НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ ИНСТИТУТ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ИМЕНИ А. В. ЛЫКОВА

ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ И СООБЩЕНИЙ

Том 3

XV Минский международный форум по тепло- и массообмену XV Minsk International Heat and Mass Transfer Forum 23 – 26 мая 2016 г.

Минск 2016

Издание представляет собой третий том расширенных тезисов докладов и сообщений XV Минского международного форума по тепло- и массообмену.

Сборник содержит тезисы докладов и сообщений по генерации плазмы и плазменным технологиям, высокотемпературному тепломассопереносу (секция № 5), тепломассопереносу в технологических процессах и оборудовании (секция № 7), тепломассопереносу в энергетических процессах и оборудовании, энергосбережению (секция № 8).

Редакционная коллегия:

академик НАН Беларуси
члкорр. НАН Беларуси
члкорр. НАН Беларуси
доктор техн. наук
члкорр. НАН Беларуси
доктор техн. наук
доктор техн. наук
доктор физмат. наук

О. Г. Пенязьков В. М. Асташинский Н. В. Павлюкевич И. Г. Гуревич В. А. Бородуля П. В. Акулич Л. Л. Васильев П. С. Гринчук А. В. Акулич

ISBN 978-985-7138-04-3

ГЕНЕРАЦИЯ ПЛАЗМЫ И ПЛАЗМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС

УДК 621.384.6

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАТУРНЫХ УСЛОВИЙ ВХОДА КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ В АТМОСФЕРУ ЗЕМЛИ СО СВЕРХ- И ГИПЕРОРБИТАЛЬНЫМИ СКОРОСТЯМИ

И. А. Аношко¹, В. С. Ермаченко¹, В. Т. Протасеня¹, Л. Е. Сандригайло²

¹Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь, ²Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь

В настоящее время существуют трудности моделирования сверх- и гиперорбитальных режимов полета, особенно воспроизведения натурных величин и натурного спектрального состава лучистых тепловых потоков. В связи с этим проблема теплообмена и теплозащиты возвращаемых на Землю аппаратов, а также аппаратов, осуществляющих посадку на другие планеты, является одной из актуальных проблем космической техники [1].

Корректное моделирование требует воспроизведения реальных условий входа, где присутствует диссоциация и ионизация рабочего газа, где нужно учитывать зависимость теплового потока от энтальпии и плотности рабочего газа, а давления – от условий протекания химических реакций в реальном газе. Основные условия, которые должны быть соблюдены при экспериментальном исследовании таких столь сложных течений, – это способность существующих установок работать в условиях атмосферы планет и воспроизводить тепловые потоки и давления, характерные для траекторного входа, их способность работать в потоках в присутствии частиц, образующихся при разрушении материала, и наряду с этим использовать все доступные методы измерений выходных параметров установок. Точность экспериментального моделирования условий входа в атмосферу в большой степени зависит от возможности определения условий в потоке.

Испытания теплозащитных материалов (ТЗМ) должны проходить в условиях квазистационарного режима, когда скорости изотерм или фронтов разрушения внутри материала совпадают со скоростью перемещения внешней поверхности. В этом случае тепло, затрачиваемое на нагрев внутренних слоев, не зависит от коэффициента теплопроводности материала и определяется не температурным полем, а внутренним теплосодержанием нагретого слоя. Для этого установка должна обладать достаточным временем действия. Например, импульсные установки, которые способны моделировать требуемые условия в потоке, обладают недостаточным временем, чтобы полностью уравновесить имеющие место процессы тепло- и массообмена при испытаниях ТЗМ. Как правило, методы расчета параметров разрушения ТЗМ в нестационарном режиме требуют определения десятков теплофизических и кинетических констант, зависящих от условий нагрева. Неизвестны также и значения коэффициента теплопроводности материала при температурах разрушающейся поверхности, без которых расчет нестационарного режима прогрева и уноса массы по существующим математическим моделям в принципе невозможен. Температуры на поверхности ТЗМ, как правило, лежат в диапазоне от 2000 до

3000 К и содержат обугленный слой углерода, который улетучивается, диффундируя через ударный слой. Чтобы установить квазистационарные условия в такой системе, необходимо время от 1 до 10 с при плотности теплового потока от 1 до 100 MBt/м².

Все существующие способы испытания ТЗМ, разработанные на базе плазмотронов, обладают существенным недостатком: для их реализации используются установки, скорости плазмы на которых сравнительно невысоки, что сужает возможности моделирования натурных процессов. Плазмотроны не могут ни должным образом смоделировать сверхскоростной поток, ни его взаимодействие с разрушающимся материалом. В дуговых пятнах плазмотронов, как правило, идет интенсивное разрушение электродов, материал которых поступает в плазменную струю и загрязняет плазму, что наблюдается в спектре излучения, а линии излучения рабочего газа не наблюдаются или выражены очень слабо, что не позволяет в полной мере воспроизвести натурные условия протекания физикохимических процессов, а также с необходимой точностью измерить плотность теплового потока и энтальпию торможения. В ВЧ-плазмотронах, в отличие от дуговых, плазма является химически чистой, но и они не способны получать высокоскоростные потоки плазмы, а, следовательно, и высокие числа Маха. Перед образцом теплозащитного покрытия (ТЗП) не образуется ударная волна и, соответственно, не достигаются необходимые значения давления торможения. На ВЧ-плазмотронах моделируется, главным образом, конвективная составляющая теплового потока. Кроме того, на плазмотронах представляется возможным испытывать образцы диаметром не более 15-20 мм, что не позволяет оценить в исследовании работоспособности ТЗП так называемый «масштабный фактор».

Минимальный набор параметров, который должен быть воспроизведен при проведении испытаний в условиях лучисто-конвективного теплообмена, – это суммарный и лучистый тепловые потоки (причем лучистый тепловой поток должен создаваться, как и в натурных условиях, излучением заторможенного у поверхности объема газа), энтальпия торможения (скорость набегающего потока), давление торможения (плотность набегающего потока), число Маха, состав атмосферы. Такое одновременное моделирование необходимого набора параметров встречается крайне редко [2].

Среди всех существующих в мире установок торцевой холловский ускоритель (ТХУ), созданный в Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова, в полном объеме способен выполнять все необходимые условия для проведения таких экспериментов, где одновременно моделируются перечисленные выше параметры [3]. В настоящее время ТХУ широко используется как газодинамическая установка для экспериментальной отработки теплозащитных материалов и исследования высокотемпературного тепло- и массообмена. Принципиальной схемой проведения эксперимента на ТХУ является нормальная осесимметричная схема исследования цилиндрических моделей ТЗМ, что позволяет определять параметры тепло- и массообмена в окрестности критической точки торможения плазмы.

В ТХУ плазменная струя находится под воздействием сильного внешнего магнитного поля. Соленоид располагается таким образом, что в зоне ускорения создается магнитное поле, имеющее как аксиальную, так и радиальную составляющие. Наличие сильного внешнего магнитного поля позволяет создавать высокоскоростные потоки плазмы большой мощности с относительно малой статической энтальпией, благодаря чему обходятся ограничения, связанные с лучистыми потерями в элементы конструкции установки. В ТХУ энергия подводится не столько для разогрева газа, сколько для придания ему кинетической энергии, что позволяет вложить большое количество энергии в газ без разрушения разрядной камеры ускорителя и получать высокие энтальпии торможения. Величин индукций магнитного поля $B \ge 1$ Тл и токов разряда J = 50-3600 А достаточно для того, чтобы разгонять плазменные потоки высокой плотности до гиперзвуковых скоростей (расход рабочего газа G = 0, 1-12, 0 г/с). Генерируемый поток плазмы достигает скоростей нескольких

десятков километров в секунду, а уровень теплового потока к поверхности испытуемых образцов теплозащиты – до 40 МВт/м² при энтальпии торможения до 150 МДЖ/кг. В качестве рабочего тела на ТХУ используется как воздух, так и CO₂.

Уникальность ТХУ состоит в том, что на установке моделируются реальные условия обтекания крупномасштабных образцов и фрагментов тепловой защиты в отсутствие загрязняющих примесей в потоке газов. Плазма, генерируемая ТХУ, не содержит продуктов эрозии электродов, что подтверждено спектральным анализом плазменной струи. ТХУ обладает достаточным временем действия (от долей секунды до нескольких минут), быстро достигает условий квазистационарного режима при различных значениях плотности теплового потока. На рис. 1 представлена фотография зоны торможения плазмы в процессе эксперимента.



Рис. 1. Фотография зоны торможения потока плазмы, $q_{\Sigma} = 10 \text{ MBt/m}^2$

На ТХУ, в отличие от плазмотронов, лучистый тепловой поток к лобовой поверхности модели создается, как и в натурных условиях, излучением заторможенного у поверхности объема газа (ударной волны), пространственная структура которого подобна натурной. При этом излучающий объем газа расположен над поверхностью преграды, что не препятствует проникновению вакуумного ультрафиолета к этой поверхности. С целью подтверждения данного факта был проведен спектральный анализ плазмы ТХУ в свободной струе и в сжатом слое.

Спектроскопические измерения, проводимые на ТХУ, являются наиболее информативными в условиях неравновесной плазмы. В процессе проведения измерений было установлено, что в сжатом слое резко возрастают интенсивности излучения линий атомов и ионов рабочего газа, которые играют существенную роль с точки зрения радиационного теплообмена, причем на видимую, ультрафиолетовую и вакуумную области спектра приходится основная доля излучения. Зона релаксации, как было установлено экспериментально, меньше толщины сжатого слоя, поэтому вклад излучения из этой зоны в полный поток не является определяющим. Значения коэффициентов поглощения при высоких температурах быстро приближаются к граничным, и это в сочетании с более высокой температурой в сжатом слое приводит к тому, что лучистая составляющая теплового потока определяется процессами, происходящими в излучающем перед преградой объеме газа [4, 5]. Это дало возможность провести оценку лучистого теплового потока с использованием многогруппового описания зависимости коэффициента поглощения от температуры и давления [6]. Расчеты выходных параметров ТХУ были сделаны в соответствии с методиками, представленными в [7, 8]. Параметры ТХУ на режимах, где реализуются тепловые потоки, характерные для сверх- и гиперболических входов, представлены в табл. 1.

Таблица 1

q_{Σ} , MBt/m ²	<i>J</i> , A	<i>Н</i> [*] , МДж/кг	<i>р</i> 1, атм	<i>р</i> ₂ , атм	<i>v</i> ₂ , м/с	М	<i>H</i> ₀ , МДж/кг	$q_{_{\mathcal{I}\mathcal{Y}\mathcal{Y}}}, MBT/M^2$	η_{ten}	$\eta_{\kappa u \mathrm{H}}$
10	1040	19,67	0,0021	0,20	10400	11,4	57,8	1,9	0,89	0,94
20	1500	28,55	0,0025	0,30	12500	13,5	82,1	8,8	0,89	0,95
30	1880	35,88	0,0025	0,32	14000	14,2	103,2	14,5	0,86	0,95
40	2600	49,78	0,0031	0,24	16500	12,9	145,2	19,0	0,73	0,93

Параметры торцевого холловского ускорителя

Обозначения

H – энтальпия, МДж/кг; H_0 – энтальпия торможения, МДж/кг J – разрядный ток, А; M – число Маха; p – давление, атм; q – плотность теплового потока, МВт/м²; v – скорость потока, м/с; η – КПД. Индексы: Σ – суммарный; кин – кинетический; луч – лучистый; теп – тепловой; 1 – свободная струя, 2 – сжатый слой; * – разрядная зона.

Литература

1. Анфимов Н. А., Румынский А. Н. Лучисто-конвективный теплообмен и теплозащита космических аппаратов, спускаемых на поверхность Земли и других планет Солнечной системы. Проблемы механики и теплообмена в космической технике / Под ред. О. М. Белоцерковского. М.: Машиностроение, 1982. – 272 с.

2. Bernard Laub Dr., Michael J., Wright Dr. E. Venkatapathy NASA Ames Research Center Moffett Field, CA / Thermal Protection System Design and the Relationship to Atmospheric Entry Environments [Electronic resource]. – 2008. – Mode of access: http://hdl.hadle.net/1853/26394. – Date of access: 10.11.2010.

3. Bugel M., Reynier P. and Smith A. Survey of European and Major ISC Facilities for Supporting Mars and Sample Return Mission Aerothermodynamics and Tests Required for Thermal Protection System and Dynamic [Electronic resource]. – 2010. – Mode of access: http://www.hindawi.com/journals/ijae/2011/937629/ – Date of access: 10.01.2012.

4. Hoshizaki H., Wilson K. Radiating Shock Layer about a Blunt Body // AIAA J. 1967. Vol. 5, No. 1. C. 29–42.

5. Полежаев Ю. В. Юревич Ф. Б. Тепловая защита / Под ред. А. В. Лыкова. М.: Энергия, 1976. – 392с.

6. Аношко И. А., Ермаченко В. С., Сандригайло Л. Е., Финченко В. С. Определение лучистого теплового потока в плазме торцевого холловского ускорителя // Тепловые процессы в технике. 2013. № 10. С. 457–462.

7. Аношко И. А., Ермаченко В. С. Расчет скорости течения плазмы на срезе сопла торцевого холловского ускорителя // ИФЖ. 2006. Т. 79, № 3. С. 102–108.

8. Аношко И. А., Ермаченко В. С., Пенязьков О. Г., Сандригайло Л. Е., Финченко В. С. Экспериментальная отработка тепловой защиты десантного модуля аппарата «ЭкзоМарс» // Тепловые процессы в технике. 2014. № 10. С. 475–481.

УДК 533.9.07; 536.42; 544.032; 533.6.07; 531.58

ПОЛУЧЕНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ЭКРАННОЙ ПРОТИВОМЕТЕОРНОЙ ЗАЩИТЫ НА ОСНОВЕ МНОГОСЛОЙНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ NiAl+Al₂O₃

В. М. Асташинский¹, П. П. Храмцов¹, В. А. Васецкий¹, В. М. Грищенко¹, М. Ю. Черник¹, И. А. Ших¹, А. И. Махнач¹, Ф. И. Пантелеенко², В. А. Оковитый², В. В. Оковитый², В. В. Углов³, Н. Н. Черенда³, В. И. Шиманский³

¹Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь ²Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь ³Белорусский государственный университет, г. Минск, Беларусь

Эффективность защиты объектов от повреждений при высокоэнергетическом воздействии определяется противоударной стойкостью используемых материалов. Применительно к противометеорной защите космических аппаратов высокопрочные материалы должны удовлетворять основным требованиям – минимальная плотность, высокие вязкопластичные свойства, твердость. Таким характеристикам соответствуют керамические плазменные покрытия.

Целью данной работы является разработка принципов формирования композиционных многослойных покрытий на моделях элементов экранов противометеорной защиты из порошков различного состава, высокотемпературная обработка полученных образцов, исследование свойств покрытий и баллистические испытания полученных моделей.

В качестве покрытий была нанесена твердая оксидная керамика (Al₂O₃) на подслой из металлического порошка (NiAl). Изменение параметров процесса, которые определяют, главным образом, уровень, разброс и распределение по радиусу пятна напыления температуры и скорости частиц, интенсивность теплового воздействия на поверхность детали, оказывает существенное влияние на прочность сцепления плазменного покрытия с основой. Для покрытий из металлических порошков NiAl силы сцепления между ламелями ограничиваются величиной остаточных и критических напряжений. Для Al₂O₃ основной механизм релаксации остаточных напряжений заключается в образовании микротрещин. Поэтому относительный уровень критических напряжений разрушения покрытия Al₂O₃ выше, чем NiAl. Оптимизация параметров напыления проводилась на основании получения максимального коэффициента использования материала (КИМ). На оптимальных режимах для NiAl (расход плазмообразующего газа азота 45 л/мин, ток 500 А, дистанция напыления 100 мм, фракция порошка 40-63 мкм, расход порошка 4,5 кг/ч) получены покрытия с КИМ 78%. На оптимальных режимах для Al₂O₃ (расход плазмообразующего газа азота 50 л/мин, ток 500 А, дистанция напыления 90 мм, фракция порошка 40–63 мкм, расход порошка 4,0 кг/ч, относительная скорость перемещения подложки V_п = 300 мм/с) получены покрытия с КИМ 61%. На основе разработанной технологии изготовлены модели элементов экранов с двухслойным композиционным покрытием – вязкий металлический слой NiAl и слой из твердой оксидной керамики Al₂O₃.

Обработка поверхности модели элементов экранов с двухслойным композиционным покрытием (вязкий металлический слой NiAl и слой из твердой оксидной керамики Al₂O₃) компрессионным плазменным потоком производилась, во-первых, для того, чтобы вызвать в поверхностном слое оксидной керамики нестационарные процессы плавления и перекристаллизации, приводящие к формированию высокопрочного поликристаллического слоя, во-вторых, чтобы в результате теплового импульсного воздействия улучшить характеристики сцепления вязкого металлического слоя NiAl и слоя из твердой оксидной

керамики Al₂O₃. С целью достижения достаточно высокой однородности воздействия компрессионного плазменного потока на технологическую поверхность производился выбор оптимального расстояния между МПК и элементом противометеоритной защиты в теплоотводящей оправке. В качестве рабочего газа использовался азот. Обработка поверхности модели элементов экранов с двухслойным композиционным покрытием проводилась на установке, представленной на рис. 1, при давлении остаточных газов в вакуумной камере 0,5 торр, емкость батареи конденсаторов МПК 600 мкФ. Напряжение на батарее конденсаторов МПК 7,3 кВ. Результаты фоторегистрации процесса взаимодействия компрессионного плазменного потока с поверхностью элемента противометеоритной защиты показаны на рис. 2.



Рис. 1. Взаимное расположение МПК и элемента противометеоритной защиты в теплоотводящей оправке, общий вид установки



Рис. 2. Взаимодействие компрессионного плазменного потока с поверхностью элемента противометеоритной защиты

б

Общий вид элементов экранов с двухслойным композиционным покрытием – вязкий металлический слой NiAl и слой из твердой оксидной керамики Al_2O_3 – показан на рис. 3. На рис. 4 представлены микрофотографии поверхности двухслойных композиционных покрытий. Как видно из рис. 4, *a*, композиционное покрытие из твердой оксидной керамики Al_2O_3 представляет собой пористую структуру, состоящую из сплавленных частиц Al_2O_3 размером 10–15 мкм. В пространстве между частицами наблюдаются металлические вкрапления, образовавшиеся в результате эрозии электродов плазмотрона. После обработки поверхности двухслойных композиционных покрытий компрессионным плазменным потоком на ней в результате нестационарных процессов плавления и перекристаллизации образуется высокопрочный поликристаллический слой. При этом те области поликристаллического слоя, где были металлические вкрапления, оказались окрашенными в различные цвета в зависимости от химического состава вкрапления.



Рис. 3. Образцы элементов экранов с двухслойным композиционным покрытием: a – до обработки; δ – после обработки МПК



Рис. 4. Микрофотографии поверхности двухслойных композиционных покрытий (вязкий металлический слой NiAl и слой из твердой оксидной керамики Al₂O₃) на моделях элементов защитных экранов: *a* – до технологической обработки поверхности элемента компрессионным плазменным потоком; *б* – после обработки

Результаты исследования микроструктуры поперечных сечений сформированных покрытий, проведенные с использованием растровой электронной микроскопии (РЭМ), представлены на рис. 5, *а*. Для увеличения площади поверхности анализируемого изображения шлиф поперечного сечения исходного образца был сделан под углом ~60° к нормали поверхности. Толщина покрытий (с учетом наклона образца) составляет около 375 мкм. При этом внутри самого покрытия присутствуют области, представляющие собой частицы оксида алюминия Al_2O_3 , а также светлые участки, в которых зафиксировано повышенное содержащие металлических включений. Между сформированным покрытием на основе оксида алюминия и подложкой на поперечном сечении обнаружено присутствие подслоя, содержащего алюминий и никель. Сформированные покрытия подвергались воздействию компрессионных плазменных потоков. На рис. 5, *б* представлены РЭМ-изображения участков центральной части покрытия на основе оксида алюминия после воздействия компрессионными плазменными потоками.



Рис. 5. РЭМ-изображение поперечного сечения покрытия: *а* – до воздействия компрессионных плазменных потоков, *б* – после воздействия

Анализ поперечного сечения покрытий, подвергнутых воздействию компрессионных плазменных потоков, показал формирование проплавленного слоя толщиной около 6–7 мкм, в котором присутствуют частицы металлов, нерастворенные в расплаве оксида (рис. 6).



Рис. 6. РЭМ-изображение поперечного сечения покрытия после воздействия компрессионных плазменных потоков (x5000)

Баллистические испытания описанного выше образца элемента экранной противометеорной защиты проводились на комбинированной легкогазовой установке «МПК-7», принцип работы и параметры которой описаны в [1]. На рис. 7 показан результат воздействия ударника из пирографита на образец противометеорной защиты повышенной стойкости (после воздействия МПК). В качестве метаемой частицы использовался графитовый шарик диаметром 2,5 мм, скорость которого составляла 4,8 км/с.





Рис. 7. Фотографии элемента экранной противометеоритной защиты повышенной стойкости после пробивания

В результате воздействия ударника на поверхности образца образовался кратер (*d* ~ 4мм), при этом часть композиционного покрытия в окрестности кратера отслоилась.

Литература

1. Храмцов П. П., Пенязьков О. Г., Васецкий В. А., Грищенко В. М., Махнач А. И., Ших И. А. Физические принципы работы двухстадийной легкогазовой магнитоплазменной метательной установки для баллистических испытаний в условиях глубокого вакуума // ИФЖ. 2015. Т. 88, № 5. С. 1118–1126.

УДК 583.591:539.3

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ НАНОСЕКУНДНОГО РЕЛЯТИВИСТСКОГО СИЛЬНОТОЧНОГО ЭЛЕКТРОННОГО ПУЧКА НА ТИТАНОВЫЙ СПЛАВ

С. А. Афанасьева, Н. Н. Белов, Е. Ф. Дударев, А. Н. Ищенко, А. Н. Табаченко, М. В. Хабибуллин, Н. Т. Югов

Национальный исследовательский Томский государственный университет, г. Томск, Россия

В данной работе исследуется откол в титановом сплаве ВТ6 при воздействии пучка электронов (β-частицы). Параметры математической модели [1] исследуемого материала: начальная плотность материала матрицы $\rho_0 = 4.45 \text{ г/см}^3$, объемная скорость звука в невозмущенном материале матрицы $c_0 = 5.11 \text{ км/с}$, модуль сдвига $\mu_m = 42.62 \text{ ГПа}$, предел текучести материала матрицы $\sigma_{sm} = 0.928 \text{ ГПа}$, термодинамический коэффициент Грюнайзена $\gamma_0 = 1.33$, критический объем пустот в единице объема $\xi_* = 0.1$, $3R_{\mu}T_0/A = 153 \text{ кДж/кг}$, R_{μ} – универсальная газовая постоянная, A – атомный вес, $T_0 = 293 \text{ K}$, температура плавления на начальной изохоре $T_{n0} = 2651 \text{ K}$, константы материала матрицы $\psi_1 = 3.4652$, $\psi_2 = 2.352$, $\psi_3 = 0.479$, $\psi_4 = 3.52$, $\alpha_0 = 1.0002$, $\alpha_{00} = 1.0002$, $\alpha_s = 0.62 \text{ ГПа}$.

Для оценки температуры материала, исходя из соотношений термодинамики, получено следующее приближенное соотношение:

$$T = T_0 \left\{ \exp[\gamma_0(1-\delta)] + \frac{A[\varepsilon - \varepsilon_s(\rho_m)](1+L_1)}{3R_{\mu}T_0(1+L_1/\delta)} \right\},$$

$$\varepsilon_s(\rho_m) = \begin{cases} \frac{3c_0^2}{\psi_1 - 4} \left\{ \frac{3}{\psi_1} \exp[\psi_1(1-\delta^{1/3})] - \delta^{-1} + \frac{\psi_1 - 3}{\psi_1} \right\} & \text{при} \quad \delta > 1, \\ \frac{9c_0^2}{2\psi_2^2} \left\{ \exp[\psi_2(1-\delta^{1/3})] - 1 \right\}^2 & \text{при} \quad \delta \le 1, \end{cases}$$

где $L_1 = \frac{\varepsilon \psi_1(\psi_1 - 4)}{3c_0^2(\psi_1 - 3)}, \ \delta = \frac{\rho_0}{\rho_m}, \ \rho_m -$ плотность материала матрицы.

Облучение пластин толщиной 3 мм из сплава ВТ6 проводилось при длительности импульса 0.05 мкс и плотности мощности $q_0 = 2.3 \cdot 10^{10}$ Вт/см².

В представленных расчетах полагалось: радиус зоны энергопоглощения – 3 мм, линейный коэффициент поглощения $\alpha_1 = 46 \text{ см}^{-1}$. Расчеты велись вплоть до момента образования откола. Откольная прочность сплава ВТ6 составляет 5.28 ГПа. Моментом завершения локального макроскопического разрушения тела является достижение объемом пустот в единице объема ξ критического значения $\xi_* = 0.1$, разрушение происходит хрупко. На рис. 1 представлены результаты расчета облучения образца толщиной 3 мм в виде распределения параметров потока в поле течения в плоскости симметрии цилиндрической системы координат (*x*, *r*, см) в различные моменты времени.

Воздействие электронного пучка приводит к плавлению, испарению и разлету материала на лицевой поверхности мишени, а также к ее откольному разрушению. Выход на тыльную свободную поверхность пластины ударной волны, сгенерированной пучком, вызывает увеличение скорости поверхности. Отражение ударной волны от поверхности

приводит к появлению волны разрежения. Вслед за ударной волной на поверхность выходит падающая волна разгрузки, которая вызывает уменьшение скорости поверхности. В процессе разрушения, являющегося следствием взаимодействия встречных волн разгрузки, растягивающие напряжения быстро релаксируют к нулю. В результате в растянутом материале появляется волна сжатия, которая выходит на поверхность в виде откольного импульса. Последующие колебания скорости вызваны многократными отражениями волн между тыльной поверхностью образца и плоскостью откола (рис. 2).



