования зон с повышенным содержанием воздуха при конденсации практически чистого пара (массовая доля воздуха составляет 1.22×10^{-3}) в пучке из 397 гладких горизонтальных труб. Компоновка моделируемого трубного пучка полностью повторяет компоновку пучка экспериментальной установки D.H. McAllister в NEI Parsons Ltd, в которой накопление воздуха в центре пучка было следствием специально организованной процедуры удаления паровоздушной смеси через две перфорированные трубки, расположенные в центральной зоне пучка (детальное описание этой установки, режимов и результатов исследований представлено в [4, 5]). В экспериментальной установке трубки по охлаждающей воде были соединены параллельно, что позволило авторам определить распределение локальной интенсивности процесса конденсации внутри трубного пучка. Именно это обстоятельство и привело к частому использованию опытных данных D.H. McAllister для тестирования различных методик расчета конденсационных установок [4-6].

Цель настоящей работы — получение информации о локальных характеристиках процессов тепло- и массообмена в пучке из 397 гладких горизонтальных труб для режима эксперимента [4, 5], в котором наблюдалось образование обширных зон с пониженной интенсивностью теплоотдачи.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Схема конденсатора приведена на рис. 1. Устройство представляет собой пучок из 20 × 20 латунных трубок в треугольной компоновке с шагом 34.9 мм. Внешний диаметр трубок 25.4 мм, толщина стенок 1.25 мм, длина 1.219 м. Три труб-

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА № 4 2022



Рис. 1. Схема конденсатора. Л2 - Л4, Л8, Л13 и $Л18 - ряды труб, вдоль которых рассчитывалась плотность теплового потока на стенке <math>q_w$

ки в центре пучка удалены, поверхности двух других (на рисунке помечены буквой "Э") имели перфорированные стенки, а их концы были соединены с воздухоудаляющим устройством. На вход конденсатора подавалась паровоздушная смесь с расходом 2.04 кг/с (средняя скорость смеси 12.3 м/с), массовая доля воздуха составляла 1.219×10^{-3} .

В исследуемом режиме пар конденсировался при давлении 27.67 кПа. Для реализации аналогичных условий в расчете на поверхности двух трубок, с помощью которых удалялся воздух и несконденсировавшийся пар, задавалось специальное граничное условие, "включающее" отбор смеси при превышении текущим давлением в системе установленного значения (27.67 кПа). При этом расход был пропорционален разности текушего давления в системе и установленного (27.67 кПа) с большим коэффициентом пропорциональности, т. е. по существу моделировалась очень "крутая" рабочая характеристика эжектора. Получаемый расход заменялся эквивалентным поверхностным стоком массы, равномерно распределенным по поверхности перфорированных трубок. Трубки конденсатора охлаждались водой, имевшей скорость 1.2 м/с и температуру на входе 17.8°С.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

СFD-модель, используемая в настоящей работе, детально рассмотрена в работах [7–9]. Движение паровоздушной смеси описывается нестационарной системой двумерных уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу, учитывающей переменность теплофизических свойств и



Рис. 2. Схема возможного движения конденсата с первой трубки на нижерасположенные трубки

влияние сил плавучести. Считалось, что поверхности трубки и пленки совпадают, и их отличие не учитывалось при моделировании движения внешнего потока. Для расчета турбулентных характеристик паровоздушного потока использовалась двухпараметрическая SST-модель с универсальными пристеночными функциями Ментера [12]. Плотность смеси рассчитывалась по уравнению идеального газа, молекулярная вязкость - по модели Уилки [13], коэффициенты теплопроводности – по модели Масона – Саксена [14]. Коэффициент диффузии вычислялся по эмпирической формуле [15]. Турбулентные числа Прандтля и Шмидта принимались равными единице. Объемные и мольные доли компонентов считались равными, а их связь с массовой долей определялась стандартными соотношениями для идеальной газовой смеси.

На входе в конденсатор задавались однородный профиль скорости и расход, соответствующий экспериментальному значению (2.04 кг/с). Удельная кинетическая энергия турбулентности и удельная скорость диссипации кинетической энергии на входе определялись из условий равенства безразмерной турбулентной вязкости значению 10 и пульсационной скорости значению 5% осредненной скорости пара. На верхней, правой и нижней стенках конденсатора (см. рис. 1) задавались условия прилипания и непроницаемости, в тепловом отношении эти стенки считались адиабатными. Условия на поверхности каждой трубки, на которой конденсировался пар, определялись из сопряженного решения одномерных нестационарных уравнений сохранения массы,

импульса [16] и упрощенного уравнения энергии для жидкой пленки и двумерных уравнений для внешнего потока.

Исходная модель не описывает срыв капель с поверхности пленки и натекание конденсата с вышерасположенных трубок на нижерасположенные. Для учета указанных эффектов был использован упрощенный подход, в котором при достижении толщиной пленки некоторого заранее заданного значения включался источник, моделировавший унос конденсата. Если унос конденсата происходил на нижней половине поверхности трубки, то дальнейшее его движение определялось только действием силы тяжести. При попадании конденсата на нижерасположенную трубку его масса и импульс добавлялись в виде источников в соответствующие уравнения для жидкой пленки на этой трубке. Для этого был разработан специальный алгоритм, устанавливающий связь между одномерными сетками, на которых решались уравнения сохранения для пленки конденсата. Схематично эта связь изображена на рис. 2. Начало вертикальных стрелок соответствует контрольным ячейкам одномерной сетки на поверхности первой трубки, а их конец – контрольным ячейкам сеток на поверхности второй, третьей и четвертой трубок. Движение конденсата, срывающегося с верхней половины поверхности трубки, не моделировалось.

Температура истинной внешней поверхности труб определялась путем итерационного решения одномерного (по угловой координате) уравнения теплопроводности стенки. Это уравнение содержало источниковые члены, моделирующие теплоотдачу к пленке жидкости и охлаждающей воде. Коэффициент теплоотдачи к воде определялся по уравнению Петухова — Кириллова [17], средняя температура воды рассчитывалась в процессе решения уравнения теплового баланса. Схема взаимосвязи всех описанных моделей представлена на рис. 3.

Расчеты были выполнены с использованием CFD-кода ANES, развиваемого на кафедре инженерной теплофизики НИУ МЭИ [18]. Параметры сетки подбирались на фрагменте трубного пучка таким образом, чтобы полученное решение не зависело от используемой сетки. Итоговая расчетная сетка содержала около 600 тыс. контрольных объемов (1500 на одну трубку). Вблизи поверхности каждой трубки создавалось восемь сглаживающих слоев. Центры контрольных объемов, принадлежащих указанным слоям, были равноудалены от поверхности трубок. Для пристенных контрольных объемов безразмерное расстояние от центра до по-



Рис. 3. Схема взаимосвязи разноуровневых моделей

верхности трубок в координатах стенки y^+ изменялось от 0.1 до 3.5. Шаг по времени составлял 5 × $\times 10^{-4}$ с. Расчеты выполнялись в режиме параллельных вычислений.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

На рис. 4 представлены поля объемной доли воздуха и модуля скорости в конденсаторе. Хоро-

що видно, что внутри конденсатора образуются зоны с повышенным содержанием воздуха, при этом скорость течения паровоздушной смеси в указанных областях минимальна. Часть потока движется в обход трубного пучка к дальней его части. Распределения представлены для одного фиксированного момента времени, и, как будет показано в дальнейшем, положения границ зоны с повышенным содержанием воздуха претерпевают колебания во времени.

Распределение отношения локальной плотности теплового потока на стенке труб q_w к средней плотности теплового потока $q_{w, ave}$ в фиксированный момент времени, соответствующий квазистационарному режиму, показано на рис. 5. Видно, что периферийные трубки конденсатора работают существенно лучше (теплоотдача на 20–30% выше среднего уровня). Во многом это коррелирует с распределением скорости внутри трубного пучка. Естественно, в зонах с повышенным содержанием воздуха интенсивность конденсации падает в 5–10 раз относительно среднего уровня.

На рис. 6 приведены рассчитанные значения локальной плотности теплового потока на стенках труб q_w и экспериментальные данные, заимствованные из работ [4, 5]. Распределения средних по времени значений и среднеквадратических отклонений q_w в квазистационарном режиме представлены вдоль линий Л3, Л8, Л13, Л18.