Рис. 1. Хронограмма облучения образца толщиной 3 мм: *a* – поле вектора скорости относительно *u_{max}*, *б* – поле давления (ГПа), *в* – зона разрушения, *г* – поле температуры (К)

Расчетная толщина откольного слоя в центре откола равна 0.42 мм (в эксперименте – 0.43 мм). Температура достигает значения $T \approx 14\,000$ К. Разлет вещества происходит с ускорением. Максимальное давление в момент времени 0.02 мкс, т. е. во время облучения, составляет $p \approx 19$ ГПа. Максимальное напряжение ($\sigma \approx 23.5$ ГПа) достигается к концу процесса

облучения (рис. 3). Поры образуются в жидкой фазе и в месте откола (рис. 4). Откольный импульс (1.82 ГПа) падает на свободную поверхность (рис. 5) и отражается от нее в виде волн разрежения (рис. 6). Откол скачкообразно увеличивает температуру с $T \approx 320$ К до $T \approx 450$ К (рис. 7).



В статье использованы результаты, полученные в ходе выполнения проекта № 9.1.02.2015 в рамках Программы «Научный фонд им. Д. И. Менделеева Томского государственного университета», а также гранта РФФИ №15-08-04118 а.

Литература

1. Афанасьева С. А., Белов Н. Н., Дударев Е. Ф., Табаченко А. Н., Хабибуллин М. В., Югов Н. Т. Разрушение мишеней при воздействии наносекундного релятивистского сильноточного электронного пучка // Изв. ВУЗов. Физика. 2013. Т. 56, № 2. С. 80–88.

УДК 629.788:536.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОМБИНИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНО-КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ СТЕНДА ТЕПЛОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Р. С. Балджиев, П. В. Просунцов

Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана, г. Москва, Россия r.baldji@yandex.ru

Одной из сложных проблем современной аэрокосмической техники является обеспечение эффективной тепловой защиты конструкций от действия высокоэнтальпийных газовых потоков. В настоящее время для создания тепловой защиты используются углеродкерамические композиционные материалы (УККМ) [1], рабочие температуры которых достигают 2000 К. Для испытания элементов теплозащитных конструкций из УККМ необходима соответствующая стендовая испытательная база.

Для проведения тепловых испытаний широкое распространение получили стенды радиационного нагрева на базе галогенных ламп накаливания (ГЛН). Однако рабочие температуры объектов испытаний на таких стендах не превышают 1500 К, что связано с нарушением вольфрам-галогенного цикла ламп. Таким образом, основным лимитирующим фактором при создании стендов тепловых испытаний на базе ГЛН является ограничение температуры их колб уровнем 1270 К [2].

В настоящей работе рассматривается возможность повышения температуры объектов испытаний для стендов радиационного нагрева на базе ГЛН до уровня 2000 К за счёт активного обдува колб ламп потоком сжатого воздуха.

Ввиду комбинированного характера теплообмена в рабочей зоне стенда анализ температурного состояния колб ГЛН представляет собой сложную многодисциплинарную задачу, в рамках которой моделируется одновременное и взаимосвязанное протекание переноса тепла посредством трех механизмов: теплопроводностью в объеме твердых тел, конвективным путем в воздушной среде, излучением в воздушной среде и частично-прозрачных телах. При этом поля температур, скоростей движения воздуха и излучения также являются взаимосвязанными и взаимовлияющими. Для решения данной задачи был использован модуль конечно-элементного пакета программ ANSYS Fluent, обладающий широкими возможностями для моделирования процессов комбинированного переноса тепла.

Поскольку длина колб ГЛН составляет порядка 250–400 мм, а их диаметр 11 мм, можно ограничиться моделированием двумерного процесса комбинированного теплообмена, что позволяет существенно сократить потребные вычислительные ресурсы. В рамках настоящего исследования считалось, что все материалы являются сплошными, однородными, недеформируемыми, термостабильными, с неизменным химическим составом и агрегатным состоянием. Плотность, теплоёмкость и теплопроводность материалов зависели от температуры, а их оптические свойства – от температуры и длины волны.

Модель рабочей зоны перспективного стенда радиационного нагрева на базе ГЛН с активным охлаждением (рис. 1) включает следующие элементы: девять ГЛН 2 мощностью 2,0 кВт каждая; объект испытания 6, представляющий собой образец из высокотемпературного УККМ, размером 100×100 мм² и толщиной 10 мм; блоки из материала ТЗМ-23М толщиной 50 мм для теплоизоляции рабочей зоны стенда 1, 7; радиационный экран 3, изготовленный из листовой жаропрочной полированной стали, толщиной 1 мм; два разделительных стекла толщиной 2 мм 4, 5, расположенных на расстоянии 4 мм друг от друга.



Рис. 1. Геометрическая модель рабочей зоны стенда: 1 – верний блок теплоизоляции, 2 – модель ГЛН, 3 – стальной экран, 4 – верхнее разделительное стекло, 5 – нижнее разделительное стекло, 6 – объект испытания, 7 – нижний блок теплоизоляции

В предложенной схеме стенда девять ГЛН установлены симметрично относительно центра образца. Расстояние между центрами ламп (межосевое расстояние) было выбрано равным 30 мм.

Особенностью стенда является охлаждение колб ГЛН, а также разделительных стекол и радиационного экрана потоком воздуха. Потоки воздуха в соседних зонах направлены навстречу друг другу, что уменьшает неравномерность температуры обдуваемых поверхностей. Для улучшения охлаждения колб применено шахматное расположение ГЛН в потоке охлаждающего воздуха. Скорость потока воздуха на входе в рабочую зону стенда составляет 5 м/с, а давление воздуха на выходе из рабочей зоны – 1 атм. Время работы стенда принято равным 300 с.

Для проведения моделирования использовался метод конечных элементов. Характерный размер элементов сетки составил 1 мм, общее количество элементов – 27 135 шт.

Результаты моделирования показывают, что:

• максимальная температура на поверхности образца составляет 2104 К;

• неравномерность распределения температуры по поверхности образца не превышает 5% (4,94%);

• максимальная температура колб составляет 1206 К.

При этом максимальные температуры верхнего и нижнего разделительных стекол составляют 820 и 1085 К соответственно. Температура экрана из листовой жаропрочной полированной стали не превысила 1020 К. Таким образом, температуры для всех элементов конструкции стенда не превышают максимально допустимых рабочих.

Максимально температура воздушной среды достигает 2000 К в узкой области над образцом и тепловой изоляцией. Максимальная скорость воздушного потока составляет 22 м/с и наблюдается в области действия «щелевого эффекта» между колбами ГЛН, разделительным стеклом и экраном. Расход воздуха на обдув рабочей зоны стенда составляет 0,05 кг/с.

На рис. 2 и 3 представлено распределение температуры в отдельных элементах стенда. Рис. 4 иллюстрирует изменение температуры на поверхности образца в процессе испытаний. Видно, что максимальная неравномерность температуры по поверхности образца достигает 126 К, а максимальный темп нагрева образца составляет 260 К/с.

По сравнению с традиционными стендами тепловых испытаний, в данном стенде для подвода охлаждающего воздуха в рабочую зону и утилизации горячего воздуха на выходе из рабочей зоны применяется специальная пневматическая система. Геометрическая модель этой системы приведена на рис. 5, а распределение скорости воздушного потока в системе представлено на рис. 6.



Рис. 2. Распределение температуры: *а* – в колбах ламп и разделительных стеклах; *б* – в объекте испытаний



Рис. 3. Параметры воздушной среды в рабочей зоне стенда: *a* – температура, К; *б* – скорость воздушного потока, м/с



Рис. 4. Изменение температуры в различных точках на поверхности образца во времени: 1 – центр; 2 – правый край; 3 – левый край

Рис. 5. Геометрическая модель рабочей зоны стенда: 1 – камера расширения, 2 – рабочая зона стенда, 3 – камера утилизации горячего воздуха, 4 – патрубок подачи сжатого воздуха, 6 – патрубки подачи холодного воздуха, 6 – перфорированные перегородки





Таким образом, показана возможность создания перспективного стенда радиационного нагрева на базе ГЛН, который может быть использован для испытания образцов высокотемпературных УККМ с рабочими температурами до 2100 К.

Отдельные результаты настоящей работы получены в рамках работ по Соглашению о предоставлении субсидии № 4.577.21.0099 с Министерством образования и науки Российской Федерации. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований (проекта) RFMEFI57714X0008.

Литература

1. Johnson S. M. Thermal Protection Materials // NASA-Ames Research Center, Boston, MA. 2011. – 74 p.

2. Зворыкин Д. Б., Прохоров Ю. И. Применение лучистого инфракрасного нагрева в электронной промышленности. М.: Энергия, 1980. – 176 с.

УДК 629.7.018.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССООБМЕНА И ТЕЧЕНИЯ В ВЫСОКОЭНТАЛЬПИЙНОЙ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТРУЕ НА ВЫХОДЕ ИЗ МАГНИТОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УСКОРИТЕЛЯ

Н. И. Батура, В. А. Битюрин, Э. Б. Василевский, Н. Г. Журкин, А. В. Хандурин

Центральный аэрогидродинамический институт имени Н. Е. Жуковского (ЦАГИ), г. Жуковский, Россия

Исследование абляционных характеристик теплозащитных материалов необходимо проводить в высокоскоростном равномерном по сечению и времени потоке при высокой энтальпии H_0 и при высоком давлении за прямым скачком уплотнения P_s . При этом длительность проведения эксперимента из-за инерционности процессов прогрева образца теплозащитного материала должна быть значительной – не менее 5 с [1]. Однако при подогреве газа до столь высоких энтальпий в форкамере аэродинамической трубы диссоциация газа неизбежна.

Расчеты [2] показывают, что эти трудности возможно преодолеть в аэродинамической трубе (АДТ) с подводом энергии к потоку за критическим сечением сопла. В установках с

магнитогазодинамическим (МГД) ускорением газа повышение энтальпии может осуществляться локализованными порциями, а падение статического давления P_{∞} может быть скомпенсировано воздействием на газ объемной силы Лоренца.

При высокоскоростном полёте летательного аппарата (ЛА) полная энтальпия практически полностью определяется скоростью ЛА $H_0 = U^2/2$. Однако в традиционных высокоэнтальпийных АДТ величина полной энтальпии определяется не столько скоростью потока, а, в значительной мере, статической энтальпией H_s и энтальпией неравновесных «замороженных» энергетических состояний компонентов газового потока H_b :

$$H_0 = H_s + H_b + \frac{U^2}{2}, (1)$$

где H_0 – полная энтальпия потока, H_s – статическая энтальпия, H_b – энтальпия неравновесных «замороженных» энергетических состояний компонентов газового потока, U – скорость летательного аппарата.

В АДТ с магнитогазодинамическим ускорением потока (СМГДУ) (рис. 1) энтальпия торможения H_0 определяется, в значительной мере скоростью потока, однако доля статической и замороженной энтальпии заметна [3]: доля энергии на прирост полной энтальпии газа $\eta \approx 86\%$, а доля энергии на прирост кинетической энергии газа $k \approx 62\%$.



Рис. 1. Внешний вид СМГДУ

СМГДУ в настоящее время состоит из двух энергетических элементов: электродугового подогревателя (ЭДП) мощностью ~300 кВт и МГД-ускорителя газа мощностью ~2000 кВт (рис. 2).



Рис. 2. Схема установки СМГДУ: 1 – источник горячего газа (ЭДП), 2 – камера смешения, 3 – устройство подачи присадки, 4 – первичное сопло (М = 2), 5 – МГД-ускоритель с электродами и магнитом, 6 – вторичное сверхзвуковое сопло, 7 – рабочая часть, 8 – сверхзвуковой диффузор

В ЭДП имеет место нагрев воздуха до эффективной температуры торможения $T_{0.9\varphi} = 3500$ К при эффективном давлении торможения $P_{0.9\varphi} = 40$ кПа. При совместной работе с МГД-ускорителем эффективная температура торможения составляет $T_{0.9\varphi} = 12000$ К при эффективном давлении торможения $P_{0.9\varphi} = 400$ кПа.

В трубе с МГД-ускорителем параметры торможения по длине канала переменны из-за воздействия на них пондеромоторных сил и джоулевой диссипации тепла. Для их определения использовалась методика, основанная на численном решении обратной задачи, когда определённые экспериментально параметры использовались в качестве начальных и граничных условий при решении системы уравнений, описывающих поток. Для определения не измеряемых параметров производилось решение магнитогазодинамических уравнений в предположении, как термодинамического равновесия, так и его отсутствия с учётом физико-химической кинетики. К системе уравнений, описывающих химические реакции в воздухе, добавлялись реакции ионизации присадки щелочных металлов. Учитывались потоки энергии от колебательных степеней свободы к поступательным. Из анализа параметров на выходе из МГД-канала установлено, что для случаев термодинамического равновесия или его отсутствия основные параметры потока: скорость U и плотность ρ_{∞} различаются незначительно (соответственно $U_{\infty} = 5100$ и 4895 м/с, $\rho_{\infty} = 1,11\cdot10^{-2}$ и $1,14\cdot10^{-2}$ кг/м³).

Основными характеристиками абляционного материала, исследуемыми в высокотемпературном потоке аэродинамической трубы, являются безразмерная скорость уноса массы абляционного материала m^* и температура внешней поверхности T_w . Эти характеристики, как правило, определяются для стационарного режима уноса. Если период достижения стационарной скорости уноса существенно меньше, чем остальное время опыта, то переходным режимом можно пренебречь. Именно такой подход обычно применяется при анализе экспериментальных результатов при исследовании абляционных характеристик материалов.

По результатам исследований получено (рис. 3), что температура внешней поверхности $T_{w\pi}$ торца цилиндра, обтекаемого таким потоком, возрастала от $T_{w\pi} = 900$ °C до максимальной $T_{w\pi} = 2000$ °C за время приблизительно t = 0,08 с и далее пульсировала с частотой ~10 Гц и амплитудой $\Delta T_w = 100$ °C при средней температуре $T_{w\pi} = 1930$ °C.



Рис. 3. Временная зависимость яркостной температуры поверхности образца, осредненной по центральной части торца при работающем МГД-ускорителе

Экспериментально определены абляционные характеристики материала ВШ-4-120 в высокоскоростном потоке воздуха, подогреваемого только ЭДП (без МГД-ускорения), при энтальпии торможения $H_0 = 5640$ кДж/кг и давлении торможения в критической точке обтекаемого тела $P_s = 50$ кПа, диаметре продольно обтекаемого образца d = 20 мм с плоским торцом. Установлено, что отношение удельной линейной скорости уноса массы образца к удельной массе невозмущенного набегающего потока составило

$$ml = \frac{m}{\rho_{\infty} U_{\infty}} = 0,27 , \qquad (2)$$

а яркостная температура поверхности торца вблизи оси образца $T_{ws} = 1600$ °C.

Отметим, что в СМГДУ проводились разнообразные исследования, например, изучалось влияние магнитных полей на характер обтекания ЛА [4]. Работа мотивирована интересом к магнитогазодинамическим эффектам при обтекании летательного аппарата высокоскоростным ионизированным потоком как к возможному средству воздействия на аппарат с целью управления и снижения теплового потока.

Эффекты изменения параметров обтекания при включении поля принято характеризовать величиной электропроводности потока σ , магнитной индукцией электромагнитных катушек *B*, размерами зоны взаимодействия поля и потока *L*, плотностью ρ и скоростью потока *U*:

$$S = \frac{\sigma B^2 L}{\rho U}.$$
(3)

При $S \ge 1$ уменьшается тепловой поток к объекту (~45%). Доказано, что взаимодействие поля и ионизированного потока приводит к появлению сил, воздействующих и на поток, и на обтекаемую им модель ЛА.

Данная работа выполнена при поддержке Фонда фундаментальных исследований России (РФФИ), грант № 14-08-00971 –а.

Литература

1. Borovoy V. Ya., Egorov I. V., Vaganov A. V., Vasilevskiy E. B at al. Experimental researches in high temperature facilities of TsAGI // Proceeding of 4th European conf. for Aerospace Sciences (EUCASS), Saint Petersburg, Russia, July 4, 2011 – July 8, 2011. Symposium 2: Flight physics for aircraft and launch vehicles including re-entry bodies. No. 71, id: 602.

2. Алферов В. И., Дмитриев Л. М., Егоров Б. В. и др. К возможности воспроизведения в аэродинамических трубах параметров гиперскоростного потока и условий в камере сгорания ГПРВД // ТВТ. 2001. Т. 39, вып. 5. С. 743–747.

3. Алферов В. И., Бушмин А. С., Егоров И. В. Экспериментальное исследование обтекания простейших тел в гиперзвуковых трубах при близких значениях чисел Маха и Рейнольдса, но различных физических скоростях потока // МЖГ. 2015. № 1. С. 120–129.

4. Алферов В. И., Баранов Д. С., Битюрин В. А. и др. Об МГД-экспериментах в гиперзвуковых потоках // Энциклопедия низкотемпературной плазмы. Магнитоплазменная аэродинамика / Под ред. В. Е. Фортова. 2014. Т. 4.

УДК 535.391:621.376

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ НА МОДИФИКАЦИЮ ПОВЕРХНОСТИ МЕТАЛЛА ПРИ ЛАЗЕРНО-ПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКЕ

С. В. Васильев, А. Ю. Иванов

Гродненский государственный университет им. Я. Купалы, г. Гродно, Беларусь ion ne@mail.ru

Введение. Целью данной работы является исследование влияния электрических полей различной напряженности (от 0 до 10⁶ В/м) на пространственную и временную эволюцию лазерной плазмы, возникающей при воздействии миллисекундных лазерных импульсов на поверхности металлов (медь, алюминий, олово, свинец) и установление закономерностей формирования рельефа поверхностей облучаемых образцов.

Показано, что при изменении напряженности внешнего электрического поля различной полярности от 0 до 10^6 В/м в ходе воздействии лазерного излучения со средой плотностью потока ~ 10^6 Вт/см² на поверхности ряда металлов (Cu, Al, Sn, Pb) изменение особенностей эволюции плазменного факела на ранних стадиях носит количественный, а не качественный характер. В то же время характерные размеры капель вещества мишени, вынесенных из облученной зоны, существенно (в несколько раз) уменьшаются при увеличении амплитуды напряженности внешнего электрического поля независимо от его полярности.

Методика исследований и экспериментальная установка. Излучение рубинового лазера ГОР-100М (далее ЛИ), работавшего в режиме свободной генерации (длительность импульса $\tau \sim 1,2$ мс, $\lambda = 0,694$ мкм, временная форма импульса представлена на рис. 1), пройдя через фокусирующую систему, направлялось через отверстие в электроде на образец, который сам являлся вторым электродом. Образец располагался в воздухе при давлении 10⁵ Па. Диаметр *D* полученного таким образом пятна излучения с резкими краями варьировался в ходе экспериментов от 1 до 2 мм. Энергия лазерных импульсов Е₀ варьировалась в пределах от 5 до 60 Дж. Напряжение на электроды подавалось от источника, созданного на базе умножителя напряжения УН 9/27-13 блока ТВС-110. Источник позволял изменять напряжение в пределах до 25 кВ и при этом поддерживать его стабильным во время проведения эксперимента. Для изучения пространственной и временной эволюции лазерного факела в ходе воздействия ЛИ на образец использовался метод скоростной голографической киносъемки [1]. Межэлектродный промежуток помещался в одно из плеч интерферометра Маха – Цендера. Интерферометр освещался излучением рубинового лазера ($\lambda = 0.694$ мкм), работавшего в режиме свободной генерации. Длительность импульса излучения зондирующего лазера составляла ~400 мкс. Селекция поперечных мод зондирующего лазера осуществлялась диафрагмой, помещенной внутрь резонатора, а продольных – эталоном Фабри-Перо, использовавшимся в качестве выходного зеркала. Зондирующее излучение направлялось в коллиматор, позволявший получать параллельный световой пучок диаметром до 3 см, что позволило наблюдать за развитием пароплазменного облака.

Интерферометр был состыкован со скоростной фоторегистрирующей камерой СФР-1М, плоскость фотопленки в которой была сопряжена с меридиональным сечением воздействующего на образец лазерного луча при помощи объектива. Скоростная камера работала в режиме лупы времени. Описанная схема позволяла регистрировать развернутые во времени голограммы сфокусированного изображения лазерного факела. Полученные отдельные кадры голограмм обеспечивали временное разрешение не хуже 0,8 мкс (время экспозиции одного кадра) и пространственное разрешение по полю объекта ~50 мкм. Дифракционная

эффективность голограмм позволяла в стационарных условиях восстанавливать и регистрировать интерференционные и теневые картины исследуемого процесса.



Рис. 1. Осциллограмма импульса излучения лазера ГОР-100М. Скорость развертки 200 мкс/дел

Экспериментальные результаты. Экспериментальные исследования показали, что при любой полярности приложенного напряжения (на облучаемый образец подавался как положительный, так и отрицательный потенциал относительно электрода) топография кратера практически идентична и определяется распределением энергии по пятну фокусировки лазерного излучения. Полученные на основании обработки интерферограмм данные по распределению плотности свободных электронов плазмы испаренного металла в различные моменты времени показывают, что несмотря на неравномерность энергии по пятну фокусировки ЛИ, линии, равной концентрации электронов, имеют практически гладкий вид, что свидетельствует об относительно однородной ионизации паров эродированного вещества. Существенно, что, несмотря на значительное увеличение во времени объема плазменного образования, средняя плотность электронов в факеле остается практически неизменной и даже несколько увеличивается, что может быть связана как с постоянным увеличение вышесенного вещества, так и с вторичной ионизацией плазмы ЛИ. Отметим, что наличие внешнего электрического поля слабо влияет на концентрацию электронов в лазерном факеле.

При подаче как положительного, так и отрицательного потенциала на образец на его поверхности после лазерного воздействия наблюдается множество мелких капель (рис. 2). В частности, при энергии ЛИ E = 20 Дж, диаметре пятна фокусировки излучения D = 2 мм и напряженности электрического поля 10^6 В/см наблюдался вынос капель со средним характерным размером менее 0,1 мм на расстояние от 0 до 2 см от центра лунки. Максимальный характерный размер капель равнялся ~0,4 мм. При отсутствии внешнего электрического поля средний размер капель составлял ~0,4 мм. Капли были заметны на расстоянии до ~1 см от центра лунки.



Рис. 2. Фотографии микрорельефа поверхности внешней зоны кратера

В соответствии с приведенными результатами динамика процессов, происходящих на поверхности образца, помещенного во внешнее электрическое поле с напряженностью от 0 до 10⁶ В/м и подвергающегося воздействию импульсного ЛИ с указанными выше параметрами, представляется следующей. Первичное плазмообразование и начальные стадии развития лазерного факела принципиально не отличаются от наблюдаемых в отсутствие внешнего электрического поля. Металл плавится и испаряется. За счет локального паро- и плазмообразования начинается формирование эрозионного факела с мелкодисперсной жидкокапельной фазой. Отметим, что объемному парообразованию способствуют газы, растворенные в металле, и пространственно-временная неоднородность лазерного излучения. При плотностях потока $q \sim 10^6 - 10^7$ Вт/см² объемное парообразование характерно для всех использованных в экспериментах металлов. Разумеется, наличие внешнего электрического поля влияет (увеличивает или уменьшает в зависимости от направления вектора напряженности поля) скорость перемещения плазменного фронта и несколько искажает форму плазменного облака, но эти отличия не являются качественными. Существенно, что указанные отличия (при рассматриваемых параметрах ЛИ) наблюдаются только на начальной стадии развития лазерного факела, поскольку после достижения пароплазменным облаком электрода происходит электрический пробой (короткое замыкание), и внешнее поле в межэлектродном промежутке исчезает.

Обсуждение результатов. Рассмотрим теперь движение капель расплавленного металла в пароплазменном облаке. Значительная разница характерных размеров капель, наблюдаемых на поверхности облученного образца в присутствии внешнего электрического поля (независимо от направления вектора напряженности поля) и в его отсутствие, на наш взгляд, свидетельствует о следующем механизме формирования капель. Известно, что на поверхности жидкости (в том числе и жидкого металла) под действием разнообразных возмущений могут формироваться гравитационно-капиллярные волны [2]. К таким возмущениям, безусловно, можно отнести и пространственно-неоднородное испарение вещества мишени вследствие ее неравномерного нагревания из-за неоднородного распределения энергии по пятну фокусировки ЛИ, и неравномерное первичное плазмообразование, обусловленное шероховатостью поверхности облучаемого образца, и, в первую очередь, выплескивание расплавленного металла, инициируемое каждым пичком воздействующего на облучаемый образец ЛИ [3]. Методом, изложенным в работе [2], можно показать, что при незначительной толщине слоя расплавленного металла (о чем свидетельствует вид «внешней» (наплавленной) зоны кратера и, в частности, отсутствие буртиков значительной высоты на границе лунки) уравнение дисперсии для гравитационно-капиллярных волн имеет ВИД

$$\omega^{2} = \frac{\alpha k^{3}}{\rho} + g k - \frac{k^{2} E_{0}^{2}}{4 \pi \rho},$$

где α – коэффициент поверхностного натяжения жидкого металла, ρ – плотность жидкого металла, g – ускорение свободного падения, k – модуль волнового вектора гравитационнокапиллярной волны, E_0 – напряженность электрического поля на поверхности расплавленного металла z = 0 (ось z направлена перпендикулярно облучаемому образцу в сторону источника ЛИ, $\vec{E}_0 \| \vec{z}_0$).

Поскольку частота гравитационно-капиллярных волн ω определяется временными характеристиками вышеупомянутых возмущений и, следовательно, не зависит от напряженности электрического поля E_0 , при увеличении модуля E_0 (независимо от направления вектора \vec{E}_0) модуль волнового вектора $k = 2\pi/\Lambda$ должен возрастать, а длина гравитационно-капиллярной волны Λ – уменьшаться. Если предположить, что капли «срываются»

потоком плазмы с «вершин» гравитационно-капиллярной волны и, следовательно, их характерный размер пропорционален Λ , становится понятным, почему при наличии внешнего электрического поля (при любом его направлении) наблюдавшийся экспериментально средний размер капель существенно уменьшался.