На рис. 6 видно, что в области с повышенным содержанием воздуха среднеквадратическое отклонение увеличивается, что говорит о существенной нестационарности протекающих про-



Рис. 4. Поля объемной доли воздуха (r_{air}) и модуля скорости (|U|) в конденсаторе



Рис. 5. Отношение локальной плотности теплового потока на стенке труб q_w к средней плотности теплового потока $q_{w, ave}$

цессов (именно поэтому режим назван квазистационарным). Изменения во времени локальной плотности теплового потока связаны с колебанием границы "воздушного кармана" и резким изменением в ее окрестности объемной доли примесей, что приводит к резкому изменению коэффициента теплоотдачи. В области за пределами "воздушного кармана" полученные значения практически постоянны и не изменяются после выхода конденсатора на квазистационарный режим работы.

Для рассмотренных режимных параметров выход на квазистационарный режим занимал 7 с, осреднение производилось до тех пор, пока все характеристики не выходили на постоянные значения и не переставали изменяться. Конечно, указанные временные интервалы условны, так как в модели время движения фрагментов конденсата между трубами считается нулевым, а тепловой инерцией охлаждающей воды и стенок труб пренебрегается. Следует отметить, что информацию о колебаниях плотности теплового потока и других связанных с ней характеристик в окрестности границы "воздушного кармана" можно найти в работе [19] и в некоторых экспериментальных работах по изучению конденсации в маломасштабных трубных пучках со значительным числом рядов по ходу движения пара

(например, [20]). При этом в экспериментах [20] типичный период колебаний (10–20 с) был существенно больше, чем значения, полученные в настоящем расчете. Однако следует отметить, что и компоновка трубного пучка в [20] была иной.

Ряды Л3 и Л18 находятся на границе области с повышенным содержанием воздуха, что хорошо видно на рис. 5. На рис. 7 представлены расчетные значения плотности теплового потока и экспериментальные данные для рядов Л2, Л3 и Л4. На рисунке видно, что минимальные значения q_w резко падают при переходе от Л2 к Л4. Существенные локальные отклонения расчетных данных от опытных для некоторых труб в рядах могут быть объяснены тем, что эти трубы находятся в окрестности границы области с повышенным содержанием воздуха, которая претерпевает колебания и определяется с погрешностью, свойственной любой математической модели протекающих процессов. Об аналогичных нестационарных эффектах в работах [6, 21] не сообщалось. В этих работах используется модель пористой среды для моделирования процессов в конденсаторе D.H. McAllister. Авторы [6, 21] рассматривали задачу в стационарной постановке и получили для нее сошедшееся решение. В [5, 22] для рассматриваемого в настоящей работе режима с ис-



Рис. 6. Распределение плотности теплового потока вдоль третьего (*a*), восьмого (*б*), тринадцатого (*в*) и восемнадцатого (*е*) рядов труб.

1 – экспериментальные данные D.H. McAllister, заимствованные из работ [4, 5]; *2* – результаты расчета (среднее значение и среднеквадратическое отклонение)

пользованием модели пористой среды было получено стационарное решение методом "установления", несмотря на некоторые проблемы со сходимостью. Вероятно, что более высокий уровень "огрубления" процессов в моделях пористой среды не позволил выявить нестационарные эффекты.

Был также выполнен расчет без учета натекания конденсата с вышерасположенных труб на нижерасположенные. Результаты этого расчета, а также предыдущего, в котором учитывается натекание конденсата для труб, расположенных вдоль Л8, представлены на рис. 8. На этом рисунке видно, что на трубах за пределами зоны с повышенным содержанием воздуха конденсация идет интенсивней на 15–20% при отсутствии учета натекания конденсата, хотя при этом область "воздушного кармана" несколько увеличивается в размерах. При этом средние по горизонтальному ряду значения плотности теп-



Рис. 7. Распределение плотности теплового потока вдоль горизонтальных рядов труб.

1 – экспериментальные данные D.H. McAllister [4, 5] для третьего ряда труб; результаты расчета (среднее значение и среднеквадратическое отклонение) для ряда: 2 – Л2; 3 – Л3; 4 – Л4

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА № 4 2022



Рис. 8. Распределение плотности теплового потока вдоль горизонтального ряда труб Л8. *1* – экспериментальные данные D.H. McAllister [4, 5]; результаты расчета (среднее значение и среднеквадратическое отклонение): *2* – с учетом натекания конденсата, *3* – без учета натекания конденсата

лового потока, полученные для указанных вариантов расчета, практически не различаются.