Вылетевшие капли имеют заряд того же знака, что и облучаемый образец. Поэтому капли начинают двигаться с ускорением ко второму электроду. Однако с учетом того, что максимальная начальная скорость вылета капель для аналогичных условий воздействия [4] составляет ~45 м/с, т. е. на порядок меньше скорости разлета пароплазменного облака, к моменту пробоя межэлектродного промежутка капли не успевают достичь электрода. В дальнейшем (в отсутствие внешнего электрического поля) капли двигаются под действием тех же сил, что описаны в работе [4]. При этом, набрав на стадии ускоренного движения в электрическом поле скорость, превышающую начальную, капли могут пролететь вдоль поверхности облучаемого образца большее расстояние, нежели без приложения электрического поля, что и наблюдается в ходе эксперимента. Кроме того, улетев от поверхности образца на большее расстояние и, следовательно, находясь до возвращения на указанную поверхность под воздействием плазмы в течение большего времени, они могут дробиться в большей степени, чем в отсутствие внешнего поля.

Заключение. Проведенные исследования показали, что при воздействии лазерного излучения со средней плотностью потока $\sim 10^6$ Вт/см² на поверхности ряда металлов (Cu, Al, Sn, Pb) во внешнем электрическом поле различной полярности с напряженностью до 10^6 В/м характерные размеры капель вещества мишени, вынесенных из облученной зоны, уменьшаются при повышении напряженности внешнего электрического поля в несколько раз. Возможно, это связано с длиной возбуждаемой на поверхности расплавленного металла гравитационно-капиллярной волны.

Литература

1. Барихин Б. А., Иванов А. Ю., Недолугов В. И. Скоростная голографическая киносъемка лазерной плазмы // Квантовая электроника. 1990. Т. 17, № 11. С. 1477–1480.

2. Рабинович М. И., Трубецков Д. И. Введение в теорию колебаний и волн. М.: Наука, 1984. – 432 с.

3. Босак Н. А. и др. Особенности формирования кратера на поверхности металла, облучаемого повторяющимися лазерными импульсами // Квантовая электроника. 1999. Т. 27, № 1. С. 69–72.

4. Васильев С. В., Иванов А. Ю., Ляликов А. М. Топография кратера, возникающего при действии лазерного импульса на поверхность металла // Квантовая электроника. 1995. Т. 22, № 8. С. 830–834.

УДК 535.391: 621.376

МОДИФИКАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОБРАЗЦА, НАХОДЯЩЕГОСЯ В ЖИДКОСТИ, ПРИ ЛАЗЕРНО-ПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКЕ

С. В. Васильев, А. Ю. Иванов, А. В. Копыцкий

Гродненский государственный университет им. Я. Купалы, г. Гродно, Беларусь ion ne@mail.ru

Введение. В наши дни заложены основные представления о механизмах разрушения твердых тел, находящихся в газовой среде, лазерным излучением с плотностью потока $\sim 10^5 - 10^6$ Вт/см². Целью данной работы является исследование процессов, протекающих вблизи мишени при воздействии излучения импульсного лазера с плотностью потока $\sim 10^6$ Вт/см² на металлический образец, расположенный в воде.

Экспериментально исследован процесс формирования парогазового образования у поверхности облучаемого металла. Исследованы особенности изменения формы и размеры парогазового «пузыря» на разных стадиях процесса, в том числе и после завершения лазерной обработки материала. Показано, что при использовании излучения лазера ГОР-100М, работающего в режиме свободной генерации (длительность импульса ~1,2 мс, плотность потока ~10⁶ Вт/см²), форма поверхности кратера, формирующегося на поверхности облучаемого образца, расположенного в воде, принципиально отличается от топографии лунки, сформировавшейся в результате воздействия лазерного импульса с теми же параметрами на аналогичный образец, окруженный воздухом при нормальном давлении (10⁵ Па). Показано, что существенное отличие формы поверхности кратера, сформировавшегося в результате воздействия лазерного импульса с одинаковыми параметрами на одинаковые образцы, окруженные воздухом и водой, определяется принципиально различным характером течения плазмы и парогазовой смеси в указанных случаях.

Методика исследований и экспериментальная установка. Излучение рубинового лазера ГОР-100М, работавшего в режиме свободной генерации (длительность импульса $\tau \sim 1,2$ мс, длина волны $\lambda = 0,694$ мкм), пройдя через фокусирующую систему, направлялось на образец, располагавшийся в кювете с водой. В качестве фокусирующих применялись как однолинзовые, так и двухлинзовые системы, которые позволяли строить изображение диафрагмы на поверхности образца. Это позволяло получать на поверхности мишени однородное пятно фокусировки излучения с резкими границами. Диаметр *D* полученного таким образом пятна излучения с резкими варьировался в ходе экспериментов от 1 до 2 мм.

Часть (~4%) лазерного излучения (ЛИ) направлялась передней гранью стеклянного клина в измеритель энергии ИМО-2Н, входной зрачок которого был расположен в фокальной плоскости линзы. Энергия лазерных импульсов E_0 варьировалась в пределах от 5 до 60 Дж. Коаксиальный фотоэлемент ФЭК-14, сигнал с которого подавался на вход осциллографа С8-13, использовался для регистрации временной формы лазерного импульса.

Для изучения пространственной и временной эволюции лазерного факела в ходе воздействия ЛИ на образец использовался метод скоростной голографической киносъемки [1]. Межэлектродный промежуток помещался в одно из плеч интерферометра Маха – Цендера. Интерферометр освещался излучением рубинового лазера ($\lambda = 0,694$ мкм), работавшего в режиме свободной генерации. Длительность импульса излучения зондирующего лазера составляла ~400 мкс. Селекция поперечных мод зондирующего лазера осуществлялась диафрагмой, помещенной внутрь резонатора, а продольных – эталоном Фабри – Перо, использовавшимся в качестве выходного зеркала. Зондирующее излучение направлялось в

коллиматор, позволявший получать параллельный световой пучок диаметром до 3 см, что позволило наблюдать за развитием пароплазменного облака.

Интерферометр был состыкован со скоростной фоторегистрирующей камерой СФР-1М, плоскость фотопленки в которой была сопряжена с меридиональным сечением воздействующего на образец лазерного луча при помощи объектива. Скоростная камера работала в режиме лупы времени. Описанная схема позволяла регистрировать развернутые во времени голограммы сфокусированного изображения лазерного факела. Полученные отдельные кадры голограмм обеспечивали временное разрешение не хуже 0,8 мкс (время экспозиции одного кадра) и пространственное разрешение по полю объекта ~50 мкм. Дифракционная эффективность голограмм позволяла в стационарных условиях восстанавливать и регистрировать интерференционные и теневые картины исследуемого процесса.

Экспериментальные результаты. Экспериментальные исследования показали, что топография кратера, полученного при воздействии лазерного излучения на свинцовый образец, погруженный в воду (рис. 1), существенно отличается от формы поверхности кратера, сформировавшегося в результате воздействия лазерного импульса с теми же параметрами на аналогичный образец, окруженный воздухом при нормальном давлении (10⁵ Па, рис. 2).



Рис. 1. Фотографии кратеров, полученных при воздействии на свинцовый образец, расположенный в воде, лазерных импульсов с энергией 10 Дж (*a*), 20 Дж (*б*), 40 Дж (*в*)



Рис. 2. Фотография кратера, полученная при воздействии на свинцовый образец, расположенный в воздухе, лазерного импульса с энергией 40 Дж (*a*) и топограмма кратера (б)

На рис. 3 представлены теневые картины, восстановленные с голограмм, зарегистрированных описанным методом в различные моменты времени после начала воздействия излучения на вещество. Видно, что у поверхности облучаемого образца формируется парогазовое образование («пузырь»), форма которого первоначально близка к сферической. Образование быстро увеличивается в размерах, особенно на ранних стадиях процесса. Приблизительно через 1 мс после начала воздействия форма «пузыря» начинает изменяться, на оси лазерного пучка формируется выпуклость. После прекращения воздействия (~1,2 мс) размеры парогазового образования стабилизируются, и только через ~1,5 мс начинается его медленный распад. Существенно, что при этом не только уменьшаются размеры «пузыря», но и случайным (не повторяющимся от одного эксперимента к другому) образом изменяется его форма. Но даже через 3 мс после начала воздействия лазерного излучения на поверхность металла (т. е. через ~1,8 мс после прекращения воздействия) пароплазменное образование не исчезает.



Рис. 3. Теневые картины парогазового образования, зарегистрированные через 10 (*a*), 50 (*б*), 500 (*в*), 1200 (*г*), 2000 (*д*), 3000 (*е*) мкс после начала лазерного воздействия на свинцовый образец. Диаметр поля зрения 4 см

Обсуждение результатов. Решение системы уравнений движения двухкомпонентной (пары свинца и воды) системы приводит к следующим результатам.

На первой стадии ($t \le 10$ мкс), ввиду высоких плотности и температуры ($T|r = r_0 = 7000$ К) продуктов эрозии, разлет плазмы подобен наблюдаемому при воздействии лазерного излучения на образец, расположенный в воздухе. Движение продуктов эрозии сверхзвуковое и практически одномерное (вещество радиально разлетается от центра пятна фокусировки излучения). При этом подукты эрозии охлаждаются, испаряя воду. Скорость перемещения границы пароплазменного «пузыря» \vec{U}_b также сверхзвуковая. Из зоны эрозии наблюдается интенсивный вылет капель свинца в конденсированном состоянии.

На второй стадии процесса (10 мкс $\leq t \leq 50$ мкс) движение продуктов эрозии попрежнему сверхзвуковое. Однако на этой стадии масса водяного пара уже значительно превышает массу продуктов эрозии, содержащихся в «пузыре». Скорость перемещения границы пароплазменного «пузыря» \vec{U}_b становится дозвуковой, скорость течения пара \vec{U} также дозвуковая и существенно меньше \vec{U}_b , но среднее значение $\left|\vec{U}\right|$ постепенно увеличивается. Движение содержимого пузыря по-прежнему практически одномерное. Часть испаренных продуктов эрозии выходят за пределы «пузыря» и образует водяной гель.

На третьей стадии процесса (50 мкс ≤ *t* ≤ 500 мкс) скорости всех компонент, наполняющих «пузырь», становятся дозвуковыми. Их перемещение по-прежнему практически

одномерное. Система уравнений движения компонент системы допускает линеаризацию и может быть решена аналитически. Так, например,

$$T(r,t) = \frac{4T_0 \Delta r}{\pi^3} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(1-(-1)^n)}{n^3} \exp\left(-\left(\frac{\pi n}{\Delta r}\right) A t\right) \frac{\sin\left(\frac{\pi n}{\Delta r}r\right)}{r},$$

где $T_0 = T | r = r_0$, $\Delta r = r_b - r_0$, $A = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\rho_{01} c_{p1} + \rho_{20} c_{p2}}$, $\rho_{01} = \frac{\mu_1 p | r = r_b}{R_u T | r = r_b}$, $\rho_{02} = \frac{\mu_2 p | r = r_b}{R_u T | r = r_b}$.

На четвертой стадии процесса ($t \ge 500$ мкс) течение водяного пара перестает быть одномерным. Достигнув границы «пузыря», поток водяного пара идет по касательной парогазового образования к мишени, достигает ее, идет вдоль мишени к центру вплоть до плазменного образования, нагревается и направляется навстречу лучу лазера вместе с продуктами эрозии. Таким образом, поток водяного пара, идущий к центру кратера, не дает вытекать жидкому металлу из лунки и вспенивает его. В зоне соприкосновения «прямого» и «обратного» течений образуются вихри, которые заполняют почти весь объем «пузыря». Этим объясняется случайный (не повторяющимся от одного эксперимента к другому) характер распада парогазового образования.

Заключение. Таким образом, существенно отличие формы поверхности кратера, сформировавшегося в результате воздействия лазерного импульса с одинаковыми параметрами на одинаковые образцы, окруженныей воздухом и водой, определяется принципиально различным характером течения плазмы и парогазовой смеси в указанных случаях.

Литература

1. Барихин Б. А., Иванов А. Ю., Недолугов В. И. Скоростная голографическая киносъемка лазерной плазмы // Квантовая электроника. 1990. Т. 17, № 11. С. 1477–1480.

УДК 62-978

ПРИМЕНЕНИЕ РЕШЕНИЯ ГРАНИЧНОЙ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЛАЗМЕННОГО ПОТОКА

Р. Р. Гареев, Н. М. Цирельман

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа, Россия

В машиностроении актуально использование процесса плазменного напыления материалов на поверхности деталей, позволяющего получать изделия с высокими эксплуатационными характеристиками при относительно низкой себестоимости изготовления и высокой производительности. Однако качество получаемых покрытий в значительной степени зависит от технологических параметров их нанесения. С целью оптимизации технологического осуществления этого процесса и контроля параметров при его реализации предложен и исследован метод определения температуры плазменного потока на срезе сопла атмосферного плазмотрона. Во избежание существенного влияния измерений на энтальпию плазменной струи и повышения точности измерений впервые предложено использовать аналитическое решение граничной обратной задачи нестационарной теплопроводности.

В настоящей работе описан метод определения температуры плазменного потока на срезе сопла атмосферного плазмотрона и приведены результаты его исследования. Метод основан на использовании значений температуры поверхности теплоприёмника, контактирующей с потоком плазмы, и теплового потока через неё при использовании аналитического решения одномерной граничной обратной задачи нестационарной теплопроводности (O3T). При этом полностью исключается влияние измерений на течение плазмы в канале.

Расчётные соотношения. Они включают в себя аналитическое решение одномерной граничной обратной задачи нестационарной теплопроводности, когда теплота распространяется в теплоприёмнике по направлению нормали 0x к внешней и к омываемой плазмой внутренней поверхности теплоприёмника. При аппроксимации измеренных во времени t значений температуры внешней поверхности теплоприёмника T(x,t) = f(t) и модуля её градиента $\partial T(x,t) / \partial(x) = \varphi(t)$ полиномиальными рядами

$$f(t) = \sum_{k=0}^{n} a_k t^k, \qquad \varphi(t) = \sum_{k=0}^{m} b_k t^k$$
 (1)

для искомых температуры T(x, t) и модуля её градиента $\frac{\partial T(x, t)}{\partial x}$ имеем [1]:

$$T(x,t) = \sum_{k=0}^{n} a_k \left[\sum_{i=1}^{k+1} \frac{k! t^{k-i+1} x^{2i-2}}{(k-i+1)! (2i-2)!} \right] + \sum_{k=0}^{m} b_k \left[\sum_{i=1}^{k+1} \frac{k! t^{k-i+1} x^{2i-1}}{(k-i+1)! (2i-1)!} \right],$$
(2)

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = \sum_{k=1}^{n} a_k \left[\sum_{i=2}^{k+1} \frac{k! t^{k-i+1} x^{2i-3}}{(k-i+1)!(2i-3)!} \right] + \sum_{k=0}^{m} b_k \left[\sum_{i=1}^{k+1} \frac{k! t^{k-i+1} x^{2i-2}}{(k-i+1)!(2i-2)!} \right].$$
(3)

Здесь $a = \lambda/(c\rho)$, λ , c и ρ – коэффициенты температуропроводности и теплопроводности, удельная теплоёмкость и плотность материала теплоприёмника соответственно; x – координата точки в теплоприёмнике, отсчитанная от места измерения на его наружной поверхности, τ и $t = a\tau$ – время и его модифицированное значение.

Расчетные зависимости для T(x, t) и $\partial T(x,t)/\partial x$ существенно упрощаются, если наружная поверхность теплоприёмника идеально теплоизолирована и при замене значения координаты *x* на толщину стенки теплоприёмника δ для температуры T_W , омываемой плазмой поверхности вставки-теплоприёмника, вместо формул (2) и (3) имеем соответственно

$$T_W = T\Big|_{x=\delta} = \sum_{k=0}^n a_k \left[\sum_{i=1}^{k+1} \frac{k! t^{(k-i+1)} \delta^{(2i-2)}}{(k-i+1)! (2i-2)!} \right],\tag{4}$$

а плотность теплового потока q_W в омываемую плазмой внутреннюю поверхность теплоприёмника с привлечением формулы (3) и гипотезы Фурье рассчитывалась как

$$q_{W} = -\lambda \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \bigg|_{x=\delta} = -\lambda \sum_{k=1}^{n} a_{k} \bigg[\sum_{i=2}^{k+1} \frac{k! t^{k-i+1} \delta^{2i-3}}{(k-i+1)! (2i-3)!} \bigg].$$
(5)

Идентификация температуры плазменного потока T_{Γ} на выходе из сопла плазмотрона производилась, основываясь на том, что плотность теплового потока от плазмы q_W во

внутреннюю поверхность теплоприёмника состоит из конвективной q_{κ} и лучистой q_{π} его составляющих

$$q_W = q_{\kappa} + q_{\pi}. \tag{6}$$

Конвективная составляющая потока энергии от плазмы к омываемой ею внутренней поверхности теплоприёмника рассчитывалась по формуле

$$q_{\kappa} = \alpha (T_{\Gamma} - T_{W}), \tag{7}$$

где α – коэффициент теплоотдачи, который определяется с прмивлечением известных уравнений теории подобия, T_{Γ} – температура плазмы.

Идентификация лучистой составляющей потока энергии от плазмы к омываемой ею внутренней поверхности теплоприёмника производилась нами с привлечением известной формулы [2]

$$q_{\pi} = \frac{\varepsilon_W + 1}{2} \varepsilon_{\Gamma} C_0 \left[\left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_W}{100} \right)^4 \right], \tag{8}$$

где ε_{Γ} – суммарная степень черноты плазменного потока при фиксированном давлении и длине пути излучения, ε_{W} – степень черноты поверхности теплоприёмника, $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·K⁴) – постоянная Больцмана.

С учётом (7) и (8) выражение (6) принимает вид

$$q_W = \alpha (T_\Gamma - T_W) + \frac{\varepsilon_W + 1}{2} \varepsilon_\Gamma C_0 \left[\left(\frac{T_\Gamma}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_W}{100} \right)^4 \right].$$
(9)

Искомое значение T_{Γ} устанавливалось в итерационном процессе до совпадения с наперёд заданной точностью левой и правой частей (9) при установленных из решения ОЗТ значений q_W и T_W .

Экспериментальное исследование. Измерения проводились на установке плазменного напыления с атмосферным плазмотроном ПУН-1. В плазмотроне деталь, формировавшая плазменную струю на выходе из плазмотрона и обеспечивавшая ввод напыляемого порошкообразного материала, была заменена на изготовленную из меди марки М1 (ГОСТ 859-2001) вставку-теплоприёмник.

Измерения производились с помощью установленных на наружной поверхности теплоприемника предварительно взаимно тарированных хромель-копелевых термопар. Кроме того, устанавливались дополнительные термопары на внешней поверхности тепловой изоляции (схема установки приведена на рис. 1.

На рис. 2 в качестве примера показано сглаженное квадратическими сплайнами с их сшивкой по функции и первой производной изменение во времени температуры тыльной поверхности вставки-теплоприёмника. На нём отброшенные значения температуры находятся ниже аппроксимирующей кривой.

На рис. З представлены временные зависимости для температуры T_W внутренней поверхности теплоприёмника и для плотности теплового потока q_W через неё, полученные в результате аналитического решения граничной ОЗТ, т. е. рассчитанные по формулам (4), (5).

На основании использования опытных данных и в итерационных расчётах с привлечением (9) получено значение температуры плазмы, равное 5198 К.



Рис. 3. Температура омываемой плазмой поверхности вставки-теплоприёмника (a) и плотность теплового потока через нее (δ), установленные из решения ОЗТ

Отметим, что такой результат согласуется с данными других исследователей, например, с работами И. С. Чуркина [3], посвящёнными исследованиям температуры плазменного потока в условиях, аналогичных нашим, при напылении порошковых материалов с помощью плазмотрона типа ПН-В1, входившего в состав установки воздушно-плазменного напыления типа УВПН-40, с данными полученными при использовании математического моделирования [4] и с результатами других работ [5–7].

Литература

1. Цирельман Н. М. Прямые и обратные задачи тепломассопереноса. М.: Энергоатомиздат, 2005. – 392 с.

2. Цирельман Н. М. Теория и прикладные задачи тепломассопереноса. М.: Машиностроение, 2011. – 503 с.

3. Чуркин И. С., Шустов Ф. И. Исследование факела плазмы воздушно-дугового плазмотрона для напыления с помощью водоохлаждаемого зонда // XXXVI Неделя науки СПбГПУ: Сб. ст. СПб: СПбГПУ, 2008. С. 65–66.

4. Mariaux G., Vardelle A. 3-D time-dependent modeling of the plasma spray process: Part 1: flow modeling // Int. J. of Thermal Sciences. 2005. No. 44. C. 357–366.

5. Лелевкин В. М., Семенов В. Ф. Теплообмен дуги в канале плазмотрона с пористой межэлектродной вставкой // Вестник КРСУ. 2002. № 4.

6. Kyoungjin Kim. Numerical simulation of capillary plasma flow generated by high-current pulsed power // Int. J. of Thermal Sciences. 2005. No. 44. C. 1039–1046.

7. Takehiko Sato, Masaya Shigeta, Daigo Kato, Hideya Nishiyama. Mixing and magnetic effects on a nonequilibrium argon plasma jet // Int. J. of Thermal Sciences. 2001. No. 40. C. 273–278.

УДК 536.521.2

ЗОНДОВЫЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ОБЪЕКТОВ В УСЛОВИЯХ СИЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОМЕХ

С. В. Горбатов, П. А. Давидович, И. В. Курносов, Э. В. Моргун, Е. М. Приходько, С. В. Шушков, Ф. В. Плевако

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь fplevako@itmo.by

Введение. Точное измерение температуры зондовым методом в условиях сильных электромагнитных помех представляет собой сложную задачу [1–3]. В эксперименте используют различные приборы – от термопарных преобразователей с гальванически развязанным измерителем до бесконтактных лазерных пирометров. Однако специфика научных исследований, например измерение температуры в СВЧ и индукционных печах, в электротермических реакторах, в нагревателях под высоким потенциалом и в других экстремальных условиях, часто не позволяет использовать стандартные методы.

Например, бывает необходимо точно знать тепловые характеристики каталитической ячейки в процессе частичного окисления метана, поскольку температура засыпки ниже оптимальной снижает производительность установки, а перегрев приводит к быстрому разрушению катализатора. Измерения же термопарными преобразователями возможны только после отключения микроволнового генератора, так как на их показания влияет собственный нагрев от микроволнового излучения.

Разработанный измеритель высокой температуры предназначен для определения температуры нагретых сред контактным способом с помощью погружаемых термозондов, оптический сигнал от которых поступает в блок управления. Такой способ термо-преобразования практически исключает влияние электромагнитных полей на показания температуры [4].

Устройство и работа измерителя температуры. Принцип действия прибора (рис. 1–3) состоит в следующем [5]. Оптическая система измерителя высокой температуры собирает тепловое излучение со дна термозонда, выполненного в виде защитного керамического чехла, и передает его по оптоволоконному кабелю в оптический коммутатор и далее в спектрофотометр. Температура определяется как параметр регистрируемого спектрального распределения в видимом и ближнем инфракрасном диапазоне путём прямой подгонки данных спектрофотометра к закону Планка.

Предусмотрено применение двух вариантов конструкции термозонда: керамический чехол с вложенным кварцевым оптоволокном до зоны сбора излучения или керамический

чехол со стандартным фитингом, оснащенным кварцевым коллиматором-линзой, установленным в «холодной» части чехла (рис. 1). В зависимости от диапазона измеряемой температуры и требуемых размеров термозондов каждый вариант обладает определенными преимуществами, что позволяет оптимизировать процесс измерений.



Рис. 1. Схемы термозондов: a – керамический чехол с вложенным кварцевым оптоволокном; δ – керамический чехол со стандартным фитингом, оснащенным кварцевым коллиматором: 1 – пятно сбора излучения, 2 – путь излучения, 3 – керамический чехол, 4 – стандартный фитинг, 5 – узел центрирования, 6 – кварцевая линза, 7 – оптоволоконный кабель, 8 – кварцевое оптоволокно, 9 – фитинг, 10 – крепежная гайка

Схема прибора представлена на рис. 2. Его многоканальная конструкция позволяет подключить несколько оптических датчиков разной конструкции одновременно, что расширяет измерительные возможности прибора (рис. 3). Основные характеристики прибора приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристика	Значение	Примечание			
Число каналов измерения	4	Число каналов измерения обусловлено примененным 4-канальным компактным оптическим коммутатором, изготовленным по MEMS технологии. Могут быть установлены 2, 4, 8, 13, 16 и 24-канальные оптические коммутаторы.			
Диапазон измеряемой температуры	600–2300 °C	Нижняя граница обусловлена использованием относительно недорогих оптических компонентов, а верхняя – допустимой температурой выпускаемых промышленностью защитных чехлов. Со специальными защитными чехлами возможны измерения температуры выше 2300 °C			
Погрешность	не хуже 0,5%	В диапазоне температуры 600–1200 °С			
Погрешность, ожидаемая	не хуже 0,5%	В диапазоне температуры 600–2300 °C			
Периодичность калибровки, ожидаемая	1 раз в год				
Размеры термозонда с	Диаметр 3 мм	Диапазон измеряемой температуры 600–1000 °C			
кварцевым оптоволокном	Длина 150-300 мм	Схема термозонда показана на рис. 1, а			
Размеры термозонда с	Диаметр 7–19 мм	Диапазон измеряемой температуры 600–2300 °C.			
коллиматором	Длина 300-600 мм	Схема термозонда показана на рис. 1, б			
Блок управления	Размеры 225х180х112 мм Вес 2,2 кг	Устройство прибора и внешний вид блока управления показаны на рис. 2			
Длина соединительных оптоволоконных кабелей	5 м	Возможно увеличение длины до 100 м и более			

Основные характеристики измерителя высокой температуры

Пример регистрации сигнала температуры во времени приведен на рис. 4. Как видно, среднее значение температуры и измерительный диапазон соответствуют показаниям образцовой термопары класса 1.