Далее представлены результаты экспериментально определенной общей производительности конденсатора, значения производительности, рассчитанные в настоящей работе, и данные [21], полученные с использованием модели пористой среды с различными замыкающими соотношениями для учета натекания конденсата [23–25] (производительность выражена в килограммах в секунду):

| Эксперимент [4, 5]2.04 |
|---|
| Результаты настоящей работы: |
| с учетом натекания конденсата2.01 |
| без учета натекания конденсата2.03 |
| Результаты расчета по модели пористой среды [21] с учетом |
| натекания конденсата: |
| по модели Керна [23]1.99 |
| по модели Фукса [24]2.00 |
| по модели Якоба [25]1.85 |
| Результаты расчета по соотношению Нуссельта [26] для конденсации |
| на одиночной трубе из практически |
| неподвижного пара |

Расчет по соотношению Нуссельта для среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации на одиночной горизонтальной трубе [26] приводит к существенно более высокой (на 87%) производительности конденсатора. Результаты расчетов по модели пористой среды с различными соотношениями для учета натекания конденсата довольно хорошо согласуются с экспериментальным значением.

выводы

1. Положение границы области трубного пучка с повышенным содержанием воздуха не является стационарным. Колебания объемной доли воздуха в данной области приводят к существенным изменениям локальных значений плотности теплового потока на стенках труб и коэффициентов теплоотдачи.

2. Результат расчета тепловой мощности конденсатора хорошо согласуется с экспериментальными данными D.H. McAllister и результатами расчетов с использованием моделей пористой среды. Однако распределения рассчитанных локальных плотностей теплового потока на стенках труб в окрестности границ "воздушного кармана" заметно отличаются от экспериментальных данных. Основная причина, по-видимому, заключается даже не в колебаниях границы "кармана" в квазистационарном режиме, а в неточности определения границ этой области в силу приближенности используемой, как, впрочем, и любой другой математической модели. Часто применяемая модель пористой среды не позволяет получать указанные нестационарные эффекты.

3. Использование решения Нуссельта для задачи о конденсации пара на одиночном цилиндре приводит к значениям производительности конденсатора, превосходящим экспериментальные данные почти на 90%.

4. Учет орошения конденсатом нижерасположенных труб слабо сказывается на результатах расчета производительности аппарата. Процессы теплоотдачи во многом определяются накоплением воздуха во внутренней полости конденсатора, что приводит к существенному снижению интенсивности конденсации на значительной доле теплообменной поверхности.

5. Удовлетворительное соответствие полученных результатов расчетов локальных характеристик тепломассообмена экспериментальным данным D. H. McAllister и выявление эффектов, не обнаруженных при использовании моделей пористой среды, позволяют рекомендовать разработанную авторами CFD-модель для оптимизации конструкции проектируемых конденсационных установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1985.
- Федоров В.А., Мильман О.О. Конденсаторы паротурбинных установок. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.
- Гогонин И.И. Исследование теплообмена при пленочной конденсации пара. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2015.
- 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. 169–1821.
- Ormiston S.J., Raithby G.D., Carlucci L.N. Numerical modeling of power station steam condensers – Part 1: Convergence behavior of a finite-volume model // Numer. Heat Transfer. Part B Fundam. 1995. V. 27. Is. 1. P. 81–102. https://doi.org/10.1020/10407700502014048

https://doi.org/10.1080/10407799508914948

 Mirzabeygi P., Zhang C. Three-dimensional numerical model for the two-phase flow and heat transfer in condensers // Int. J. Heat Mass Transfer. 2015. V. 81. P. 618–637.

https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.015

- A mathematical model of forced convection condensation of steam on smooth horizontal tubes and tube bundles in the presence of noncondensables / K.B. Minko, V.I. Artemov, G.G. Yankov, O.O. Milman // Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. V. 140. P. 41–50. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.099
- Верификация математической модели пленочной конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси на трубном пучке из гладких горизонтальных труб / К.Б. Минко, В.И. Артемов, Г.Г. Яньков, В.С. Крылов // Теплоэнергетика. 2019. № 11. С. 43–51.

https://doi.org/10.1134/S0040363619110031

9. 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

- Numerical investigations on steam condensation in the presence of air on external surfaces of 3 × 3 tube bundles / H. Bian, Z. Sun, N. Zhang, Z. Ming, M. Ding // Prog. Nucl. Energy. 2019. V. 111. P. 42–50. https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2018.10.021
- Dehbi A. Development of a general correlation for free convection vapor condensation over a horizontal tube in the presence of a noncondensable gas // Int. Commun. Heat Mass Transfer. 2021. V. 123. Is. 7. P. 105210.