Рис. 2. Схема измерителя температуры: 1 – блок управления, 2 – спектрофотометр, 3 – оптический ключ, 4 – вентилятор, 5 – управление дисплея, 6 – экран, 7 – оптический кабель, 8–10 – термозонды

Рис. 3. Внешний вид измерителя температуры



Рис. 4 Сравнительные измерения температуры термопарой типа К (класс 1) и измерителем высокой температуры

Стабильность работы и долговечность прибора определяется в основном термохимической стойкостью материала термозонда, изготовленного на основе промышленно выпускаемых защитных керамических чехлов, предназначенных для установки термопар. В настоящее время доступны для применения, например, защитные чехлы из силицированного графита марки СГ-М, обладающие теплостойкостью до 2300 °С [6].

Применение зондового измерителя в теплофизическом эксперименте. Преимущества разработанного зондового измерителя проявляются, в частности, при измерении температуры каталитической ячейки с микроволновым нагревом [7].



Рис. 5. Экспериментальная установка: 1 – источник питания, 2 – измеритель мощности, 3 – волноводный тракт, 4 – система подачи и смешения газов, 5 – реактор

Установка, реализующая процесс частичного окисления метана (рис. 5), включает в себя реактор с каталитической ячейкой, систему подачи и смешения газов (метана и воздуха), блок измерения состава входной смеси и продуктов конверсии. Устройство микроволнового нагрева состоит генератора ИЗ (магнетрона), волновода, измерительной системы и согласования. Конструктивные параметры блока реактора, каталитической ячейки, волновода И измерительной системы получены численным расчетом с применением специализированного программного обеспечения, моделирующего распределение электромагнитного поля. Изготовленное устройство микронагрева обеспечивает энерговклад волнового В каталитическую ячейку на уровне 0.8-0.95 кВт при использовании магнетрона мощностью 1 кВт.

Преимуществом прямого микроволнового нагрева катализатора является минимальное время запуска установки. Величина температуры имеет важное значение для выбора оптимальных параметров проведения процесса и для оперативного управления. На показания обычной измерительной термопары

влияет ее собственный нагрев от микроволнового излучения, поэтому регистрировать показания температуры возможно лишь после выключения магнетрона.

Применение зондового измерителя позволяет регистрировать температуру в зоне микроволнового нагрева в реальном времени, в том числе появляется возможность включить параметр температуры в автоматизированный комплекс управления процессом.

Заключение. Предлагаемый измеритель высокой температуры сочетает в себе достоинства классических контактных (термопары) и оптических (пирометрия) методов температурных измерений. Прибор изготавливается как многоканальный для одновременного подключения серии различных оптических датчиков. Измеритель включает х86 компьютер и может быть легко интегрирован в АСУТП различного уровня. Схема с оптоволоконной развязкой практически исключает влияние электромагнитных помех на измеритель температуры.

Литература

Отт Г. Методы подавления шумов и помех в электронных системах. М.: Мир, 1979.
 − 318 с.

2. Харкевич А. А. Борьба с помехами. М.: Наука, 1965. – 276 с.

3. Клюев И. В. Новые технологии и приборы для измерения давления и температуры жидких и газовых сред // Информатизация и системы управления в промышленности. 2012. № 4. С. 40–47.

4. Magunov A. N. Spectral pyrometry (Review) // Instruments and Experimental Techniques. 2009. Vol. 52, No. 4. Pp. 451–472.

5. Горбатов С. В., Давидович П. А., Курносов И. В., Моргун Э. В., Приходько Е. М., Шушков С. В., Плевако Ф. В. Многоканальный помехоустойчивый зондовый измеритель высокой температуры // Тепло- и массоперенос–2014: Сб. науч. тр. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2015. С. 187–189.

6. Интернет-ресурс: http://umgrafit.ru/catalog/silicirovannye-grafity.

7. Горбатов С. В., Давидович П. А., Курносов И. В., Моргун Э. В., Приходько Е. М., Шушков С. В., Плевако Ф. В. Микроволновой нагрев каталитической ячейки на основе никеля в процессе частичного окисления метана // Тепло- и массоперенос–2013: Сб. науч. тр. / Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2014. С. 110–112.

УДК 621.793.1:533.93

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ НАПРАВЛЕННОГО ПОТОКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПЛАЗМЫ В СРЕДЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ГАЗА МЕТОДОМ ПРОБНОЙ ЧАСТИЦЫ

И. А. Иванов, И. В. Мисник

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь, ihar-ivanou@yandex.ru

Одним из технологических факторов, влияющим на процесс транспортировки металлической плазмы дугового разряда от источника формирования до поверхности конденсации плазменного потока, является давление технологического газа [1]. Величина этого давления определяет не только среднюю длину свободного пробега ионов потока, но также и величину средней энергии ионов и их распределение по энергиям. Знание основных закономерностей, определяющих зависимость пространственно-энергетических параметров потока от давления технологического газа, позволяет управлять структурой и фазовым составом осаждаемых покрытий.

Цель данной работы – используя метод пробной частицы прямого расчета траектории движения ионов плазменного потока, рассчитать пространственное распределение плотности и энергии ионов с учетом давления технологического газа.

Для анализа данных процессов предложена расчетная модель и численный алгоритм метода пробной частицы, описывающий процесс транспортировки рабочего вещества от испарителя к поверхности конденсации с учетом парных взаимодействий ионов плазменного потока с молекулами технологического газа [2]. Для расчетов по предложенному численному алгоритму написана программа на языке программирования Delphi 7, анализ результатов моделирования производился с применением программного пакета Statistica 10. Предложенный численный алгоритм позволяет учесть следующие технологические условия: расстояние от источника плазмы до поверхности изделия, диаметр катода, характерные размеры вакуумной камеры, размер изделия. Влияние давления технологического газа на процесс массопереноса в потоке низкотемпературной плазмы вакуумного дугового разряда оценивали по отношению длины свободного пробега ионов λ к расстоянию от испарителя до поверхности осаждения плазмы, в расчетах принята двухмерная модель потока. Расчет проводили для титановой плазмы в среде аргона. При задании начальной координаты точки вылета иона с поверхности катода-мишени использовалась процедура рандомизации в
предположении равномерности расположения катодных пятен вакуумной дуги на поверхности испарения катода-мишени.

Предварительные расчеты по предложенной модели показали, что с увеличением давления технологического газа (уменьшением отношения длины свободного пробега ионов к расстоянию от испарителя до поверхности осаждения) наблюдается уменьшение доли ионов, достигших поверхности нанесения к числу «запущенных» с поверхности катодамишени ионов (рис. 1). Поэтому для сопоставления результатов расчетов при разных режимах осаждения (разных давлениях технологического газа) контролировалось число частиц, достигших поверхности конденсации, которое принимали равным 80 000 (табл. 1), ширина камеры 1000 мм, диаметр катода 80 мм



Рис. 1. График изменения потерь ионов потока на транспортировку от источника до поверхности нанесения: a - длина поверхности нанесения 1000 мм, $\delta - 150$ мм

Для оценки пространственного распределения плотности потока в рабочем объёме вакуумной камеры и по поверхности изделия конечных размеров длина поверхности нанесения принималась равной 1000 мм (что соответствует размерам поперечного сечения вакуумной камеры) и 150 мм (для расчета параметров ионов потока вблизи поверхности изделия конечных размеров).

Таблица 1

Номер эксперимента	Расстояние источник- поверхность нанесения, мм	Давление технологического газа, Па	Число частиц, покинувших катод	Длина поверхности нанесения, мм
1	500	8,28.10-4	631 043	1000
2	500	$8,28 \cdot 10^{-4}$	1 223 179	150
3	5000	$8,28 \cdot 10^{-4}$	3 995 202	1000
4	5000	$8,28 \cdot 10^{-4}$	16 475 584	150
5	5000	8,28.10-3	15 652 341	1000
6	5000	8,28·10 ⁻³	75 540 712	150

Исходные данные численного моделирования

Результатами численного моделирования для исходных условий (см. табл. 1) являются: плотность распределения ионов по поверхности нанесения и распределение по энергиям ионов, достигших поверхности нанесения.

В случае, когда длина свободного пробега ионов потока низкотемпературной плазмы много больше расстояния l (условия эксперимента $\mathbb{N} \ 1$ – случай низкой величины давления технологического газа, табл. 1), то поток имеет ярко выраженную осевую направленность (рис. 2, *a*). Это соответствует известным результатам экспериментальных измерений распределения плотности потока [4]. В этом случае только 0,175% ионов, достигших поверхности изделия, теряют полностью свою кинетическую энергию в результате столкновения с частицами технологического газа. Доля частиц, достигших поверхности нанесения без потерь энергии, составляет 87,79% (рис. 2, *б*). Оставшаяся доля ионов испытывает случайные соударения с частицами технологического газа, что может сопровождаться их перезарядкой.



Рис. 2. Результаты численного моделирования для условий эксперимента № 1 (см. таблицу). Низкое давление технологического газа, $\lambda >> l$: *a* – пространственное распределение плотности (по вертикальной оси – число частиц, по горизонтальной – координата), *б* – распределение ионов по энергиям (по вертикальной оси – число частиц, по горизонтальной – энергия частицы, эВ)

Для условий численного эксперимента № 2 (осаждение на поверхность детали конечных размеров, расположенной на оси испарителя в случае $\lambda >> l$, см. табл. 1) 0,09% ионов, достигших поверхности изделия, теряют полностью свою кинетическую энергию, т. е. происходит рекомбинация этих ионов. Доля частиц, достигших поверхности нанесения без потерь энергии составляет 93,68%. Наибольшая плотность осаждаемого плазменного потока приходится на центр изделия, расположенного на оси испарителя. Сопоставление полученных расчетных данных говорит о том, что основная доля потерь энергии приходится на ионы, двигающиеся в периферийной области плазменного потока (вдали от оси испарителя).



Рис. 3. Результаты численного моделирования для эксперимента № 5 (см. таблицу), $\lambda \ll l: a$ – пространственное распределение плотности (по вертикальной оси – число частиц, по горизонтальной – координата), δ – распределение ионов по энергиям (по вертикальной оси – число частиц, по горизонтальной – энергия частицы, эВ)

В случае когда $\lambda \approx l$ (расчетные эксперименты $N \ge N \ge 3$ и 4) или $\lambda \ll l$ (расчетные эксперименты №№ 5 и 6, см. табл. 1) пространственное распределение плотности ионного тока также имеет осевую направленность, хотя и менее ярко выраженную, чем в случае $\lambda >> l$ (рис. 3, а). Плотность ионного тока практически одинакова во всех точках поверхности небольших изделий, расположенных на оси испарителя. В распределении ионов по энергиям происходят существенные изменения (рис. 3, б). Так, для условий эксперимента № 3, когда длина свободного пробега ионов потока низкотемпературной плазмы сопоставима с расстоянием от поверхности катода-мишени до поверхности конденсации потока ($\lambda \approx l$), 0,46% ионов, достигших поверхности изделия, рекомбинируют, т. е. полностью теряют свою кинетическую энергию. Доля частиц, достигших поверхности осаждения без потерь энергии составляет 69,17%. При этом также наибольшие потери энергии ионов наблюдаются на периферии плазменного потока. Осаждение на поверхность детали конечных размеров (численный эксперимент № 4), расположенной на оси испарителя в случае $\lambda \approx l$, показывает, что число ионов, достигших поверхности изделия, потерявших при этом полностью свою кинетическую энергию составляет 0.3%. Доля частиц, достигших поверхности детали конечных размеров без потерь энергии, также как и в случае численного эксперимента № 3, уменьшается на 20%, в сравнении с расчетами при $\lambda >> l$, и составляет 72,53%.

Для условий, когда длина свободного пробега ионов много меньше расстояния от поверхности катода-мишени до поверхности конденсации потока (см. условия численных экспериментов № 5 и 6 таблицы) потери плазменного потока на рекомбинацию составляют 88,6% ионов, независимо от размеров поверхности осаждения.

Проанализировав результаты численного моделирования, можно сделать следующие выводы:

1. Предложенная процедура задания начальной координаты точки вылета иона с поверхности катода-мишени приближена к равномерному распределению, что позволило с достаточной степенью точности смоделировать экспериментально наблюдаемую равномерность эрозионного испарения катода-мишени под действием хаотично перемещающихся по эродирующей поверхности катодных пятен вакуумной дуги.

2. Для случая, когда длина свободного пробега ионов потока много больше расстояния от поверхности катода-мишени до поверхности осаждения, около 99% ионов проходят объем вакуумной камеры, не теряя своей первоначальной энергии. Плазменный поток имеет ярко выраженную осевую направленность. С увеличением давления технологического газа этот процент уменьшается. Стоит отметить, что для всех случаев присутствуют ионы, достигающие поверхности изделия полностью теряя свою энергию (т. е. происходит их рекомбинация). Основная доля потерь энергии приходится на ионы, двигающиеся в периферийной области плазменного потока (вдали от оси испарителя).

3. Для условий, когда длина свободного пробега ионов много меньше расстояния от поверхности катода-мишени до поверхности конденсации потока потери плазменного потока на рекомбинацию составляют 88,6% ионов, достигших поверхности изделия, независимо от размеров поверхности осаждения.

Литература

1. Иванов И. А. Формирование состава технологического газа в процессе нанесения вакуумно-плазменных покрытий // Х Междунар. научн. конф. «Современные методы и технологии создания и обработки материалов». Технологии и оборудование механической и физико-технической обработки. Минск: ГНУ ФТИ НАН Беларуси, 2015. Кн. 2. С. 147–150.

2. Иванов И. А., Мисник И. В., Кармажи Х. Т. Е. Численное моделирование процессов массопереноса при вакуумно-плазменной обработке сталей // Литье и металлургия. 2014. № 4 (77). С. 70–73.

3. Дороднов А. М., Кузнецов А. Н., Леонтьев С. В. Методика инженерно-физического расчета электродугового источника плазмы для процессов нанесения покрытий в вакууме. М.: Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. – 35 с.

4. Плазменно-вакуумные покрытия / Под общ. ред. Ж. А. Мрочека. Минск: УП Технопринт, 2004. – 346 с.

УДК 621.793.71

НАНЕСЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКИХ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ САМОРАСПРОСТРАНЯЮЩЕГОСЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО СИНТЕЗА И ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ИМПУЛЬСНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

А. Ф. Ильющенко¹, А. И. Шевцов¹, В. М. Асташинский², А. Н. Чумаков³, Н. А. Босак³, А. М. Кузьмицкий², А. И. Лецко¹, Г. Ф. Громыко⁴, Н. П. Мацука⁴

¹Институт порошковой металлургии НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь ²Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь ³Институт физики им. Б. И. Степанова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь ⁴Институт математики НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Износостойкие покрытия находят всё более широкое применение. Об этом свидетельствует отечественный и зарубежный опыт, изложенный в [1]. Предлагаемые покрытия предназначены для эксплуатации в неблагоприятных условиях трения (граничная смазка или в отсутствие смазочного материала, повышенные контактные нагрузки и колебания температур). Структура таких покрытий, как правило, характеризуется наличием связующего, в котором распределены твердые тугоплавкие соединения (например, TiC), воспринимающие значительную часть нагрузки трибосопряжений. Одна из технологий нанесения упомянутых покрытий может осуществляться с применением самораспространяющегося высокотемпературного синтеза (СВС) и высокоэнергетических воздействий импульсами компрессионной плазменной струи (рис. 1).

В соответствии с рис. 1 импульсы плазмы воздействуют на обмазку, содержащую СВС-реагенты Ті и С. При этом первый импульс с повышенной мощностью воздействия передает в поверхностный слой обмазки количество теплоты, необходимое для инициирования экзотермической реакции карбидообразования и самораспространяющегося высокотемпературного синтеза. При взаимодействии компонентов шихты в условиях СВС наиболее выгодна реакция образования карбида титана ТіС. Эта реакция обеспечивает основное тепловыделение, поддерживающее распространение волны горения. В таких условиях связующее обмазки (цапонлак) и летучие примеси выгорают, а на подложке остается первоначально сформированное покрытие в виде пористой спеки. Каждый из последующих импульсов плазмы с одинаковым энергетическим уровнем послойно оплавляет пористую спеку СВС – покрытия по всей толщине. Это достигается за счет снижения пористости, увеличения теплопроводности предыдущих оплавленных слоев и аккумулирования тепла в нижележащих слоях. Последующие импульсы плазмы уплотняют СВС-покрытие и модифицируют его тонкую структуру при послойном, начиная с поверхности, оплавлении пористой композиции и сверхбыстром охлаждении тонких оплавленных слоев.



Рис. 1. Схема основных операций нанесения покрытий

Модифицирование возможно, так как воздействие импульсом плазмы представляет собой высокоскоростной тепловой удар, а охлаждение обработанного слоя CBC-покрытия со скоростью $10^4 - 10^6$ град/с обеспечивает измельчение зерен структуры до нанокристаллического уровня и получение неравновесных аморфных фаз. Полученная тонкая структура композиционного материала покрытия способствует его упрочнению и возрастанию износостойкости.

Результаты наших исследований [2, 3], направленных на оптимизацию режимов технологических операций (рис. 1), а также на изучение триботехнических свойств полученных покрытий, свидетельствуют об эффективности нанесенных материалов, износостойкость которых возросла в 2,2–2,6 раза в сравнении с эталонным материалом (сталь 45 с твердостью 48–52 HRC).

Касаясь износостойкости полученных покрытий, необходимо отметить, что важным ее фактором является структурообразование с формированием аморфных и нанокристаллических фаз. Упомянутые фазы повышенной прочности затрудняют механическое разрушение поверхности трения с отделением частиц, что в конечном итоге определяет динамику изнашивания. Для стабилизации формирования упомянутых фаз в покрытиях (NiCr/FeCr + CaF₂/графит + TiC) при увеличении содержания твердых тугоплавких соединений рекомендуется вариант технологии, представленной на рис. 1, с применением высоко-энергетических импульсных воздействий лазерного излучения. Последние в сравнении с импульсами плазмы обеспечивают более длительный высокотемпературный нагрев слоев пористой спеки CBC-покрытия с максимальным содержанием TiC, которое составляет 70%. Возрастает степень оплавления карбидной фазы, имеет место её высокоскоростное охлаждение при теплоотводе в подложку. Создаются предпосылки значимого формирования аморфных и нанокристаллических соединений TiC, что при менее продолжительных импульсах плазмы реализуется не в полной мере.

При оптимизации предлагаемого варианта технологии учитывали, что мощность воздействия первым импульсом лазерного излучения на обмазку должна обеспечить инициирование СВС и получение спеки на подложке. Оптимизация последующих импульсных воздействий выполнена при исследовании процессов структурообразования с оплавлением, уплотнением и высокоскоростным охлаждением нанесенных спеченных материалов. Методика оптимизации базируется на необходимости получения упрочненных аморфных или близких к ним нанокристаллических структур. Для этого наиболее приемлемы жесткие режимы обработки с максимальной степенью локального оплавления и уплотнения нанесенных на подложку композиций. Чем выше степень импульсного (кратковременного) лазерного оплавления композиции, содержащей различные фазы (в том числе тугоплавкие), тем больше центров последующей кристаллизации (аморфизации) материала, из которых при сверхбыстром охлаждении развиваются упрочненные структуры, характеризующиеся повышенной микротвердостью. Ужесточение оптимизируемых режимов ограничивается признаками теплового разрушения поверхности обрабатываемых спеченных материалов.

Важной составляющей технологии является среда, в которой осуществляется обработка. Целесообразно применение азота для дополнительной защиты от окисления СВСреагентов. К функциям азота относится также дополнительное охлаждение расплава, что актуально при формировании упрочненных аморфных и нанокристаллических фаз.

В качестве технологического оборудования применяют твердотельный квазистационарный лазерный излучатель. Он позволяет обрабатывать покрытия импульсами лазерного излучения длительностью до 1,5 мс, полученными в режиме свободной генерации. Плотность (пористость) и микротвердость наносимых покрытий контролировали с помощью автоматизированного программного комплекса AutoScan и микротвердомера "Micromet-II". В качестве исследовательского оборудования применяли также металлографический микроскоп "MeF-3".

В табл. 1 приведены оптимизированные режимы воздействий на обмазку и пористую спеку на подложке импульсами лазерного излучения (диаметр пятна обработки 8,0 мм, давление технологической среды (струи азота) 0,1 МПа, предварительный нагрев подложки 720 К). Характерная микроструктура композиций, нанесенных с использованием установленных режимов, показана на примере покрытия FeCr30 + 10% графит + 70% TiC (рис. 2). Как видно, слои покрытий представляют собой оплавленный металлокерамический материал. Имеет место достаточно равномерное распределение структурных элементов. Это относится к распределению пор, твердой смазки (графита), карбидной фазы, твердого раствора на основе железа. Равномерно распределенные карбиды титана (серые включения) существенно повышают твердость покрытий, снижают степень деформации их рабочих поверхностей в парах трения. При этом снижается площадь фактического контакта трущихся поверхностей. В результате уменьшается интенсивность доминирующего изнашивания микроконтактным схватыванием.

Таблица 1

Покрытие	Плотность мощности первого воздействия, 10 ⁵ Вт/см ²	Плотность мощности последующих импульсов, 10 ⁵ Вт/см ²	Суммарное количество последующих лазерных импульсов
FeCr30 + 70% TiC	2,3	2,0	5
FeCr30 + 10% графит + 70% TiC	2,5	2,1	5

Оптимизированные технологические параметры



Рис. 2. Микроструктура покрытия FeCr30 + 10% графит + 70% TiC: *a* - x100; *б* - x500

К особенностям структуры нанесенных композиций относится усложнение травления их элементов. Это свидетельствует о наличии упрочненных аморфных или близких к ним нанокристаллических структур с высокой коррозионной стойкостью, практически нерастворимых в кислотных травителях. Разработанные покрытия могут применяться для восстановления и упрочнения деталей тяжело нагруженных трибосопряжений с малой скоростью относительного перемещения.

Литература

1. Витязь П. А., Ильющенко А. Ф., Шевцов А. И. Основы нанесения износостойких, коррозионно-стойких и теплозащитных покрытий. Минск: Беларус. навука, 2006. – 363 с.

2. Gromyko G. F., Ilyushchenko A. Ph., Matsuka N. P., Shevtsov A. I., Buikus K. V. Modeling of Thermal Processes at Forming a Composite Coating of plastering with SHS-reagents // Electronic Journal of New Materials, Energy and Environment. 2015. Vol. 1, No 2. Pp. 18–31.

3. Ilyuschenko A. Ph., Shevtsov A. I., Astashinsky V. M. et al. Research into friction and wear of powder coatings produced by using high-energy pulsed flows // VIII Intern. Conf. "Plasma Physics and Plasma Technology". Minsk, 2015. Vol. II. Pp. 593–596.

УДК 533

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЬЕЗОСТРУИ МАГНИТОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО АКТУАТОРА

П. Н. Казанский, И. А. Моралев, А. А. Фирсов

Объединенный институт высоких температур РАН (ОИВТ РАН), г. Москва, Россия

В последние годы все более остро встает вопрос об использовании новых нетрадиционных методик в областях науки и техники, имеющих приоритетное направление для модернизации российской экономики. Энергоэффективность и энергосбережение в транспортной авиационной отрасли и ветроэнергетике играет ключевую роль. Новые системы управления потоком вблизи лопастей ветрогенераторов, крыльев летательных аппаратов, закрылок, стоек шасси и других конструкционных элементов представляются перспективными. Традиционные механические системы исчерпывают потенциал к дальнейшей модернизации. В последние два десятилетия наблюдается всплеск научных работ по исследованию плазменных устройств управления воздушным потоком, названных актуаторами. Высокая быстрота воздействия, небольшие массогабаритные характеристики, робастность и надежность являются основными преимуществами этих устройств.

Импульсно-периодическое воздействие в ограниченном объеме с наличием отверстия для формирования струи является основной идеей актуаторов, основанных на псевдостуях. Средний массовый расход газа за период работы актуатора равен нулю.

Механическое воздействие на рабочий объем в большинстве работ осуществляется с помощью мембран в переменном магнитном поле. В работе [1] мембранный актуатор генерировал синтетическую струю для охлаждения мишени. Было выявлено, что благодаря импульсно-периодическому выдуву и подсосу воздуха вблизи охлаждаемой мишени удается увеличить ее охлаждение. Оптимизация размера диаметра сопла к расстоянию до мишени (d/Z = 15) и частоты работы актуатора $(f = 600 \ \Gamma \mu)$ позволило увеличить интенсивность теплообмена за счёт конвекции с Nu = 2 (в случае отсутствия работы актуатора) до Nu = 6. Более того, псевдоструи могут быть в три раза более эффективными, чем актуаторы, основанные на постоянном выдуве потока при одних и тех же числах Рейнольдса [2]. В работе [3] было доказано, что форма полости оказывает влияние на эффективность импульсо-периодических псевдоструй. Для достижения наибольшего момента импульса струи рекомендуется использование цилиндрической формы перехода, тогда как в случае снижения потребляемой мощности и увеличения эффективности струи следует подбирать

сложный геометрический профиль. В работе [4] описан метод изготовления псевдоструйного актуатора на основе микромагнитной системы для управления потоком. Была проделана существенная работа по минимизации устройства. Итоговые размеры актуатора с учетом системы электромагнитного воздействия (сердечника, каверны и мембраны) не превышали 1 см³ при энергопотреблении не более 600 мВт.

Импульсно-периодическое зажигание разряда в ограниченном объеме является основной идеей плазменных актуаторов, основанных на псевдостуях. Данные типы плазменных актуаторов обладают характерными преимуществами, такими как отсутствие подвижных частей, быстротой реакции и, в отличие от ДБР-актуаторов, высокой скорости выхлопных газов. Использование инициирующего третьего электрода в разрядной паре электродов позволяет увеличить время горения разряда и тем самым увеличить энерговклад от разрядных емкостей. Безразмерный энерговклад может быть определен как

$$\varepsilon = \frac{0.5CU^2}{c_v \rho_0 V_0 T_0},\tag{1}$$

где параметры V_0 , ρ_0 , T_0 характеризуют объем каверны, плотность газа и его температуру в ней. Авторами было обнаружено, что максимальная скорость струи плазменного актуатора возрастает с ростом безразмерного энерговклада.

Численное моделирование в [5] позволило описать физические процессы в плазменных псевдоструях на основе наносекундного импульсного разряда в атмосферном воздухе. В одномерном приближении были получены зависимости характеристик разряда, процессы переноса энергии и отклики гидродинамических характеристик при различных временах переднего фронта напряжения. Более короткое время увеличения амплитуды напряжения приводит к достижению более высоких электрических полей за меньшее время. Выходная струя псевдоструи на основе наносекундного импульсного разряда может достигать 100 м/с при уменьшении времени возрастания импульса до 20 нс.

Актуаторы на основе дугового разряда в магнитном поле являются перспективными при создании псевдоструи. Распространенные плазменные актуаторы на основе диэлектрического барьерного разряда имеют ограничение индуцированной струи порядка 10 м/с [6]. Плазменные МГД актуаторы имеют значительно более мягкое технологическое ограничение генерации возмущений в поток вблизи управляемых тел, сохраняя при этом допустимые требования к энергопотреблению, габаритам и доступности используемых материалов. Плазменные МГД актуаторы синтетических струй, по-видимому, позволяют создать большую тягу при использовании сопоставимой с другими плазменными актуаторами мощности. При этом данный тип актуаторов сохраняет преимущества плазменных актуаторов по сравнению с механическими.

В текущей работе измерялась тяга псевдоструи, созданной плазменным актуатором. Конструкция данного актуатора подобна конструкции рельсотрона. Исследуемая модель состояла из двух плоских параллельных пластин, выполненных из керамики ВК-94. Данные пластины образовывали верхнюю и нижнюю стенки канала. Зазор между пластин составлял h = 1,7 мм. Он допускал увеличения толщины до h = 3,7 мм за счет дополнительной вставки керамических пластин, образовывавших боковые стенки канала. Вдоль стенок канала на нижней пластине были наклеены электроды, выполненные из вольфрама. Данная модель помещалась в магнитное поле, образованное постоянными магнитами.

Эксперименты с плазменным МГД актуатором проводились при двух режимах. В первом режиме амплитуда тока в импульсе составляла 300 А. Длительность импульса составляла 300 мкс. На осциллограмме напряжения во время после пробоя (t = 0-300 мкс) видна осцилляция сигнала в диапазоне 100–170 В, при характерном среднем напряжении

150 В. По-видимому, дуговой разряд имеет нетривиальную трехмерную структуру. Изгиб дуги приводит к изменению длины разрядного канала и, как следствие, к уменьшению проводимости плазменного образования. Средняя мощность актуатора в импульсе составила 11 кВт, что соответствовало энергии электрического разряда 3.3 Дж. Напряжение на разрядной емкости при работе актуатора падало с 3.5 до 3.0 кВ. Таким образом, энергия емкости уменьшалась с 61 до 45 Дж. Габариты канала составляли 60х8х1.7 мм. Объем псевдоструйного актуатора составил 816 мм³ или 10⁻⁶ кг воздуха при нормальных условиях.

Теневая съемка псевдоструйного генератора с магнитным полем позволила визуализировать плотностные неоднородности среды вблизи истечения газа рис. 1. В ходе анализа полученных фотоснимков отчетливо видны симметричные дуги скачков уплотнения через 20 мкс после зажигания дуги. Скорость распространения фронта составляет 330 м/с и соответствует скорости звука в воздухе при нормальных условиях. Через 40 мкс после пробоя наблюдается появление струи нагретого газа на срезе кромки сопла. Для случая I = 300 А через время 130 мкс наблюдается формирование задней области тепловой метки. Через 530 мкс после разряда скорость струи падает ниже 8 м/с. В результате смешивания разогретого газа с холодным воздухом плотность струи сравнивается с плотностью окружающего воздуха. Визуализированный объект «растворяется» и пропадает.

Измерение поля скорости вблизи среза произведено методом PIV. Результаты измерений представлены на рис. 1. Видно, что при зажигании разряда формируется пузырь с высоким значением скорости V_y . Размер этой области и скорость ее движения совпадают с данными, полученными с помощью визуализации теневым методом. Однако скорость V_y внутри рассматриваемого ядра значительно выше скорости его макроскопического движения. Через 50 мкс после зажигания дуги скорость струи в ядре достигает 540 м/с. По мере движения дуги ядро увеличивается в размерах, а продольная скорость в ядре падает.



Рис. 1. Теневая картина истечения псевдоструи из канала плазменного МГД-актуатора через 50 мкс после зажигания разряда, вид спереди (*a*), поле скорости вблизи среза канала, вид спереди (*б*), поле скорости вблизи среза канала, вид сбоку (*в*)

Результаты интегрирования импульса струи в измеренной области представлены на рис. 2. Было допущено предположение, что плотность воздуха не менялась и составляла 1.3 кг/м³, а структура струи бралась в 2D приближении при толщине струи 1 мм. Из графика зависимости импульса от времени видно, что импульс струи возрастает первые 170 мкс до 4.5 10^{-4} кг·м·с⁻¹, а затем менее интенсивно падает так, что через 300 мкс после зажигания разряда его значение снижается более чем в 2 раза по сравнению с максимальным.

Зависимость скорости движения визуализированной струи от времени представлена на теневых картинах на рис. 2. Из графиков видно, что тепловая метка имеет максимум скорости. В исследуемых конфигурациях максимальная скорость в значительной степени

зависит от амплитуды силы тока дуги и незначительно изменяется при увеличении объема каверны. Тепловая метка движется со скоростью до 200 м/с. Через 160 мкс скорость тепловой метки снижается до 80 м/с, при этом передняя граница струи отходит от среза сопла на расстояние 16–23 мм.



Рис. 2. Зависимость скорости (слева) и импульса (справа) струи, созданной актуатором с магнитным полем, от времени

Литература

1. Yao-Hsien Liu, Shu-Yao Tsai, Chi-Chuan Wang. Effect of driven frequency on flow and heat transfer of an impinging synthetic air jet // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 75. Pp. 289–297.

2. Pavlova A., Amitay M.. Electronic cooling with synthetic jet impingement // J. Heat Transf. 2006. Vol. 128, No. 9. Pp. 897–907.

3. Feero M. A., Lavoie P., Sullivan P. E. Influence of Cavity Shape on Synthetic Jet Performance // Sensors & Actuators: A. Physical. 2014. Vol. 223. Pp. 1–10.

4. Gimeno L., Talbi A., Viard R., Merlen A., Pernod P. and Preobrazhensky V. Synthetic jets based on micro magneto mechanical systems for aerodynamic flow control // J. Micromech. Microeng. 2010. Vol. 20, No. 7.

5. Yifei Zhu, Yun Wu, Min Jia, Hua Liang, Jun Li and Yinghong Li. Influence of positive slopes on ultrafast heating in an atmospheric nanosecond-pulsed plasma synthetic jet // Plasma Sources Sci. Technol. 2015. Vol. 24, No. 1.

6. Taichi Kimura, Keisuke Udagawa (Takashima), and Hiroyuki Yamasaki. Experimental Study of DBD Plasma Actuator with Combination of AC and Nanosecond Pulse Voltage // Electrical Engineering in Japan. 2013. Vol. 185, No. 2. Pp. 21–29.

УДК 536.535

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ИК-СПЕКТРОВ ПРОПУСКАНИЯ УГЛЕВОДОРОДОВ В ГАЗОВОЙ И ЖИДКОЙ ФАЗАХ

Д. В. Косенков, В. В. Сагадеев, В. А. Аляев

Казанский национальный исследовательский технологический университет, г. Казань, Россия

В современных технологиях существенна роль теплообменных процессов, особенно где теплоноситель – органическое вещество, находящееся в условиях повышенных температуры и давления. Многие теплоносители полупрозрачные в инфракрасной области. Теплообмен между такими веществами, при отсутствии конвекции, осуществляется одновременно радиационным и кондуктивным путями.

Разработана экспериментальная установка (рис. 1) для измерения оптической постоянной – коэффициента пропускания, в жидких и газообразных средах в инфракрасной области при различных термодинамических параметрах состояния. Основные элементы экспериментальной установки: Фурье-спектрофотометр Bruker Vertex 70; измерительная кювета; системы создания и поддержания давления; система вакуумирования; система контроля заполнения рабочей кюветы исследуемым веществом; система измерения температуры; система термостатирования. Экспериментальная установка позволяет измерять спектральное пропускание жидкостей и газов при давлениях 0,1–10 МПа, температуре до 500 К, в спектральном диапазоне 4000–400 см⁻¹.

Установка входит в программу приоритетного направления развития вуза «Комплексное освоение ресурсов углеводородного сырья».

Была специально спроектирована кювета, учитывающая все недостатки измерительных ячеек предыдущих авторов [1, 2]. Кювета оснащена современной системой автоматизации. По полученным спектрам пропускания рассчитываются спектральные коэффициенты поглощения.





Располагая данными по радиационным характеристикам любого органического вещества и коэффициентами преломления возможно рассчитать радиационную составляющую коэффициента теплопроводности [3], вклад которой достигает порядка 10–20%.

Литераура

1. Панфилович В. К., Аляев В. А. Оптические постоянные н-октана, н-нонана и ндекана // Вестник Казан. гос. технол. ун-та. Казань, 2005. № 2. С. 84–85.

2. Аляев В. А., Бударин А. П., Бударин П. И., Панфилович К. Б. Оптические характеристики и радиационно-кондуктивный перенос тепла в плоском слое жидких н-бутана и нгексана при давлениях до 10 МПа // Вестник Казан. гос. технол. ун-та. Казань, 2003. № 2. С. 172–184.

3. Аляев В. А., Панфилович К. Б. Радиационно-кондуктивный теплообмен в полупрозрачных органических жидкостях. Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2003. – 195 с.

УДК 261.039.7:533

ПРОЦЕССЫ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ПЛАЗМЕННОМ РЕАКТОРЕ ПО СХЕМЕ «ЗАТОПЛЕННАЯ СТРУЯ», ПРИ ПЕРЕРАБОТКЕ УГЛЕВОДОРОДОСОДЕРЖАЩИХ ОТХОДОВ

А. Л. Моссэ, А. Н. Никончук

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Актуальность проблемы переработки и повторного использования отходов различного происхождения постоянно возрастает, что связано с увеличением их количества и токсичности. Размещение не переработанных опасных отходов на свалках, полигонах, захоронения в земле и морских глубинах не может быть надежным способом нейтрализации их вредного воздействия на окружающую среду, поскольку всегда имеется достаточно большой риск загрязнения опасными веществами почвы, грунтовых и поверхностных вод, воздуха. Причем этот риск может сохраняться в течение очень долгих лет. В результате создается серьезная угроза жизни людей, животных, растений, существованию всей экосистемы.

Несмотря на введенные в индустриальных странах жесткие нормы и требования по размещению и оборудованию полигонов, для захоронения и складирования опасных отходов, и их составу, в большинстве случаев отдают предпочтение таким методам нейтрализации их вредного воздействия на окружающую среду, которые предполагают, прежде всего, их обезвреживание. Затем следует их переработка с целью максимального уменьшения количества отходов, которые в конечном итоге должны быть складированы, захоронены или подвергаться повторному использованию.

Низкие экологические показатели и ограниченность числа отходов, состав которых приемлем для использования известных технологий их переработки, приводят к поискам других более эффективных методов. Поэтому в последнее годы интенсивно разрабатываются и предлагаются для промышленной реализации плазменные способы переработки различных видов опасных отходов. Использование электродуговой и других видов плазмы с температурой 5000 К и выше позволяет достаточно эффективно переработать любые органические и неорганические соединения за счет интенсификации процесса разложения, по сравнению с другими известными и промышленно освоенными способами. В этом плане плазменные методы находятся вне конкуренции. Кроме того, разрушение сложных соединений в плазме чрезвычайно эффективно и без наличия кислорода (в отличие от процесса сжигания). А это дает возможность успешно проводить в плазме реакции пиролиза. **Плазменный реактор, работающий по схеме «затопленная струя».** Один из вариантов установки для переработки отходов может быть реализован в плазменном реакторе, работающем по схеме «затопленная струя» (P3C). Этот способ, в отличие от известных, представляет собой новое техническое решение процесса, когда струя плазмообразующего газа затапливается в объеме жидких материалов с образованием газового объема, в котором также происходят реакции окисления или пиролиза. В образующемся газовом объеме, как в своеобразном реакторе, исключается непосредственный контакт продуктов переработки со стенками реактора и стабилизируется режим работы плазмотрона. Преимущество процесса также в значительном уменьшении тепловых потерь. Образующиеся продукты реакции охлаждаются окружающей жидкостью, проходя стадию закалки. Кроме того, при такой схеме процесса практически отпадает необходимость в устройствах очистки отходящих газов от конденсированных продуктов. Они абсорбируются в слое жидких отходов и могут осаждаться, периодически удаляясь из него.

Расчет пространственно-временных характеристик зоны смешения в реакторе с затоплением плазменной струи в жидкие углеводороды. Для генерации плазменной струи, используются электродуговые плазмотроны постоянного тока различной модификации и модернизированные для работы на различных газах. Реакторное устройство представляет собой бункер, заполненный отходами (рис. 1), которые загружаются периодически. Возможна организация работы реактора в непрерывном режиме.



Рис. 1. Схема установки с плазменным реактором по схеме «затопленная струя»: 1 – плазмотрон постоянного тока; 2 – промежуточная секция; 3, 7 – газовое кольцо; 4 – реакционная камера; 5 – отводящий патрубок; 6 – термопара; 8 – комбинированный газоанализатор; 9 – блок управления; 10 – персональный компьютер

Известны данные по затоплению холодных и подогретых газовых струй в объеме жидкости [1], в расплаве металла [2], но практически отсутствуют исследования процессов тепло- и массообмена при затоплении плазменной струи в объеме нагреваемой жидкой среды. Плотность газовой смеси, для такой системы можно определить по результатам термодинамического расчета, на основании данных о расходах газов, мощности и тепловом КПД плазмотрона. По известным формулам аэродинамики можно определить основные гидродинамические характеристики струи. Критерий Архимеда в этом случае, как известно, характеризует соотношение динамического напора и струи и статического давления жидкости.

Выполнены расчеты числа Архимеда и глубины проникновения плазменной струи в объем жидких углеводородов для различных условий формирования плазменной струи азота и воздуха в плазмотронах постоянного тока с термокатодом и полым катодом. Установлена зависимость отношения диаметра зоны смешения к диаметру сопла плазмотрона (приведенный диаметр – d_0) от числа Архимеда, а также аналогичные зависимости для

режимов работы реактора, когда срез сопла плазмотрона находится на уровне поверхности жидкости или на фиксированном расстоянии от него. Установлено, что в зависимости от условий формировании плазменной струи, приведенного диаметра, расхода и скорости плазмообразующего газа, глубина проникновения может изменяться от 2,0*d*₀ до 6,0*d*₀.

Результаты экспериментальных исследований реактора: пиролиз углеводородов (на примере дизельного топлива). Проведено исследование и разработка процесса пиролиза газообразных и жидких углеводородов с целью получения ацетилена, углеводородов (этилена, пропилена), водорода, технической сажи [3]. В результате предложена технологическая схема плазмохимической установки конверсии пропан-бутана с целью получения ацетилена с закалкой газов пиролиза затоплением их в объеме закалочной среды – дизельного топлива. Доказано, что при определенных режимах работы установки концентрация ацетилена в продуктах пиролиза может достигать 30,0–37,9 об.%, при теоретически возможной в данных условиях концентрации ацетилена – 38,05 об.%. Так же проведено обобщение тепловых и массообменных характеристик исследованных вариантов плазменного пиролиза и получены соответствующие зависимости для удельного энерговклада (энергетического критерия K_{3H}), концентраций продуктов процесса и других параметров процесса.

В результате при исследовании данного процесса выявлены режимы с высокой степенью превращения сырья – пропан-бутана (сжиженный газ) в C₂H₂ – 95–99%, высокой концентрацией ацетилена в пирогазе и низкими энергозатратами (до 4,0 кВт·ч/кг, что эквивалентно $K_{\text{ЭН}} \leq 1$). Технологический процесс в исследованном диапазоне параметров, с использованием плазмотронов постоянного тока и с закалкой продуктов пиролиза в объеме жидких углеводородов (в частности дизельного топлива) в реакторе РЗС, достаточно хорошо оптимизирован.

Результаты экспериментальных исследований: плазменная конверсия отработанных смазочных материалов. Состав отработанных масел (ОСМ) [4, 5] зависит от состава «свежих» масел и технологии их производства. В состав отработанных масел входят продукты термической деструкции парафинов, продукты конденсации и уплотнения нафтенов и ароматики. Для исследований были использованы отработанные масла с дизельных двигателей большегрузной техники марок: М-10Г2(к), М-8Г2, трансмиссионное масло марки «А», которые достаточно полно характеризуют средний состав отработанных масел большегрузной и сельскохозяйственной техники.

Полученные результаты позволили сделать вывод о возможности практической реализации воздушной плазменной конверсии ОСМ с получением синтез-газа, как целевого продукта газовой фазы. Получены следующие характеристики процесса: степень конверсии сырья – 100%; объемные концентрации целевых продуктов в зависимости от условий проведения конверсии варьируются в следующих интервалах: $H_2 - 9-33$ об.%, CO – 18–21 об.%, CO₂ – не превышает 3,2 об.% (побочный продукт), соотношение H_2/CO – от 0,544 до 1,737.

Экспериментально полученные концентрации газообразных продуктов процесса конверсии ОСМ в зависимости от температуры коррелируются с результатами термодинамического анализа исследуемого процесса, что в очередной раз свидетельствует о применимости термодинамического подхода к описанию плазмохимических процессов, а также о достаточной корректности выполнения экспериментов. Составлены материальный и тепловой балансы, которые позволили определить удельные энергозатраты на переработку ОСМ, а также соотношение H₂/CO в продуктах конверсии (0,544–1,737).

Удельные энергозатраты, рассчитанные по экспериментальным данным, значительно ниже вычисленных в термодинамическом расчете и изменяются от 0,11 до 0,37 кВт/кг. Значения теоретических энергозатрат находятся в интервале от 0,34 до 0,946 кВт/кг. Данный факт можно объяснить тем, что в процессе осуществления реального процесса в силу

наличия температурного градиента в реакционной зоне реактора температура вблизи плазменной струи значительно выше зафиксированной среднемассовой температуры, что снижает общие реальные энергозатраты. В ряде экспериментов, в частности, при малых мощностях и больших расходах воздуха были получены концентрации целевых продуктов (водорода и монооксида углерода) выше теоретически рассчитанных, что можно объяснить процессами вторичной конверсии образующейся воды и технического углерода при попадании их в зону высоких температур плазменной струи.

Результаты экспериментальных исследований: переработка отходов, образующихся при производстве медицинских препаратов. В настоящее время существует большое количество разнообразных методов и технологий по переработке и утилизации медико-биологических отходов. Основные общепризнанные методы – термические. Плазмотермическая технология переработки отходов является универсальной, так как она может применяться для утилизации любых отходов, независимо от их качественного и количественного состава [6].

По результатам анализа информации о качественном и количественном составе медико-биологических отходов, образующихся при производстве медицинских препаратов различными методами, рассмотрены технологии их переработки и утилизации. Выполнен термодинамический анализ плазмотермической переработки, разработана технология утилизации и изготовлена экспериментальная установка. Проведены эксперименты с целью переработки образцов реальных жидких отходов производства медицинских препаратов, полученных в ходе научно-технического сотрудничества с РУП «Белмедпрепараты» (Минск, РБ): маточник производства мексибела, маточники со стадии ТП-1, ТП-2, ТП-3, ТП-4, получения субстанции левотироксина натрия.

Установлено, что в плазменном реакторе, работающем по схеме «затопленная струя», происходит процесс переработки органической массы отходов, при котором летучие, жидкие органические, смолистые вещества и целлюлоза, под воздействием температуры полностью распадаются и при высокой температуре образуют простые химические соединения. Относительное содержание продуктов переработки зависит от содержания воды в составе отходов и температуры процесса. В ходе экспериментов при заданных параметрах работы плазменного реактора проведены измерения процентного содержания газов H₂, CO, CO₂, CH₄ с помощью комбинированного газоанализатора и температур отходящего газа: T_1 – температура на выходе из реактора, T_2 – температура на выходе из камеры дожигания.

Использование плазменных технологий, реализуемых в реакторе по схеме «затопленная струя», открывает новые возможности для подхода к оптимальному управлению технологическими процессами, а также к более простой их реализации с максимально возможной эффективностью. На основании предлагаемого устройства можно создавать стационарные и мобильные установки по переработке жидких материалов и отходов в промышленных масштабах.

Литература

1. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. М.: ГИФМЛ, 1960.

2. Алексеев Н. В., Поздняков О. Е., Шорин С. Н. Исследование взаимодействия высокотемпературной газовой струи с жидкой ванной // ИФЖ. 1983. Т. 44, № 4. С. 537–544.

3. Моссэ А. Л., Горбунов А. В., Галиновский А. А., Савчин В. В, Ложечник А. В. Получение технического водорода и ацетилена из пропан-бутана и жидких углеводородов в электродуговом плазменном реакторе // ИФЖ. 2008. Т. 81, № 4. С. 630–636.

4. Разина Г. Н., Цеков О. О. Плазмохимическая конверсия отработанных смазочных масел // Химическая промышленность сегодня. М.: РХТУ им. Д. И. Менделеева. 2013. № 8. С. 37–43.

5. Разина Г. Н., Цеков О. О., Моссэ А. Л., Никончук А. Н. Плазмохимическая конверсия отработанных смазочных материалов в лабораторной установке // Материалы междунар. науч.-техн. конф. «Энергоэффективность – 2014». 14–16 сентября 2014 г. Минск, 2014. С. 104–106.

6. Никончук А. Н., Моссэ А. Л., Савчин В. В., Ложечник А. В., Леончик А. И. Моделирование теплофизических процессов, протекающих в плазменных устройствах для переработки токсичных медико-биологических отходов и отходов производства медицинских препаратов // Конф. Междунар. ассоциации по твердым отходам (ISWA) «Твердые бытовые отходы: системы управления и технические решения». 28–29 мая 2013 г. Москва, 2013.

УДК 535.233.43:535.321.54:536.52

ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ УГЛЕВОДОРОДНОГО ПЛАМЕНИ МЕТОДАМИ ОПТИЧЕСКОЙ ПИРОМЕТРИИ

В. Е. Мошаров, В. Н. Радченко, И. В. Сенюев

Центральный аэрогидродинамический институт им. Н. Е. Жуковского, г. Жуковский, Россия

Задача измерения температуры пламени актуальна в науке и технике. Часто эта задача может быть решена только оптическими методами. Используются как методы эмиссионной и адсорбционной спектроскопии, так и более сложные локальные методы лазерной спектроскопии. Многие пламена содержат частицы сажи, и для измерения температуры пламен могут использоваться методы оптической пирометрии.

Оптическая пирометрия основана на двух законах. Первый – это закон Планка, который дает зависимость испускательной способности абсолютно черного тела от длины волны и температуры:

$$I(\lambda, T) = \frac{c_1}{\lambda^5} \frac{1}{\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1},$$
(1)

где $c_1 = 2\pi c^2 h = 3,7515 \cdot 10^{-16}$ Вт·м² и $c_2 = hc/k = 1.43879 \cdot 10^{-2}$ м·К, h – постоянная Планка, k – постоянная Больцмана.

Второй – закон Кирхгофа, из которого следует, что отношение испускательной способности $r(\lambda, T)$ любого тела к его поглощательной способности $\alpha(\lambda, T)$ одинаково для всех тел при данной температуре для данной длины волны, не зависит от их формы и химической природы и равно испускательной способности абсолютно черного тела:

$$\frac{r(\lambda,T)}{\alpha(\lambda,T)} = I(\lambda,T).$$

Поглощательная способность $\alpha(\lambda, T)$ равна излучательной способности $\varepsilon(\lambda, T)$, которая показывает, какую долю от энергии абсолютно чёрного тела излучает данное тело при той же температуре, называемой также степенью черноты тела.

Исходя из выше сказанного, можно получить выражение для спектральной плотности мощности излучения для реальных тел, который будет выглядеть следующим образом:

$$I(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \frac{c_1}{\lambda^5} \frac{1}{\exp(c_2 / \lambda T) - 1}$$

Для абсолютно черного тела $\varepsilon = 1$.

Методом яркостной пирометрии измеряется яркостная температура T_b излучения при фиксированной длине волны, а для получения реальной температуры необходимо знать излучательную способность на длине волны измерения. В пламенах источником свечения часто является сажа. Сажа имеет известную степень черноты ($\varepsilon = 0.94-0.96$), что, казалось бы, позволяет вычислить реальную температуру сгорания топлива. Но пламя является, как правило, «полупрозрачной» средой, и яркость пламени не соответствует яркости сплошного тела. Так же спектр пламени может оказаться комбинацией теплового и линейчатого спектров, а длина волны измерения может совпасть с одной из линий линейчатого спектра, что приведет к получению некорректной температуры.

Для измерения температуры пламени можно применять метод спектральной пирометрии [1]. Суть метода заключается в регистрации спектра излучения исследуемого объекта в широком диапазоне длин волн, сравнении его со спектром абсолютно черного тела и нахождении участка, где эти спектры подобны.

Толчком для развития спектральной пирометрии явилось появление спектрометров на основе ПЗС линеек, которые позволяют одномоментно регистрировать спектр излучения в широком диапазоне длин волн.

В спектральной пирометрии удобная следующая запись закона Планка (1) с учетом приближения Вина (1 << $\exp(c^2/\lambda T)$):

$$\ln(I\lambda^5) = \ln(\varepsilon(\lambda, T)c_1) - \frac{c_2}{\lambda T}$$

Видно, что в координатах (ln(\hbar^5), 1/ λ) закон Планка принимает вид наклонной прямой, причем наклон прямой равен $-c_2/T$. Следовательно, для определения температуры необходимо построить зарегистрированный спектр излучения в координатах (ln(\hbar^5), 1/ λ) и по наклону определить спектральную температуру T_s .