https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105210

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА № 4 2022

- The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines / F. Menter, J.C. Ferreira, T. Esch, B. Konno // Proc. of the Intern. Gas Turbine Congress. Tokyo, 2–7 Nov. 2003. IGTC2003-TS-059. P. 2–7.
- Wilke C.R. A viscosity equation for gas mixtures // J. Chem. Phys. 1950. V. 18. Is. 4. P. 517–519. https://doi.org/10.1063/1.1747673
- Mason E.A., Saxena S.C. Approximate formula for the thermal conductivity of gas mixtures // Phys. Fluids. 1958. V. 1. Is. 5. P. 361–369. https://doi.org/10.1063/1.1724352
- 15. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам жидкостей и газов. М.: Наука, 2014.
- Шкадов В. Я. Волновые режимы течения тонкого слоя вязкой жидкости под действием силы тяжести // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1967. Т. 1. С. 43–51.
- 17. Петухов Б.С., Кириллов В.В. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах // Теплоэнергетика. 1958. № 4. С. 63.
- Код ANES. [Электрон. ресурс.] http://anes.ch12655.tmweb.ru/ (Дата обращения: 06.06.2021.)
- 19. РД 34.30.104. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. М.: СПО "Союзтехэнерго", 1982.
- Heat transfer and flow resistance in condensation of low pressure steam flowing through tube banks / T. Fujii, H. Uehara, K. Hirate, K. Oda // Int. J. Heat Mass Transfer. 1972. V. 15. Is. 2. P. 247–252. https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90072-5
- Zhang C. Local and overall condensation heat transfer behavior in horizontal tube bundles // Heat Transfer. Eng. 1996. V. 17. Is. 1. P. 9–30. https://doi.org/10.1080/01457639608939865
- Ormiston S.J., Raithby G.D., Carlucci L.N. Numerical modeling of power station steam condensers–Part 2: Improvement of solution behavior // Num. Heat Transfer. 1995. V. 27. Is. 1. P. 103–125. https://doi.org/10.1080/10407799508914949
- 23. Kern D.Q. Process heat transfer. N.Y.: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1950.
- 24. Фукс С.Н. Теплоотдача при конденсации движущегося пара в горизонтальном трубном пучке // Теплоэнергетика. 1957. № 1. С. 35–38.
- 25. Jakob M. Heat transfer. John Wiley & Sons, 1949.
- Nusselt W. Die Oberflachenkondensation des Wasserdampfes // Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1916. Bd 60. S. 27–28.

Numerical Simulation of the Formation Process of Zones with Increased Air Content in Pipe Beams during Steam Condensation with a Small Air Foundation

K. B. Minko^{a, b, *}, G. G. Yankov^{a, b}, and V. I. Artemov^{a, b}

^a Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia ^b National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia *e-mail: minkokb@gmail.com

Abstract—The formation process of a zone with an increased air content during the condensation of practically pure steam in a bundle of 397 smooth horizontal pipes has been numerically studied. The layout of the simulated tube bundle completely repeated the layout of the bundle of the experimental setup of D.H. McAllister, in which air was removed through two perforated tubes located in the center of the bundle. The processes of flow and condensation of practically pure vapor (mass fraction of air 1.22×10^{-3}) at a pressure of 27.67 kPa and a velocity of a horizontally directed steam flow in front of the tube bundle of 12.3 m/s. Numerical modeling was carried out using the CFD model previously published by the authors. The local characteristics of the processes of heat and mass transfer in the tube bundle have been studied. Data were obtained on the quasi-stationary position of the boundary of the zone with an increased air content ("air pocket"), as well as the velocity field of the mixture and the mass fraction of air in the condenser. A significant nonstationarity of the processes in the "air pocket" zone was revealed, which leads to a noticeable change in time of the local values of the heat flux density on the pipe walls. This effect was previously discovered experimentally, which was reflected in a few publications and regulatory documents on the calculation of the heat-exchange surface of powerful condensers. Satisfactory agreement of the obtained results of calculations of local characteristics of heat and mass transfer with D.H. McAllister's experimental data and the identification of effects that were not detected when using models of a porous medium allow us to recommend the CFD model developed by the authors for optimizing the design of the designed condensing units.

Keywords: condensation, forced flow, horizontal tube bundle, mathematical modeling, heat-transfer coefficients, local characteristics