Необходимо отметить, что определение спектральной температуры корректно для тел с известной зависимостью излучательной способности от длины волны, в частности для серых тел (ϵ = const), причем абсолютное значение ϵ не имеет значения.

Для очень малых частиц $r \ll \lambda$ в широком диапазоне длин волн излучательная способность частиц обратнопропорциональна длине волны [2]:

$$\varepsilon = K / \lambda \,. \tag{2}$$

Закон Планка (1) для таких частиц в приближения Вина ($c_2/\lambda T >>1$) можно записать в виде

$$I(\lambda,T) = \frac{K}{\lambda} \frac{c_1}{\lambda^5} \frac{1}{\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right)}.$$

В работе были проведены измерения температуры пламени керосиновой лампы без колбы и спиртовки. Регистрация спектров излучения проводилась с помощью спектрометра на ПЗС линейке OceanOptics USB2000+. Определение температуры производилось как для

случая больших частиц $r > \lambda$ ($\varepsilon = \text{const}$), так и для случая малых частиц $r << \lambda$, когда излучательная способность описывается выражением (2) (рис. 1).

Спектр хорошо аппроксимируется прямой линией в обоих случаях, но спектральные температуры разные. В случае малых частиц температура получилась равной 1500 °C, а в случае больших частиц – 1650 °C. Наклон определялся на участке от 650 нм до 800 нм. Также была измерена яркостная температура пламени на длине волны 633 нм, которая составила 1240 °C.



Рис. 1. Спектр пламени в координатах $(\ln(\Lambda^5), 1/\lambda)$: a – в приближении мелких частиц, δ – в приближении больших частиц. Черным выделен участок, по которому определялась спектральная температура

Из полученных значений яркостной и спектральной температуры было получено соответствующее им значение коэффициента «эффективной» излучательной способности по следующей формуле [3]

$$\varepsilon(\lambda,T) = \frac{I(\lambda,T_b)}{I(\lambda,T_s)},$$

на длине волны 633 нм. В случае приближения мелких частиц – излучательная способность равна $\varepsilon = 0.118$, а в случае приближения серого тела – $\varepsilon = 0.038$.

Для разрешения вопроса, какое приближение корректнее, с помощью лазера и фотометра были проведены измерения коэффициента поглощения в пламени. Луч лазера (633 нм) направлялся на фотометр, и производилась регистрация мощности излучения с пламенем и без пламени, схема экспериментальной установки изображена на рис. 2. Коэффициент поглощения и температура измерялись в одной точке. По результатам измерений ослабление лазерного луча составило 0.107, что хорошо согласуется с излучательной способностью пламени в случае, если его рассматривать как облако мелких частиц.

Для очень мелких частиц рассеяние света мало по сравнению с поглощением [2, 4] и ослабление лазерного излучения можно приписывать исключительно поглощению.



Рис. 2. Схема экспериментальной установки

Для очень мелких частиц поглощение пропорционально объему частицы и их количеству, т. е. количеству вещества [2, 4]:

$$\varepsilon_{_{3\phi}} = ND \frac{36\pi n\chi}{\left(n^2 + \chi^2 + 2\right)^2 + 4n^2\chi^2} \frac{\upsilon}{\lambda},$$

где N – концентрация частиц, D – оптический путь в пламени, n – показатель преломления, χ – показатель поглощения, v – объем частицы. Это позволяет из пирометрических измерений находить объемную концентрацию конденсированной фазы (сажи).

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- нельзя измерять температуру пламени методом яркостной пирометрии;

- в исследуемом пламени содержатся мелкие частицы сажи *r* < 100 нм;

– спектральная пирометрия позволяет измерить температуру пламени, для исследуемого пламени – это 1500 °C;

– по эффективной излучательной способности пламени можно оценить объемную концентрацию излучающих частиц (сажи), для исследуемого пламени $vN = 1,3 \cdot 10^{-6}$, что хорошо согласуется с [5].

Литература

1. Магунов А. Н. Спектральная пирометрия. М.: Физматлит, 2012.

2. Шифрин К. С. Рассеяние света в мутной среде. М.–Л.: ГИТТЛ, 1951.

3. Мошаров В. Е., Радченко В. Н., Сенюев И. В. Пирометрия с использованием п.з.с.-камер // Приборы и техника эксперимента. 2013. № 4. С. 132–137.

4. Борн М., Вольф Э. Основы оптики. М.: Наука, 1973.

5. Сергиенко И. А, Флорко А. В., Шевчук В. Г. Особенности испускательных и поглощательных характеристик частиц сажи при температурах горения // ФГВ. 2000. Т. 36, № 2. С. 33–39.

УДК 537.523.9:621.387.143

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА НА ГРАНИЦЕ ПЛАЗМА–ЖИДКОСТЬ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СПОСОБА ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОГО КАТОДА

Г. Х. Тазмеев¹, И. М. Арсланов¹, Р. Н. Тазмеева²

¹Казанский национальный исследовательский технический университет, г. Казань, Россия ²Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань, Россия

При горении газового разряда между жидкими электролитными электродами плазма контактирует с жидкостью. Наиболее часто встречающимся вариантом является контакт с жидким электролитом, служащим в качестве катода. Тепломассообмен между электролитом и плазмой происходит в сложных условиях. Электролит нагревается, испаряется и подвергается распылению. В этих условиях характеристики газового разряда в значительной степени зависят от режима охлаждения электролита. В работе [1] были экспериментально исследованы энергетические характеристики газового разряда с проточным электролитным

катодом при сравнительно больших токах и мощностях, составляющих соответственно 7–22 A и 8–33 кВт. Было выявлено снижение тепловых потерь при уменьшении массового расхода электролита. В данной работе продолжены исследования при более малом поступлении электролита в зону контакта с разрядом.

Эксперименты проводились на установке, которая была описана ранее. Частично были внесены конструктивные изменения в газоразрядный узел. Цилиндрический сосуд *1*, из которого вытекал электролит, был разделен горизонтальной перегородкой *2* на две части (рис. 1). Такая модернизация позволила провести опыты в предельно допустимых условиях, при которых электролит истекал из горловины цилиндрического сосуда с температурой, очень близкой к 100 °C.

Джоулево тепло, выделяемое внутри электролита, рассчитывалось как $Q_j = I\Delta U_k$, где ΔU_k – падение напряжения внутри электролита, измеренное зондовым методом.





В расчетах тепловых потерь теплоемкость *с* электролита принималась как у воды. Массовые расходы через верхнюю и нижнюю части цилиндрического сосуда, соответственно m_1 и m_2 , измерялись и контролировались поплавковыми ротаметрами. Числовые значения тепловых потерь на нагрев электролита, истекающего через горловину цилиндрического сосуда, вычислялись по формуле $Q_{k1} = c(m_1 - G)\Delta t_1$. Здесь G – массовая скорость убыли электролита под воздействием газового разряда, Δt_1 – разность температур, определяемая по показаниям термопар, одна из которых установлена на входе в цилиндрический сосуд, а другая – на сборной емкости (рис. 1), куда стекал электролит.

На рис. 2 представлены диаграммы, характеризующие энергетический баланс в газовом разряде при разных значениях массового расхода m_1 . Диаграммы построены по экспериментальным данным, полученным при нулевом значении балластного резистора. При этом у источника питания кроме газоразрядного устройства не было других внешних нагрузок. Поэтому во всех рассматриваемых вариантах напряжение на клеммах разрядного устройства было одинаково.



Рис. 2. Тепловые потери на электролитном катоде в энергетическом балансе газового разряда. Общий расход электролита m = 30 г/с. a – по данным работы [1]; $\delta - m_1 = 10$ г/с; e - 5. Разрядный ток: $a - \langle I \rangle = 21,5$ A; $\delta - 18,1; e - 8,6$

Как видно из представленных диаграмм, при уменьшении массового расхода проточного электролита доля тепловых потерь в энергетическом балансе меняется не монотонно. Сначала она снижается, а затем несколько возрастает. Часть тепловых потерь составляет джоулево тепло Q_j , выделяемое внутри электролита. В представленных диаграммах наблюдается снижение его доли в энергетическом балансе. Такая ситуация является вполне закономерной, так как в рассматриваемых вариантах уменьшение массового расхода электролита сопровождается снижением разрядного тока.

Изменение тока при варьировании массового расхода электролита происходит при постоянном напряжении, подводимом к клеммам газоразрядного устройства. Поэтому можно однозначно утвердить, что на разрядный ток существенное влияние оказывают тепловые явления на электролитном катоде. При повышенных токах электролит сильно нагревается и доходит до состояния кипения. Пузырьки пара, выходящие на поверхность, разрывают привязку разряда к электролиту. Площадь контакта разряда с электролитом сокращается. По-видимому, вследствие таких явлений, происходит ограничение тока.

Кипение электролита приводит к полному разрыву токовых каналов, и разряд гасится при достижении тока до некоторого предельного значения. При этом, чем меньше массовый расход электролита, тем ниже числовое значение предельного тока. Возникновение нестабильности горения разряда при малом массовом расходе электролита было зафиксировано на осциллограммах токов и напряжений, а также на мгновенных фотографиях газового разряда. Таким образом, массовый расход электролита можно уменьшить лишь до определенного предела. При этом должны быть приняты меры для предотвращения кипения электролита в зоне привязки разряда.

Литература

1. Tazmeev Kh. K., Arslanov I. M., Tazmeev G. Kh. The influence of the mass flow rate of the electrolyte through the following cathode on the energy characteristics of the gas discharge // Journal of Physics: Conference Series. 2014. Vol. 567. P. 012001.

УДК 537.523.9:621.387.143

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕГО ВОДЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКОГО КАТОДА НА РЕЖИМЫ ГОРЕНИЯ ГАЗОВОГО РАЗРЯДА В ВОЗДУХЕ

Г. Х. Тазмеев¹, Б. А. Тимеркаев¹, Х. К. Тазмеев²

¹Казанский национальный исследовательский технический университет, г. Казань, Россия ²Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань, Россия

На практике в большинстве случаев металлический катод охлаждается пропусканием воды через его внутреннюю полость. Однако в условиях конкретных практических приложений газового разряда этот общепринятый способ охлаждения катода может быть необязательным. В данной работе экспериментально исследован один из возможных альтернативных вариантов. В выбранном варианте вода охлаждает металлический катод снаружи.

Газовый разряд зажигался в воздухе между медными электродами при токах 5–10 А. Источником питания служил выпрямитель со сглаживающим фильтром. Выходное напряжение составляло 1760 В. Ток ограничивался балластным резистором. Разряд был

ориентирован в вертикальном направлении. Катод располагался внизу, а анод – наверху. Анод представлял собой водоохлаждаемый диск с диаметром 50 мм. Он устанавливался горизонтально. Катод был выполнен в виде стержня с закругленным торцом и смонтирован внутри диэлектрической трубки (рис. 1). Охлаждающая вода подавалась в зазор между металлическим катодом и внутренней стенкой трубки.



Рис. 1. Катодный узел. 1 – металлический катод; 2 – диэлектрическая трубка. d = 10 мм, D = 12,7 мм. Стрелками указано направление течения охлаждающей воды. h – выступ торца катода из трубки, регулируется перемещением катода относительно трубки

Ток и напряжение регистрировались осциллографом АКИП-15/1. Моментальные изображения разряда фотографировались скоростной камерой ВИДЕОСКАН-415. Температура охлаждающей воды на входе в катодный узел и на его выходе измерялись хромель-алюмелевыми термопарами. Количество тепла, уносимого охлаждающей водой, определялось калориметрическим способом.

Опыты проводились при различных вариантах обтекания металлического катода водой. Характерным признаком, различающим эти варианты друг от друга, послужило расположение верхнего края торца катода относительно уровня воды в диэлектрической трубке (рис. 2).



Рис. 2. Варианты обтекания катода водой. Торец металлического катода: *а* – над водой; *б* – вровень с поверхностью воды; *в* – под водой

При малом расходе охлаждающей воды происходило сужение разрядного канала около катода (рис. 3, a, нижний ряд). На мгновенных фотографиях этот участок разряда проявлялся в алом цвете, что характерно для бальмеровской линии H_{α} в спектре излучения водорода.



Рис. 3. Мгновенные фотографии газового разряда при разных вариантах обтекания катода водой. Экспозиция 200 мкс. Торец металлического катода: a – над водой при h = 5 мм; б – вровень с поверхностью воды; e – под водой на глубине 0,5 мм. Расход воды: a (верхний ряд) – 10 г/с; a (нижний ряд), δ , e – 1,5. Среднее значение тока: a (верхний ряд) – 10,0 A; a (нижний ряд), δ – 9,7: e – 8,7. Межэлектродное расстояние: a – 45 мм; δ , e – 50 мм

При переходе (рис. 3, б) картина около катода несколько изменилась. Желтый ореол вокруг контрагированного разрядного канала стал ярче. В кадрах на фоне разрядного канала зафиксировались светящиеся круглые «пятна» желтого цвета.

Наиболее вероятной причиной сужения разрядного канала около катода является его охлаждение водяным паром. При большем расходе вода нагревается незначительно, а при малом расходе она вскипает в зоне контакта с накаленным участком металлического катода и ее пары поступают в разрядную область. Натрий, содержащийся в воде, также попадает в эту область и добавляет желтый цвет в изображение разряда на фотографиях. В варианте на рис. 3, δ вода распыляется. От мелкой капельки образуется паровое облако, которое проявляется на фотографии как желтое «пятно».

Характерной особенностью варианта, представленного на рис. 3, *в*, явилось то, что разрядный канал практически по всей длине был окрашен в зеленый цвет. Такая окраска свидетельствует об интенсивном поступлении атомов меди в разрядную область. Повидимому, атомарная медь образуется в электролизных процессах на катоде.

Присутствие атомов водорода, натрия и меди в плазменном столбе газового разряда подтвердили спектральные исследования. Распределения излучающих атомов вдоль разрядного канала, полученные в результате исследований, в полной мере соответствовали картинам на мгновенных фотографиях.

Одна из закономерностей, которая проявилась в опытах, заключается в том, что при одних и тех же параметрах электрической цепи (выходное напряжение источника питания, электрическое сопротивление балластного резистора, межэлектродное расстояние и др.) поступление паров воды в разрядную область приводит к снижению разрядного тока. Возможной причиной этой закономерности является увеличение электрического сопротивления разрядного канала из-за охлаждения. При попадании воды в межэлектродный промежуток (рис. 3, *в*) электрическое сопротивление цепи еще больше возрастает, что приводит к более резкому снижению среднего значения разрядного тока.

Для сравнительного анализа были проведены опыты с медным катодом, который охлаждался водой изнутри. В опытах не проявились закономерности, присущие внешнему охлаждению.

Полученные результаты могут быть использованы при разработке плазменной техники, в частности, плазмохимических реакторов для конверсии жидкого сырья в газообразные продукты.

УДК 621.384.3/536.521

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТЕРМОГРАФА ИТ-3СМ

В. А. Фираго¹, В. Ф. Шевцов²

¹Белорусский государственный университет, г. Минск, Беларусь ²Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

На машиностроительных предприятиях Беларуси номенклатура изготавливаемых деталей обширная, а объем производимых партий небольшой, что осложняет непростые задачи по постоянной переналадке техпроцессов, снижению их энергоемкости с одновре-

менным обеспечением требуемого качества изделий. Технологические процессы тепловой обработки многих конструкционных материалов энергоемкие, а условия контроля их протекания зачастую осложнены. Имеющиеся средства контроля температуры (пирометры) в производственных условиях не обеспечивают требуемой точности получаемых значений истинной температуры T [1, 2]. Поэтому специалисты, занимающиеся исследованием сложных термических процессов, начинают оценивать возможности и эффективность применения современной тепловизионной или термографической техники при наладке и оптимизации условий их протекания.

Для эффективного использования термографов и снижения погрешности измерения *T*, должны быть обеспечены следующие основные принципы [3]:

- возможность измерения истинной температуры *T* за счет автоматической оценки эффективного коэффициента излучения є;

 – минимизация неопределенности результатов измерения температуры, достигаемая за счет оптимального выбора спектральных участков регистрации теплового излучения и исключения влияния отклонения градуировочных кривых от расчетных зависимостей;

– определение максимальной температуры тела и ее зависимости от времени, а также видеозапись температурного поля, что необходимо при контроле многих динамических теплотехнических процессов;

– инвариантность результатов определения максимальной температуры T_{max} к изменению размеров изображения контролируемых тел;

– инвариантность измеряемых значений T_{max} к нестационарности дисперсии шумов используемой матрицы фотоприемников, т. е. зависимости ее шумов от величины падающего потока теплового излучения [4].

Их внедрение в конструкцию и программное обеспечение отечественного высокотемпературного трехзонального термографа ИТ-3СМ [2] позволило обеспечить расширение его функциональных возможностей по сравнению с зарубежными аналогами. Поскольку ИТ-3СМ создавался для наладки разнообразных термических процессов обработки изделий из черных металлов, диапазон измеряемых им температур составляет 800–1700 °С.

Функциональные возможности термографа ИТ-3СМ значительно расширены по сравнению с традиционными пирометрами частичной радиации и спектрального отношения, а также обычной тепловизионной техникой. Его отличительные возможности:

– регистрация теплового излучения в трех участках спектра, что позволяет в автоматическом режиме определять эффективный коэффициент теплового излучения контролируемого объекта и истинную температуру (серийно выпускаемых аналогов среди тепловизоров нет);

– один широкий диапазон измеряемых температур 800–1700 °С, оптимизированный для разнообразных задач термической обработки черных металлов;

– способность измерять истинную температуру поверхности нагреваемых деталей через окошки и небольшие отверстия (обеспечена инвариантность к размерам объектов);

– возможность измерения истинной температуры при наличии больших пятен окалины (внедрена функция определения максимальной температуры T_{max});

 низкая неопределенность измерения истинной температуры, обеспеченная оптимальным выбором спектрального диапазона регистрации теплового излучения и способностью определять эффективный коэффициент излучения;

 – регистрация видеозаписи температурного поля с возможностью его последующего покадрового просмотра, что актуально при наладке динамических процессов (например, время выгрузки корзинки с закаливаемыми деталями из газовой печи около 5 с, поэтому детальный визуальный анализ текущего состояния температурного поля практически невозможен); – способность построения графических временных температурных зависимостей в нескольких точках объекта, выбранных оператором, и просмотра распределения температуры вдоль выбранного направления.

Предусмотрена возможность определения двух условных температур, используемых в пирометрии: температур частичной радиации T_r и спектрального отношения T_{sr} . Они используются при отсутствии сведений о величине эффективных коэффициентов излучения поверхности контролируемого тела в используемых участках спектра. Если эти коэффициенты заранее известны, их можно ввести в термограф самостоятельно с помощью клавиатуры. При их использовании измеряется истинная температура поверхности тела T. Предусмотрены возможность автоматического определения эффективных коэффициентов теплового излучения в используемых участках спектра.

Совокупность заложенных в ИТ-3СМ функций: наличие цветного палитрового видеоизображения температурного поля нагреваемых изделий с информативной шкалой температур, его разнообразных сечений, вывод на экран максимального значения *T*, удобство оперативного выбора диапазона температур, воспроизводимых на цветном изображении, возможность построения временных графических зависимостей температуры в нескольких точках поля и осуществления записи – воспроизведения регистрируемого процесса, позволяют проводить объективный анализ энергоэффективности сложных высокотемпературных теплотехнических процессов и создавать их документированные протоколы.

Литература

1. Фираго В. А., Сеньков А. Г., Савкова Е. Н., Голуб Т. В. Пирометрический контроль температуры нагреваемых металлов на предприятиях машиностроения // Контроль. Диагностика. 2011. № 5. С. 17–25.

2. Firago V., Wojcik W. High-temperature three-colour thermal imager // Przegląd Elektrotechniczny, ISSN 0033-2097, R. 91 NR 2/2015. Pp. 208–214.

3. Фираго В. А. Принципы снижения неопределенности измерения максимальной температуры раскаленных тел трехзональным термографом ИТЗ-СМ // Прикладные проблемы оптики, информатики, радиофизики и физики конденсированного состояния: Материалы 3-й междунар. науч.-практ. конф. 28–29 апреля 2015 г. Минск: НИИПФП, С. 115–117.

4. Фираго В. А. Особенности градуировки высокотемпературного трехзонального термографа ИТЗ-СМ // Прикладные проблемы оптики, информатики, радиофизики и физики конденсированного состояния: Материалы 3-й междунар. науч.-практ. конф. 28–29 апреля 2015 г. Минск: НИИПФП, С. 118–120.

УДК 629.7.063

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ УНОСА ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ГЕТЕРОГЕННЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОТОКАХ

В. В. Чупрасов¹, Ю. А. Станкевич¹, А. Ф. Клишин², М. С. Третьяк¹, А. М. Никитин²

¹Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь ²Федеральное государственное унитарное предприятие «НПО им. С. А. Лавочкина», г. Химки, Россия

Теплозащитные свойства композиционных материалов определяются в высокотемпературных потоках электродуговых установок, т. е. с использованием в качестве нагревателя газа – плазмотронов. При этом на заданных режимах теплосилового воздействия исследуются особенности разрушения теплозащитного покрытия (ТЗП) и характеристики уноса (абляции) материала образца.

Существует класс задач, в которых требуется оценить влияние наличия мелких твердых частиц в высокотемпературном газовом потоке (дозвуковом или сверхзвуковом) на особенности эрозионного разрушения твердых поверхностей, с которыми частицы взаимодействуют [1]. В частности известно, что совместное воздействие высокоскоростных частиц и плазмы может приводить к повышенному (иногда критическому) уносу материалов ТЗП для некоторых изделий. Основные трудности по обеспечению проведения таких испытаний заключаются в отсутствии надежных технически совершенных устройств подачи в плазменный поток мелкодисперсной твердой фазы, соответствующей заданным характеристикам (по скорости, плотности потока и равномерности распределения частиц по сечению струи). Кроме того, известные средства диагностики параметров высокотемпературного гетерогенного потока за срезом сопла плазмотрона не позволяют в условиях плазменной струи получать достоверные результаты (с необходимой степенью точности измерения).

Целью данной работы было экспериментальное сравнительное исследование теплозащитных свойств и особенностей разрушения образцов материалов ТЗП в условиях заданных теплосиловых воздействий в одно- и двухфазных потоках плазмы электродугового подогревателя газа ЭДПГ (рис. 1).

Для обеспечения заданных условий испытания материалов ТЗП в двухфазных потоках плазмы был разработан специальный сопловой блок, включающий сопло 1, установленное на выходе из разрядной камеры, и специальный насадок 6, который являлся продолжением сопла. В насадке были выполнены в одном сечении три отверстия (перпендикулярно оси плазмотрона), равномерно расположенных по окружности. Через них в процессе экспериментов в высокотемпературный сверхзвуковой поток подавалась дисперсная фаза из дозирующего устройства инжекторного типа (созданного для совместной работы с плазмотроном ЭДПГ при повышенном давлении в разрядной камере). При этом мощность дугового разряда составляла ~1 МВт, а общий расход рабочего газа и газа-носителя дисперсной фазы был ~93 г/с.

В качестве дисперсной фазы использовался порошок SiO₂ с размерами частиц ≤ 50 мкм, причем максимальное число частиц порошка имело средний размер 14.2 мкм.

Концентрация частиц в потоке определялась с учетом результатов нескольких экспериментов *i* различной продолжительности $\langle \tau \rangle = \sum_{1}^{i} \tau$, измерения общего расхода массы

порошка в дозаторе Δm (в *i*-экспериментах). Тогда средняя скорость расхода порошка (для *i*-экспериментов) определялась $\dot{m} = \Delta m / \langle \tau \rangle$ (г/с). Концентрация частиц в потоке (с точностью

±20%) определялась для данного сечения *j* как \dot{m}/s_j (s_j – площадь плазменной струи в сечении *j* от среза сопла) и составляла ~0.1–0.05 г/(см²·с).



Рис. 1. Электродуговой подогреватель газа (плазмотрон) ЭДПГ: 1 – сопло; 2 – анод; 3 – газовое кольцо; 4 – катод; 5 – водоохлаждаемый соленоид; 6 – насадок

Изменение величины теплового потока по длине плазменной струи определялось с помощью неохлаждаемых датчиков регулярного режима [2] и представлено на рис. 2. Измеренная величина скоростного напора на поверхности образца при двух режимах теплового воздействия $q_0 = 140$ и 80 Вт/см² составляла $\Delta P = 0.5$ и 0.15 бар.



Рис. 2. Изменение величины теплового потока по длине плазменной струи

Оценка скорости частиц в плазменном потоке предварительно осуществлялась при численном моделировании распределения параметров гетерогенного плазменного потока в плазмотроне и конической насадке соплового блока с помощью программы FLUENT. При этом исходными данными для расчетов были определены: мощность плазмотрона 1 мВт (КПД ~ 0.75), расход рабочего газа 88 г/с и геометрические размеры соплового блока. По полученным полям плотности, скорости и температуры проводились расчеты динамики частиц. В качестве дисперсной фазы рассматривались частицы SiO₂ и Al₂O₃ с размерами 10, 20, 30 и 50 мкм.

Результаты численного моделирования аксиальной компоненты скорости и температуры плазменного потока на оси соплового блока, а также расчетные значения температуры и скорости дисперсной фазы представлены на рис. 3 и 4. При этом расчеты проводились без учета взаимного влияния частиц на плазменный поток, что в первом приближении позволяет пренебречь потерями на нагрев частиц.

Как видно из данных рис. 3, δ и 4, δ скорость частиц возрастает по мере удаления от среза сопла, причем скорость частиц Al₂O₃ на выходе из сопла плазмотрона заметно ниже,

чем скорость частиц SiO₂, что объясняется большей плотностью корунда по сравнению с плотностью двуокиси кремния. Эти расчетные результаты послужили обоснованием выбора частиц SiO₂ для проведения экспериментальных исследований.



Рис. 3. Профили температуры (a) и скорости частиц SiO₂ (б) различных размеров при мощности 1 МВт



Рис. 4. Профили температуры (*a*) и скорости частиц Al₂O₃ (*б*) различных размеров при мощности плазмотрона 1 МВт

Исследования особенностей разрушения теплозащитных материалов в гетерогенных потоках проводились после экспериментального определения изменения основных параметров двухфазного потока по длине высокотемпературной струи. Результаты этих сложных диагностических испытаний важны для обоснования методики и режимов испытания с применением данной конструкции соплового блока.

Экспериментальное определение изменения скорости частиц в высокоэнтальпийной струе возможно осуществлять разными способами. Здесь скорость частиц определялась с помощью измерения длины трека частицы на кадрах киносъемки двухфазной струи с помощью высокоскоростной камеры Photron FastcamSA-X2. Для скорости киносъемки 30 000 кадров в секунду (выдержка 5 мкс) размер кадра 896х496 пикселей, а для скорости – 50 000 кадров в секунду (выдержка 1 мкс) разрешение 768х328 пикселей. Пространственное разрешение при съемке составляло ~6 пикселей на мм. Характерный вид струи с частицами SiO₂ показан на рис. 5, где приведена сантиметровая шкала с началом отсчета от среза сопла плазмотрона. Съемка производилась без дополнительной лазерной подсветки и свечение частиц определялось только излучением струи на ее начальном участке.



Рис. 5. Изображение (негатив) плазменной струи с частицами SiO₂ (время экспозиции 1 мкс)

На рис. 6 приведено изображение области струи на расстоянии ~2 см от среза сопла размером 2.5х2 см при временах экспозиции 5 и 1 мкс. Скорость частиц в плоскости изображения можно оценить по линейным размерам треков. При экспозиции 1 мкс характерной скорости частиц 1 км/с соответствует длина трека ~6 пикселей, в случае экспозиции 5 мкс соответствующий масштаб линейных размеров трека ~31 пикселя. При увеличении времени экспозиции кадра возрастает точность определения скорости, однако уменьшается контрастность треков частиц на фоне излучения плазмы.

В результате обработки нескольких десятков кадров высокоскоростной киносъемки получена оценка скорости частиц ~(640–950)±150 м/с на расстояниях ~10 см от среза сопла.

Сравнение результатов численного моделирования и экспериментальной оценки позволяет принять скорость дисперсной фазы SiO₂ равной ~550±10% м/с (на расстояниях ≤10 см от среза сопла плазмотрона).



Рис. 6. Изображение (негатив) области у среза сопла плазмотрона, время экспозиции 5 мкс (а) и 1 мкс (б)

Исследование теплозащитных свойств и особенностей разрушения образцов трех типов пористых материалов ТЗП малой плотности проведено в условиях плазмотрона ЭДПГ (см. рис. 1) при воздействии одно- и двухфазных высокотемпературных потоков. Продолжительность испытания выбиралась для каждого материала в зависимости от величины заданного теплового потока ($q_0 = 140 \text{ Bt/cm}^2$ и 80 Bt/cm²) и скорости разрушения материала.

Особенность воздействующего на образцы ТЗП двухфазного потока заключалась в неравномерности распределения твердых частиц в поперечных сечениях струи, в том числе в сечениях, где испытывались образцы материалов. Неравномерность обусловлена принятой схемой введения в сверхзвуковое течение высокотемпературной струи трех холодных дозвуковых гетерогенных струй в сопловой части насадка перед срезом сопла. При такой схеме максимальный разгон частиц и их перемешивание до равномерного распределения возможен на расстояниях от среза сопла, превышающих заданные расстояния для испытания образцов. Тем не менее, по результатам экспериментов удалось определить следующие особенности разрушения исследованных материалов. Так, рабочая поверхность образцов всех

материалов на обоих режимах воздействия разрушалась неравномерно: максимальный унос наблюдался в центре, минимальный унос – на периферии в трех зонах в виде небольших выступов.

Результаты предварительных исследований особенностей разрушения материалов ТЗП при заданных тепловых воздействиях представлены на рис. 7.



Рис. 7. Зависимость скорости линейного уноса образцов материалов ТЗП от величины теплового потока (красные символы – однофазный поток, синие – двухфазный)

Как видно из рис. 7 для всех типов материалов ТЗП скорости линейного уноса в двухфазных потоках значительно выше, чем в однофазном. Подобная закономерность отмечена и при сравнении температур T_{IIB} разрушающейся поверхности материалов в однои двухфазном потоках (рис. 8). Максимальная скорость линейного уноса наблюдается у материала «M1», а минимальная – у композиции «M7». Причем на режиме $q_0 = 80$ BT/cm² (в сечении более удаленном от среза сопла) влияние двухфазности потока на скорость абляции материалов больше, чем на режиме $q_0 = 140$ BT/cm².



Рис. 8. Изменение температуры разрушающейся поверхности образцов ТЗП в процессе испытаний при $q_0 = 140 \text{ Br/cm}^2(a)$ и 80 Br/cm² (б)

В результате выполненных исследований образцов теплозащитных композиций «M1», «M3» и «M7» на установке ЭДПГ (в диапазоне тепловых воздействий q_0 от 80 до 140 Bт/см²) в одно- и двухфазных потоках установлено, что материал теплозащитной композиции «M7» по своим теплозащитным свойствам и особенностям абляции превосходит теплозащитные композиции «M1», «M3».

Литература

1. Михатулин Д. С., Полежаев Ю. В., Ревизников Д. Л. Теплообмен и разрушение тел в сверхзвуковом гетерогенном потоке. М.: Изд-во «Янус-К», 2007. – 391 с.

2. Никитин П. В., Сотник Е. В. Катализ и излучение в системах тепловой защиты космических аппаратов. М.: Изд-во «Янус-К», 2013. – 335 с.

УДК 621.387.143.014.31

НОВАЯ КОНЦЕПЦИЯ ЭФФЕКТИВНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ВОДЯНОЙ ПЛАЗМЫ

Л. И. Шараховский¹, А. М. Есипчук², Ш. Отани², Ж. Петракони², А. Маркези², В. В. Савчин¹, И. В. Хведчин¹, А. С. Оленович¹, А. И. Леончик¹, Д. С. Скоморохов¹, А. А. Галиновский²

¹Институт тепло-и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь, ²Instituto Tecnologico de Aeronautica (ITA), Department of Aerospace Science and Technology (DCTA), Brazil

Водяная плазма, состоящая из смеси атомов и молекул водорода и кислорода и их производных в различных состояниях, очень перспективна для многих технологических применений. Ее исследования проводились еще с 1920-х гг., когда Гердиен достиг в такой плазме температуры до 50 000 К [1]. И до сегодняшнего дня существуют две главные концепции генераторов водяной плазмы – со стабилизацией дугового разряда жидкой водой, как у Гердиена, и стабилизацией водяным паром. Первая концепция уже в наши дни была успешно развита и доведена до технологических применений в Чехии [2] в основном для напыления жаростойких керамических покрытий, вторая – развивалась во многих странах, но наиболее известны обширные исследования, проведенные Б. И. Михайловым в Институте теплофизики СО АН СССР в Новосибирске. [3]. Тем не менее, результаты этих разработок получили меньшее развитие ввиду специфических особенностей, присущих пару как плазмообразующему телу, затрудняющих его использование.

Главным недостатком жидко-водяной стабилизации является неконтролируемое испарение воды и неизбежные потери большого количества тепла со сливаемой из разрядного канала горячей водой, снижающие КПД до уровня около 60% [2]. Использование же пара вместо воды при ее контролируемом испарении теоретически позволяет достичь КПД ~ 100%, если воду сначала использовать для охлаждения, а затем – для генерации плазмы. Согласно [3], главной проблемой здесь является высокая температура конденсации воды, приводящая к конденсации ее внутри плазмотрона и охлаждающего тракта со взрывообразным переходом перегретых капель в пар, что нарушает стабилизацию дугового разряда, приводя к аварии.

Достичь высокого КПД можно в принципе на любом рабочем теле, если при охлаждении добиться полной регенерации тепловых потерь от разряда. Известно, например, что это достигается при равномерном вдувании газа через пористые стенки [4]. Однако детальные исследования показали, что пористая стенка является интенсивным турбулизатором вдуваемого газа со значительным повышением вольт-амперного отношения дуги. Это увеличивает мощность разряда, но повышает требования к электрической изоляции его в канале. Дуговой разряд при сильном вдуве разбивается на множество нестационарных токопроводящих каналов, генерируя молекулярно-неравновесную плазму даже при повышенном давлении. Поэтому такие разряды исследовались для создания инверсной среды для лазеров, но не нашли применения в промышленности. В обобщающей работе [5] была поставлена задача их дальнейших исследований. В то же время известно, что дуговой разряд может быть эффективно стабилизирован, термо- и электроизолирован вихревой закруткой обдувающего его газового потока. Действительно, уже при типичной окружной скорости 10 м/с газового потока в канале радиусом 10 мм возникает центростремительное ускорение около 1000 g, обеспечивающее такую интенсивную радиальную тепловую конвекцию, что горячая плазма локализуется и изолируется на оси канала и термически, и электрически. Поэтому наиболее ценным было бы совмещение преимуществ транспирационного охлаждения разрядного канала с вихревой стабилизацией.

При этом нужно дополнительно учитывать, что для использования в реакторах плазмотрон должен быть компактным, исключающим разделение канала на электроизолированные секции с громоздкими вихревыми камерами между ними. К тому же, в работах [6, 7] экспериментально было показано, что применяющиеся для этого короткие вихревые камеры увеличенного диаметра по сравнению с диаметром разрядного канала являются неэффективными из-за больших потерь скорости, вызванных периферийными паразитными вихрями типа Гертлера (Goertler) на периферийной вогнутой поверхности камеры, усиленными влиянием приторцевых пограничных слоев. В таких камерах вместо усиления закрутки при течении газа в разрядный канал с меньшим радиусом согласно традиционной формуле «потенциального» вихря

$$v_{\omega}R^{n} = \text{const}, \ n \le 1 \tag{1}$$

происходит ее падение на периферии камеры в несколько раз. Экспериментальные исследования невозмущающими методами лазерной анемометрии в [6, 7] показали, что соотношение (1) выполняется безоговорочно только для ограниченного набора режимов и размеров, а именно, при условии выполнения специального условия для безразмерного критерия "потенциального" взаимодействия пограничного слоя $A \leq 3$. Этот критерий был предложен в [8] для описания работы вихревых коммутирующих устройств, и использован в [6, 7] в несколько модифицированном виде для обобщения результатов экспериментальных исследований вихревых камер плазмотронов с учетом обнаруженных особенностей течения на периферии:

$$A = \frac{1.68R_0^2}{\text{Re}^{0.2}F} \varepsilon^{0.8} \,. \tag{2}$$

Для получения максимального КПД нужно решить две задачи – снизить тепловые потоки в разрядную камеру плазмотрона и затем снять их с использованием только рабочего расхода газа или пара. Поэтому создание проницаемого разрядного канала дугового плазмотрона, обладающего одновременно свойствами эффективного завихрителя, позволило бы полностью регенерировать тепловые потоки, как у пористой стенки, сохранять свойства равновесной термической плазмы в дуге и не разделять канал на секции.

Нами была разработана конструкция разрядного канала с транспирационно-вихревой теплозащитой, использующей спиральное оребрение по наружной поверхности и ряд сквозных кольцевых щелей, прорезанных в его стенках, сообщающих внутреннюю полость с полостью винтового тракта снаружи [9, 10] (рис. 1). Это оребрение выполняет троякую функцию – закрутку газа в межэлектродном зазоре между каналом и катодом без использования специальной вихревой камеры, передачу тангенциального момента импульса в кольцевые щели и через них – в полость разрядного канала, и конвективную теплопередачу от оребренных стенок в протекающий в них поток рабочего тела. Последнее позволяет регенерировать даже лучистые тепловые потери от дуги в стенки разрядного канала, подобно

пористому. Конвективные же потери эффективно блокируются распределенным вихревым вдувом через кольцевые щели, для которых условие $A \le 3$ выполняется надлежащим выбором размеров винтового такта и щелей.



Рис. 1. Схема вихревого плазмотрона: 1 – катод; 2 – анод; 3 – спиральный канал; 4 – щели вихревого вдува; 5 – межэлектродный зазор, 6 – электрическая дуга

Использование водяного пара открывает для таких плазмотронов особенно широкие перспективы, если для охлаждения канала использовать уникально высокую теплоту испарения воды – 2.3 МДж/кг. При этом, как отмечалось, подавать воду в жидком состоянии в плазмотрон нельзя из-за ее взрывообразного перехода в пар. Однако эти трудности с неустойчивым переходом в пар, как проверено экспериментсльно, можно обойти в двухступенчатой дроссельной пароплазменной установке, в которой плазмотрон и парогенератор объединены единой системой регулирования. На рис. 2 в координатах *Р-h* показана работа подобной установки. В ней применяется специальный двухступенчатый дроссельный прямоточный трубчатый электрический парогенератор, содержащий две гидравлически последовательно соединенные ступени с раздельным электропитанием. Первая и вторая ступени соединяются между собой через гидравлический регулируемый дроссель. Здесь от нуля до точки А – нагрев воды до температуры 130 °С в первой ступени парогенератора под давлением 1 МПа. Если продолжать нагрев по линии А-В, то, как описано у Б. И. Михайлова [3], при подводе тепла от стенок к потоку он изолируется от стенок паровой оболочкой, которая разрывает непрерывный поток воды на отдельные капли, которые затем перегреваются и, становясь неустойчивыми, мгновенно переходят в пар, вызывая взрывные эффекты, проявляющиеся в интенсивных пульсациях давления. Эти пульсации, передаются через подводящий тракт в плазмотрон, нарушая вихревую стабилизацию дуги и разрушая электроды. Однако если пересечь левую границу фазового перехода вода – насыщенный пар без нагрева, используя вместо этого дросселирование горячей воды по линии А-С с давления 1 МПа до 0,1-0,2 МПа, то в точке С образуется влажный насыщенный пар с влагосодержанием более 90%, в котором влага диспергирована на множество очень мелких микрокапель, которые не вызывают заметных взрывных эффектов при дальнейшем нагреве. Тепло же во второй ступени подводится к пару через стенки, которые поэтому всегда горячее потока, предотвращая образование на них конденсата, и дальнейший нагрев проходит спокойно до полного осушения потока. Такой пар можно использовать для стабилизации электрической дуги даже до его осушения в описанном выше разрядном канале с моменто-проницаемыми стенками. Как видно из *P-h* диаграммы, при нагреве по линии C-D влажный пар сохраняет постоянную температуру, соответствующую давлению во второй ступени. Если это 0.2 МПа, то его температура равна 120 градусов вплоть до достижения энтальпии 2600 кДж/кг, где он пересекает правую границу фазового перехода влажный насыщенный пар – сухой перегретый пар. Для большинства плазмохимических технологий, включая переработку бытовых и других органических отходов, требуется водяная плазма с температурой около 3000 К, что соответствует при атмосферном давлении энтальпии воды около 18 МДж/кг. Средние энергозатраты, допустимые для рациональной переработки твердых бытовых отходов, могут быть оценены величиной около 1 кВт ч/кг. Это значит, что для установки производительностью 1 т/ч требуется тепловая мощность 1 МВт, что соответствует в нашем случае расходу пара около 55 г/с. Такой расход воды при использовании в нашей установке способен снять тепловую мощность 130 кВт при нагреве от 100°С до 200°С. Это потребует КПД такого плазмотрона не ниже 87%, что с запасом обеспечивается нашей плазменной установкой.



Рис. 2. Р-h диаграмма для работы пароплазменной установки

Для показанной выше схемы плазмотрона [6, 7] КПД при испытаниях на паре составил более 97%, причем эти 2–3% ушли на охлаждение миниатюрного термоэмиссионного катода. Если слив охлаждающей воды из катода подключить параллельно основному расходу воды на вход первой ступени парогенератора, то это небольшое усложнение способно обеспечить работу с КПД около 100%, так как канал охлаждается исключительно рабочим телом.

Часть результатов настоящей работы получена в Бразилии при поддержке Бразильских научных фондов CNPq, CAPES, FAPESP и FCMF (Fundação Casimiro Montenegro Filho) при ITA (Instituto Tecnnológico de Aeronautica), а также компании CPFL.

Обозначения

 v_{ϕ} – скорость закрутки, м/с; R – текущий радиус, м; R_0 – наружный радиус вихревой камеры, м; Re – число Рейнольдса по R_0 ; F – суммарная площадь тангенциальных каналов вихревой камеры, м²; ε – коэффициент местных потерь на входе в вихревую камеру.

Литература

1. Gerdien H., Lotz A. // Wiss. Veroffentlichungen Siemenswerk, 1920. – 489 p.

2. Hrabovsky M. Thermal Plasma Generators with Water Stabilized Arc // The Open Plasma Physics. J. 2009. Vol. 2. Pp. 99–104.

3. Михайлов Б. И. Регенерация тепла в электродуговых паровихревых плазмотронах. Автоплазмотроны. Ч. 1 // Теплофизика и аэромеханика. 2005. Т. 12, № 1. С. 135–148.

4. Anderson J. E., Eckert E. R. G. Transpiration Cooling of a Constricted Electric-Arc Heater // AIAA J. 1967. Vol. 5, No. 4. Pp. 699–706.

5. Леонтьев А. И., Волчков Э. П. и др. Тепловая защита стенок плазмотронов // Низкотемпературная плазма. Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 1995. Т. 15. С. 313.

6. Charakhovski L., Kostin N. The vortex flows in Electric Arc Heaters // Heat Transfer: Soviet Research. 1984. Vol. 16, No. 5. Pp. 126–140.

7. Костин Н., Оленович А., Поденок Л., Шараховский Л. О методике расчета параметров вихревых камер плазмотронов // Х Всесоюзн. конф. по генераторам низкотемпературной плазмы: Сб. тр. Фрунзе, Илим, 1983. С. 330–331.

8. Розенцвейг Л. Н., Левеллен В. С., Росс Д. Г. Ограниченные вихревые течения при взаимодействии с пограничным слоем // Ракетная техника и космонавтика. 1964. С. 94–103.

9. Пат. РБ 16787, Н 05Н1/00; В01Ј 19/08. Межэлектродная вставка плазмотрона / Л. И. Шараховский, А. И. Шараховский Опубл. 30.12. 2011, Бюл. НЦИС РБ № 1.

10. Charakhovski L., Marquesi A. R., Otani C., Petraconi G. Filho, Bicudo R., da Silva A. S. Sobrinho, Massi M., Maciel H. S., Gorbunov A., Halinouski A. Water steam plasma equipment // Proc. 8th Intern. conf. on Plasma Technologies (ICPAT8). 18–21 February 2013, Rio de Janeiro, Pp. 48–51.

УДК 661.655;685

РЕАКТОР ДЛЯ ОБРАБОТКИ И ПРОИЗВОДСТВА ТУГОПЛАВКИХ МАТЕРИАЛОВ: ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ, РЕСУРСНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Г. В. Галевский, В. В. Руднева, К. А. Ефимова, Т. И. Алексеева

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк, Россия

Введение. В настоящее время в Сибирском государственном индустриальном университете накоплен значительный опыт исследования и эксплуатации трехструйного прямоточного плазменного реактора с электродуговыми плазмотронами и применения его для синтеза тугоплавких карбидов, боридов и их композиций. Однако опубликованные ранее результаты получены для лабораторного плазменного реактора мощностью 30–50 кВт, не содержат проектно-технологических предложений и рекомендаций по выходу на промышленный уровень и полной информации по его теплотехническим и технологическим характеристикам. В связи с этим в настоящей работе решались следующие вопросы:

1) определение для трехструйного реактора промышленного уровня мощности, конструктивных и теплотехнических условий его достижения;

2) определение среднемассовой температуры плазменного потока;

3) определение удельной электрической мощности в камере смешения;

4) определение ресурса работы плазмотронов;

5) оценка загрязнения тугоплавких соединений продуктами эрозии электродов плазмотронов.

Определение промышленного уровня мощности трехструйного реактора. При решении этого вопроса учитывалось, что для эффективной переработки дисперсного сырья
удельная энтальпия плазменного потока на входе в реактор должна составлять 7,5– 8,5 МДж/кг; начальная скорость плазменного потока не должна превышать 60–65 м/с; для генерации плазмы должны использоваться плазмотроны с газовихревой стабилизацией электрической дуги, так как установка соленоидов конструктивно и технологически затруднена; плазмотроны должны работать на азоте и смеси его с водородом.

На рис. 1 представлены экспериментально определенные методом секционного калориметрирования значения теплового КПД плазмотронов для реакторов мощностью 30, 50, 80, 120 и 150 кВт с плазмотронами ЭДП-104А и прогнозируемые значения теплового КПД плазмотронов для реакторов мощностью 200 и 250 кВт с плазмотронами ЭДП-114. Можно видеть, что в области промышленного уровня мощности 150–250 кВт тепловой КПД плазмотронов близок к 0,50. Требуемые для процессов плазмометаллургического производства тугоплавких соединений значения удельной энтальпии достигаются при мощности плазмотронов 80-150 кВт. При этом повышение мощности от 80 до 150 кВт обеспечивает увеличение массы генерируемого газа с требуемым уровнем энтальпии в 2 раза.



Рис. 1. Зависимость теплового КПД η (1), удельной энтальпии плазменного потока на входе в реактор H (2), массового расхода плазмообразующего газа G_{N2} (3) от мощности реактора

Определение среднемассовой температуры плазменного потока. Канал реактора для тепловой защиты стенки и снижения размеров пристеночной низкотемпературной зоны футеровался цилиндрическими вставками из диоксида циркония с толщиной стенок 0,005 м и наружным диаметром 0,064 м, уменьшающим его диаметр до 0,054 м. Методом секционного калориметрирования исследовано продольное распределение теплового потока, среднемассовой температуры и температуры внутренней поверхности футерованной и нефутерованной стенки реактора. Тепловой поток в каждой секции определялся по тепловому балансу путем измерения нагрева охлаждающей воды. Распределение среднемассовой температуры плазменного потока по длине реактора рассчитывалось по величине среднемассовой энтальпии. При этом энтальпия потока газа на выходе из секции принималась меньшей, чем на входе, на количество энергии, переданной газом к стенкам этой секции. Среднемассовая энтальпия находилась как среднеарифметическое от входного и выходного значения энтальпии. Температура внутренней поверхности футеровки и нефутерованной стенки реактора рассчитывалась по экспериментально определенным значениям теплового потока.

Основные результаты исследований представлены на рис. 2 и 3. Можно видеть, что применение футеровки из диоксида циркония обеспечивает повышение среднемассовой температуры потока и температуры стенки: на длине реактора 12 калибров среднемассовая температура изменяется с 5500 до 3200 К, а температура стенки в пределах 1900–850 К. Для нефутерованного канала реактора эти характеристики изменяются в пределах 5500–2650 К и 800–350 К.



Рис. 2. Продольное распределение среднемассовой температуры для реактора с футеровкой из диоксида циркония (1) и нефутерованного реактора (2). $T(1) = (5500-3200) \pm (100-60); T(2) = (5500-2650) \pm (100-55)$

Рис. 3. Продольное распределение температуры внутренней поверхности футеровки из диоксида циркония (1), нефутерованной стенки реактора (2). $T(1) = (1900-850) \pm \pm (35-15); T(2) = (800-350) \pm (10-5)$

Определение удельной электрической мощности. Удельная электрическая мощность, определяемая как отношение подведенной к реакционной зоне мощности к ее объему, является важнейшей характеристикой современного электротермического оборудования и изменяется в пределах от величины 0,2 MBт/м³, характерной для большинства электропечей, до очень большой величины – 3750 MBт/м³, свойственной только реакционной камере высокого давления для синтеза алмазов.

Удельная электрическая мощность определялась как

$$W_{y\partial} = \frac{P}{V_{p,\kappa}} = \frac{P_0 \eta}{0,785 D_p^2 L_{p,3}},$$
(1)

где W_{yg} – удельная электрическая мощность, MBт/м³; P_0 – суммарная мощность, кBт; D_p – внутренний диаметр канала реактора, м; $L_{p,3}$ – длина реакционной зоны, м; P – мощность, подведенная к камере смешения, кBт; $V_{p,3}$ – объем реакционной зоны, м³; η – тепловой КПД плазмотронов.

Значения удельной электрической мощности, рассчитанные для теплоизолированного диоксидом циркония канала реактора диаметром 0,054 м и значений мощности плазмотронов 85, 100, 125, 150 кВт, составляют 625, 688, 813 и 1214 МВ/м³ соответственно, что значительно превышает этот показатель для традиционного электротермического оборудования.

Определение ресурса работы плазмотронов. Ресурс работы плазмотрона, определяемый эрозией материалов электродов, является его важнейшей характеристикой. Катодные и анодные пятна электрических дуг на холодных электродах характеризуются чрезвычайно высоким уровнем плотности теплового потока, достигающего $10^4 - 10^5$ MBt/m³. Такие тепловые нагрузки в стационарном режиме не в состоянии выдержать ни один из

известных материалов. Для обеспечения приемлемого уровня эрозии электрода приэлектродные участки дуги перемещают по поверхности электрода воздействием на них аэродинамических или электродинамических сил. При перемещении опорного пятна дуги поверхность электродов подвергается циклическим тепловым ударам, в результате чего возникают трещины материала электродов, что приводит к его механическому разрушению, снижению тепло- и электропроводности. Поэтому скорость эрозии электродов связана с физическими процессами в приэлектродных областях дугового разряда, на поверхности электрода и внутри кристаллической решетки металла, из которого он изготовлен. Она определяется такими нестационарными процессами как крупно- и мелкомасштабное шунтирование дуги, воздействие на дуговой столб внешнего магнитного поля, аэродинамика потока газа в плазмотроне. Эрозия катода также зависит от его диаметра и конструктивного исполнения, состава плазмообразующего газа, силы тока, цикличности работы (числа включений плазмотронов), качества теплового контакта поверхностей вольфрамового стержня и медного катододержателя. Эрозия медного анода определяется условиями охлаждения дуги, силой тока, величиной магнитной индукции, защитой поверхности анода инертным или природным газом. Интегральной характеристикой процессов эрозии электродов является удельная эрозия, измеряемая в кг/Кл. Величина удельной эрозии вольфрамового катода в азоте при атмосферном давлении, концентрации кислорода до 0,5% и силе тока 250-300 А лежит в пределах (2-5)·10⁻¹² кг/Кл, а при увеличении концентрации кислорода до 1,5% достигает (2-4)-10⁻⁸ кг/Кл. Величина удельной эрозии медного цилиндри-ческого анода также в значительной степени определяется присутствием в рабочем газе кислорода. Так, при силе тока 180 А в высокочистом азоте, содержащем около 0,001% кислорода, удельная эрозия оценивается на уровне 10⁻¹²-10⁻¹¹ кг/Кл, а в азоте технической чистоты (кислорода до 0,5%) она возрастает более чем на порядок.

Обычно ресурс работы плазмотрона принимается равным меньшему значению ресурса работы одного из электродов. Экспериментальное определение ресурса работы электродов весьма трудоемко и затратно. В связи с этим ресурс работы анода и катода оценивался расчетным путем. Для этого сложный профиль изношенной части анода в месте привязки электрической дуги за уступом принимается подобным треугольнику, а диаметр образующегося в катоде под воздействием дуги кратера – равным диаметру привязки дуги. Определено, что при силе тока 200 А и удельной эрозии анода 5 $\cdot 10^{-12}$ кг/Кл, катода 1 $\cdot 10^{-12}$ кг/Кл ресурсы работы анода и катода составляют 4700 и 111 ч.

Таким образом, ресурс непрерывной работы плазмотрона определяется ресурсом работы катода и превышает 100 ч, что соответствует паспортным данным. Однако следует отметить, что принятие значения удельной эрозии для анода и катода соответствует условиям, когда в плазмообразующий газ (азот технической чистоты) добавляется природный газ для связывания кислорода и защиты электродов, что свидетельствует о целесообразности технологической реализации этого способа повышения ресурса работы электродов.

Оценка загрязнения тугоплавких соединений продуктами эрозии электродов плазмотрона. В настоящее время в соответствующей технической литературе достаточно распространено мнение о том, что применение электродуговых плазмотронов в плазменных реакторах ограниченно из-за сильного загрязнения получаемых материалов продуктами эрозии электродов плазмотронов, т. е. вольфрамом катода и медью анода. В связи с этим проведена оценка возможного загрязнения тугоплавких соединений продуктами эрозии электродов для следующих условий: производительность реактора по карбиду или бориду 3,0 кг/ч, удельная эрозия медного анода $5 \cdot 10^{-12}$ кг/Кл, вольфрамового катода $1 \cdot 10^{-12}$ кг/Кл, ресурс работы 4700 и 111 ч для анода и катода соответственно. Тогда масса продуктов эрозии,

образовавшихся за 1 ч, составит для медного анода $m_{Cu} = \frac{8,9 \cdot 10^3 \cdot 1,88 \cdot 10^{-6}}{4700} = 3,6 \cdot 10^{-6}$ кг, для

вольфрамового катода $m_{\rm W} = \frac{19,34 \cdot 10^3 \cdot 0,42 \cdot 10^{-8}}{111} = 7,2 \cdot 10^{-7}$ кг. Это соответствует содержанию

в карбиде меди $\frac{0,0036}{3000+0,0036} \cdot 100\% = 0,0001\%$, вольфрама $\frac{0,00072}{3000+0,00072} \cdot 100\% = 0,00002\%$.

Полученные значения свидетельствуют об отсутствии фактической угрозы для загрязнения тугоплавких соединений примесями меди и вольфрама и снижения в связи с этим их потребительских свойств.

Выводы. Исследованы теплотехнические, ресурсные и технологические характеристики трехструйного плазменного реактора с каналом диаметром 0,054 м. Установлено, что сочетание теплового КПД, требуемой удельной энтальпии плазмообразующего газа и его массового расхода, близкое к оптимальному, достигается при мощности реактора 150 кВт. Среднемассовая температура плазменного потока на длине реактора 12 калибров при теплоизоляции его цилиндром из диоксида циркония толщиной 0,005 м изменяется в пределах 5500–3200 К, а температура стенки – 1900–850 К. Удельная электрическая мощность достигает 1214 МВт/м³. Расчетный ресурс работы электродов составляет для медного анода 4700 ч, вольфрамового катода 111 ч. Прогнозируемое загрязнение карбидов и боридов продуктами эрозии электродов не превышает 0,0001% меди и 0,00002% вольфрама.

УДК 658.567.5

ПЛАЗМОХИМИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЛОГЕНОСОДЕРЖАЩИХ ОРГАНИЧЕСКИХ ОТХОДОВ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ХИМИЧЕСКОЙ И ФАРМАЦЕВТИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

И. Гимпелевич, Е. Мегидов, И. Мишне, Ш. Рам, Ю. Шимон

Компания EST – Environmental System & Treatment, г. Омер, Израиль

Сегодня экологическую ситуацию в мире можно охарактеризовать как близкую к критической. В течение долгого времени проблема утилизации отходов не была такой актуальной. Однако стремительный рост населения и бурное развитие промышленности привели к росту количества различных отходов в геометрической прогрессии. Природа уже не в состоянии самостоятельно переработать такое огромное количество мусора. Актуальность утилизации твердых бытовых и других видов отходов перестала вызывать сомнения после того, как начали учащаться вспышки различных инфекционных заболеваний, особенно в развивающихся странах. Сейчас загрязнение почвы, воды, воздуха – проблема всей планеты в целом и каждого государства в отдельности.

На последнем саммите ООН по защите климата, который прошел в Париже в декабре 2015 г., перед человечеством была поставлена долгосрочная цель – удержать глобальное потепление на уровне 2 градусов в год и стремиться к тому, чтобы остановить его на уровне 1,5 градусов. Поставленная цель может быть достигнута только путем значительного снижения промышленных выбросов "парниковых субстанций" в атмосферу. Ведущие страны мира взяли на себя обязательство выделять до 2020 г. по 100 миллиардов долларов в год на помощь развивающимся странам в сокращении выбросов и в соответствующей адаптации их промышленности.

В этой связи плазменные методы переработки и утилизации вредных промышленных отходов, с учетом достигнутых на протяжении последних десятилетий результатов научных исследований и накопленного богатого опыта практического использования, несомненно должны сыграть выжнейшую роль в решении вышеупомянутых глобальных проблем.

Подробный обзор и анализ существующих плазменных технологий и оборудования для переработки отходов приведен в монографии [1]. В работе подробно рассмотрены преимущества технологий, основанных на применении низкотемпературной плазмы, по сравнению с традиционными методами сжигания отходов, которые сами по себе являются источником загрязнения окружающей среды

Компания EST была создана примерно 10 лет назад с целью разработки и внедрения оборудования и технологии для плазмохимической переработки газообразных и жидких отходов на предприятиях химической и фармацевтической промышленности. Особенностью метода, предложенного EST, является встраивание отходоперерабатывающего оборудования непосредественно в производственную-технологическую линию заказчика. Уже первые испытания [2] показали высокую эффективность предложенной концепции как для жидких, так и для газообразных отходов.

Компанией разработаны два типа автоматизированных установок:

1. <u>*G.W.T.S. – Gas Waste Treatment System –* для переработки вредных газообразных выбросов.</u>

2. <u>С.W.T.S. – Chemical Waste Treatment System</u> – для переработки опасных жидких отходов, включая суспензии.

Оборудование EST защищено патентами США (US 7,677,185 В2), Европы и Израиля (172764).

На рис. 1 приведена блок-диаграмма установки G.W.T.S.



Рис. 1. Блок-схема установки для плазменной переработки вредных газообразных отходов

В установках компании *EST* в настоящее время используется плазмотрон, который в соответствии с классификацией [3] относится к типу плазмотронов с фиксацией средней длины дуги уступом. Плазмотрон типа ПДС-3 мощностью до 50 кВт разработан в ИТМО

имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Его тепловые и электрические характеристики приведены в работе [4]. Срок службы электродов составляет 200–250 ч по катоду и 150–200 ч по аноду.

Адаптация оборудования EST для конкретных отходов производится следующим образом:

• изучается состав отходов, предоставленный потенциальным заказчиком;

• производится термодинамический и кинетический теоритический анализ возможных химических реакций с целью определения энергозатрат, необходимых для начальной деструкции обрабатываемых отходов при контакте с плазменной струей.

• в соответствии с результатами упромянутого выше анализа и предполагаемыми продуктами реакций, проектируется реактор и система газоотчистки.

Часто приходится сталкиваться с ситуацией, когда генерируемые отходы существенно изменяются во времени как по расходу, так и по концентрации TOC (Total Organic Carbon). Для преодоления возникающих при этом проблем разработана система автоматического регулирования процесса, которая позволяет регулировать мощность плазмотрона и расходы реакционного воздуха (окислителя) в зависимости от параметров отходов, поступающих на переработку и состава выхлопных газов. Алгоритм управления также подлежит адаптации для специфических отходов.

В компании имеется опыт переработки следующих отходов: метиленхлорид, суспензии, содержащие хлор- и броморганику, метилхлорид, метилбромид, гексан и смеси различных углеводородов.

На рис. 2 приведена фотография одной из установок EST для утилизации газообразных отходов, работающей на одном из нефтеперерабатывающих заводов в Италии.



Рис. 4. Одна из установок EST на нефтеперерабатывающем заводе в Италии

Литература

1. Моссэ А. Л., Савчин В. В. Плазменные технологии и устройства для переработки отходов. Минск: Беларус. навука, 2015. – 411 с.

2. Simon Y., Mishne I., Megidov Y. On-site Plasma Based Wastes Treatment of Chemical, Pharmaceutical & Others Industries. The 9th Annual Ecological Immigrant Scientists Conference. Jerusalem: Noy, 2006. Pp. 69–74.

3. Жуков М. Ф., Засыпкин И. М. и др. Электродуговые генераторы термической плазмы. Новосибирск: Наука, 1999. – 712 с.

4. Моссэ А. Л. Унифицированный ряд электродуговых плазмотронов для плазменных нагревательных устройств. Минск, 1988. – 40 с. (Препринт / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова, № 6).

ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ И ОБОРУДОВАНИИ

УДК 536.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В КОЛЬЦЕВОМ КАНАЛЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНТЕНСИФИКАТОРА

Б. Ю. Агишев¹, Э. А. Болтенко², А. Н. Варава¹, А. В. Дедов¹, А. В. Захаренков¹, А. Т. Комов¹

¹Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия ²АО «Электрогорский научно-исследовательский центр по безопасности атомных электростанций», г. Электрогорск, Россия

Актуальные для энергетики и промышленности задачи интенсификации теплообмена успешно решаются научным сообществом в течение многих лет. Разработаны различные методы интенсификации, на базе которых созданы эффективные теплообменные аппараты и устройства. Достаточно полно эти методы отражены в обзорных работах [1, 2]. Вместе с тем до сих пор отсутствуют надежные, экспериментально обоснованные методы интенсификации теплообмена на выпуклой обогреваемой поверхности.

В работе [3] предложен метод интенсификации теплообмена, основанный на организации взаимодействующих потоков в кольцевом канале. В НИУ «МЭИ» выполнено экспериментальное обоснование данного метода, получен обширный банк данных по теплообмену и гидродинамике. Опытные данные получены на экспериментальном стенде «ТВС МЭИ», оснащенном современной аппаратурой и измерительными системами, включая автоматизированную систему управления (АСУ) и автоматизированную систему сбора и обработки информации (АСНИ). Оборудование стенда позволяет проводить комплекс теплогидравлических исследований на электрообогреваемых рабочих участках, моделирующих элементы и узлы реакторных установок (РУ) в широком диапазоне технологических параметров (давление до 16 МПа, температура до 350 °С, массовые скорости до 17 500 кг/(м²·с). Описание стенда, его основные характеристики, результаты наладочных экспериментов и первичные данные представлены в [4] и обсуждались на конференциях [5–7].

На рис. 1 представлена схема организации взаимодействующих потоков в кольцевом канале. На выпуклой поверхности цилиндрической трубы 1 вдоль образующей цилиндра устанавливается четыре ребра 2. Сверху на ребра навивается проволока 3 с заранее выбранным шагом, которая приваривается к ребрам. При этом сумма высоты ребра и диаметра проволоки равна ширине кольцевого зазора. Вместо ребер для крепления проволочной навивки устанавливались также небольшой длины проволочные проставки, ориентированные вдоль оси канала. Поток жидкости, формируемый проволокой, оказывается закрученным, и его ось направлена под некоторым углом к оси канала. Второй поток жидкости, идущий между ребрами и омывающий выпуклую поверхность обогреваемой трубы, имеет шаг закрутки равный бесконечности и назван транзитным потоком. В целях проведения измерений с различными сечениями транзитного и закрученного потоков при монтаже интенсификатора варьировалась высота ребер (проставок) и толщина проволоки.



Рис.1. Схема организации взаимодействующих закрученного и транзитного потоков: 1 – обогреваемый участок, 2 – продольное ребро, 3 – проволочная навивка, 4 – стенка сосуда высокого давления, 5 – кольцевой канал, 6 – направление закрученного потока, 7 – направление транзитного потока, *t* – шаг закрутки

В работе использовались различные параметры интенсификаторов при следующих шагах закрутки t = 40, 60, 100 мм. Основные геометрические характеристики интенсификаторов: высота ребра: h = 0.9; 0,75; 0,4 мм; диаметр закручивающей проволоки: $d_{np} = 0.6$; 0,75; 1,1 мм.

При обработке экспериментальных данных удобно пользоваться относительными величинами, в частности относительной высотой опорного ребра, определяющего соотношение расходов закрученного и транзитного потоков:

$$\dot{h} = \frac{2h}{d_2 - d_1},\tag{1}$$

где d_2 , d_1 – наружный и внутренний диаметр кольцевого канала соответственно. В опытах значение \dot{h} изменялось от 0,23 до 0,53.

Сравнение влияния ребер и проставок на интенсификацию теплообмена приведено в работе [8].

В данной работе представлены результаты исследований по изучению влияния шага закрутки на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление при различных значениях относительной высоты ребра \dot{h} с целью определения оптимальных геометрических характеристик интенсификатора.

Исследование потерь давления и гидравлического сопротивления. Результаты прямых измерений потерь давления от массового расхода теплоносителя представлены на рис. 2.





В результате обработки получены зависимости коэффициента гидравлического сопротивления ξ от числа Рейнольдса Re (рис. 3).



Рис. 3. Зависимости коэффициента гидравлического сопротивления ξ от числа Рейнольдса: 1 – гладкий кольцевой канал; 2 – канал с ребрами; 3 – ребра и закручивающая проволока (t = 50 мм); 4 – ребра и закручивающая проволока (t = 40 мм); 5 – расчет по формуле Филоненко

Исследование теплоотдачи. Опыты по теплоотдаче сводились к измерению температурных полей по длине рабочего участка и оценке безразмерного коэффициента теплоотдачи для различных интенсификаторов.

На рис. 4 представлена зависимость безразмерного комплекса Nu/A от относительной высоты ребра \dot{h} для различных шагов закрутки *t*. Здесь

$$A = \Pr_{\pi}^{0.4} \left(\frac{\Pr_{\pi}}{\Pr_{\text{cr}}}\right)^{0.25} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0.15}$$

.

На рис. 5 представлена зависимость безразмерного комплекса Nu/A от шага закрутки *t* для различных чисел Рейнольдса Re.

160,0 **Nu/A**

140,0

120,0

♦-1

□-2



Рис. 4. Зависимость комплекса Nu/A от относительной высоты ребра \dot{h} : 1 – шаг закрутки t = 40 мм; 2 – 50; 3 – 60; 4 – 100

Рис. 5. Зависимость комплекса Nu/A от шага закрутки t при $\dot{h} = 0.53$: 1 – Re = 30 000; 2 – 45 000

Литература

1. Леонтьев А. И., Олимпиев В. В. Анализ эффективности пристенных закручивателей потока (обзор) // Теплоэнергетика. 2013. № 1. С. 68–78.

2. Попов И. А., Яковлев А. Б., Щелчков А. В., Рыжков Д. В., Обухова Л. А. Перспективные методы интенсификации теплообмена для теплоэнергетического оборудования // Энергетика Татарстана. 2011. № 1. С. 25–29.

3. Пат. России 2220464, МКИЗС 21С3/00, 3/30, 3/32. Тепловыделяющая сборка / В. Н. Блинков, Э. А. Болтенко. № 2002104121 от 20.02.2002 // Открытия. Изобретения. 2003. № 36.

4. Захаренков А. В., Комов А. Т., Варава А. Н. и др. Экспериментальный стенд для исследования теплогидравлических характеристик модельных элементов тепловыделяющих сборок // Вестник МЭИ. 2013. № 2. С. 39–45.

5. Комов А. Т., Варава А. Н., Дедов А. В. Болтенко Э. А. Захаренков А. В., Агишев Б. Ю. Интенсификация теплообмена на выпуклой поверхности кольцевого канала методом взаимодействующих закрученных потоков // Тр. 6-й Рос. нац. конф. по теплообмену М.: НИУ МЭИ, 2014. CD.

6. Zakharenkov Alexander V., Boltenko Eduard A., Varava Alexander N., Dedov Aleksey V., Komov Alexander T. Investigation of heat exchange and hydrodinamics parameters in annular channels with interacting swirling flows // 15th Intern. Heat Transfer conf. 2014. CD.

7. Агишев Б. Ю., Болтенко Э. А., Варава А. Н., Дедов А. В., Захаренков А. В., Комов А. Т. Экспериментальное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевом канале с использованием интенсификаторов различной геометрии // Пятая междунар. конф. «Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках», 2015. CD.

8. Болтенко Э. А., Варава А. Н., Дедов А. В., Захаренков А. В., Комов А. Т., Малаховский С. А. Исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевом канале с интенсификаторами теплообмена // Теплоэнергетика. 2015. № 3. С. 22–28.

УДК 66.047:536.24

ТЕПЛОМАССООБМЕН КАПЕЛЬ РАСТВОРА В УСЛОВИЯХ НЕСТАЦИОНАРНОГО И КОМБИНИРОВАННОГО ТЕПЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

П. В. Акулич¹, А. А. Акулич²

¹Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь ²Могилевский государственный университет продовольствия, г. Могилев, Беларусь

Процессы тепломассообмена в газожидкостных дисперсных системах находят широкое применение в различных отраслях промышленности. К ним относятся весьма распространенные процессы обезвоживания растворов в диспергированном состоянии. Характерной особенностью процесса массообмена или сушки капель растворов и суспензий является формирование на определенной стадии структуры твердой фазы или корочки на поверхности капли, причем образующаяся пористая структура подвержена деформациям. Снижение влагосодержания и формирование сухой структуры твердой фазы определяют завершение низкотемпературной стадии обезвоживания капли. Структура обезвоженной частицы, ее форма и размеры зависят от физических свойств материала и от условий диспергирования и тепломассообмена. В большей степени изучен тепломассообмен капель растворов при конвективном тепловом воздействии [1–4]. В работе [2] на основе физического явления образования корочки на поверхности капли раствора построено математическое описание процессов тепломассообмена.

В настоящей работе исследуется тепломассоперенос при дегидратации движущихся в газовой фазе капель раствора в условиях комбинированного и импульсно-конвективного энергетических воздействий. Рассматривается капля раствора, которая под действием силы сопротивления газовой фазы и силы тяжести движется вертикально вниз. При этом на частицу воздействуют конвективный поток теплоты, инфракрасное (ИК) и сверхвысоко-частотное (СВЧ) излучения. На низкотемпературной стадии учитывается изменение размера

капли, а на высокотемпературной стадии допускается, что диаметр частиц не изменяется, причем происходит углубление зоны испарения в образованной структуре твердой фазы. Следует отметить, что в распылительных сушильных камерах, как правило, низкая объемная концентрация частиц. Поэтому в ряде случаев можно пренебречь соударением и взаимодействием частиц, а также эффектами, связанными с изменением межфазной поверхности (дроблением, коагуляцией), а, следовательно, ограничиться рассмотрением одиночной частицы.

При допущении о сферически-симметричном испарении капли усредненная по ее поверхности абсолютная скорость покидающих каплю частиц пара равна скорости капли [3]. Поэтому уравнение движения капли переменной массы записывается формально в том же виде, что и уравнение движения капли постоянной массы. При стационарном движении несущей фазы пренебрегается силой присоединенных масс из-за инерционных эффектов и «наследственной» силой Бассэ, возникающей в результате нестационарных эффектов в несущей фазе (нестационарности пограничного слоя вокруг частицы), вследствие их малости для рассматриваемых режимов движения фаз. В этом случае уравнение движения капли раствора переменной массы имеет вид

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{2(\rho_{\rm q} - \rho_{\rm r})}{2\rho_{\rm q} + \rho_{\rm r}}g + \frac{3\xi\rho_{\rm r}}{2d(2\rho_{\rm q} + \rho_{\rm r})}|v - w|(v - w)$$
(1)

с начальными условиями $\tau = 0$: x = 0; w = 0.

В случае импульсного или волнового движения несущей фазы учитывалось влияние вышеуказанных сил за счет нестационарных эффектов [3].

На низкотемпературной стадии до момента образования структуры твердой фазы, достижения заданной плотности сухого вещества ρ_c (пористости, влагосодержания), когда $d > d_*$, где $d_* = 2R$ (рис. 1), процесс сушки капли раствора описывается в рамках механизма испарения чистой жидкости.



Рис. 1. К постановке задачи

Изменение размера капли описывается уравнением

$$\frac{d(d)}{d\tau} = -\frac{2}{\rho_{\kappa}r_{\Pi}} \left[\alpha_{\kappa o \mu B} \left(T_{cp} - T_{\Pi o B} \right) + c_0 \varepsilon_1 \left[\left(\frac{T_{\mu 3 \Pi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\Pi o B}}{100} \right)^4 \right] + \frac{d}{6} 5,56 \cdot 10^{-11} E^2 f \varepsilon' \, \text{tg} \, \delta \right].$$
(2)

Уравнение для определения температуры капли при испарении свободной влаги

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{1}{c_{\rm q}\rho_{\rm q}} \left\{ \frac{6\alpha_{\rm {\tiny KOHB}}}{d} \left(T_{\rm cp} - T\right) + \frac{6c_{\rm 0}\varepsilon_{\rm 1}}{d} \left[\left(\frac{T_{\rm {\tiny H3\Pi}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T}{100}\right)^4 \right] + 5,56 \cdot 10^{-11} E^2 f \varepsilon' \, \text{tg} \, \delta - \frac{6D_{\rm m}}{d^2} \, \text{Sh} \left[\rho_{\rm H} \left(T\right) - \rho_{\rm cp} \right] r_{\rm m} \right\}.$$
(3)

Плотность насыщенного пара $\rho_{\rm H}(T) = p_{\rm H}/R_{\rm n}T$. Допускается, что $T_{\rm пов} = T$. Коэффициент теплоотдачи определяется по зависимости Nu = 2 + 0.55Re^{0.5}Pr^{0.33}. Допуская аналогию процессов тепло- и массообмена, коэффициент массоотдачи определяется по аналогичной корреляции. Значения физических параметров находятся по средней температуре в пограничном слое, приближенно равной $(T_{\rm cp} + \overline{T})/2$.

Полагается, что после завершения структурообразования твердой фазы $d = d_*$ дальнейший перенос влаги сопровождается углублением зоны испарения. Принимается, что углубляющаяся поверхность испарения разделяет частицу на две зоны. Внешняя зона представляет собой слой практически сухого материала, через который теплота за счет теплопроводности подводится к границе испарения, а образующиеся пары переносятся к поверхности частицы. Ввиду относительно высокой теплопроводности влажной зоны градиентом температуры в ней можно пренебречь. Температура и давление на границе испарения связаны как параметры насыщенного пара. В сухой зоне температура тела не зависит от координаты. С учетом принятых допущений уравнение для скорости углубления границы испарения при воздействии на частицу конвективного теплового потока, учитываемого в граничном условии III рода, инфракрасного и CBЧ излучений можно записать

$$\frac{d\xi}{d\tau} = -\frac{R^2 \alpha \Big[T_{\rm cp} - \gamma' \big(\gamma T_{\xi} + R \alpha T_{\rm cp} + Q' \big) \Big] + Q^*}{\xi^2 \Big\{ a \Big[\gamma' \big(\gamma T_{\xi} + R \alpha T_{\rm cp} + Q' \big) - T_{\xi} \Big] + b \big(T_{\xi} - T_0 \big) + u_V r_{\rm m} \Big\}},\tag{4}$$

где $\gamma = \lambda \xi / (R - \xi);$ $\gamma' = 1 / (\gamma + R\alpha);$ $\alpha = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{изл}};$ $Q^* = (R^3/3)5,56 \cdot 10^{-11} E^2 f \varepsilon' \text{tg} \delta,$ $Q' = Q^* (R^3 - \xi^3) / R^4;$ $a = c_c \rho_c;$ $b = c_c \rho_c + c_{\pi} u_V.$ При этом температура T_{ξ} на границе испарения определялась в зависимости от ее координаты ξ и параметров процесса в результате решения трансцендентного уравнения, полученного с использованием уравнений фильтрации пара и Клапейрона – Клаузиуса.

Получено численное решение системы уравнений движения и тепломассообмена для низко- и высокотемпературной стадий при следующих параметрах: $c_c = 1200 \text{ Дж/(кг·K)};$ $d_0 = 0.0003 \text{ м}; W_0 = 0.7 \text{ кг/кг}; \lambda = 0.6 \text{ Bt/(м·K)}; \rho_c = 700 \text{ кг/м}^3; c_u = 2000 \text{ Дж/(кг·K)}; T_0 = 293 \text{ K};$ $T_{cp} = 473 \text{ K}; p_{cp} = 20 \text{ кПа}; \varepsilon' = 0.26; \text{tg}\delta = 57; f = 2.45 \cdot 10^9 \text{ Гц}; v = 1 \text{ м/c}; \varepsilon_1 = 0.9.$

Рассчитаны кинетические зависимости обезвоживания капли раствора при различных условиях комбинированного энергетического воздействия (рис. 2). Показано, что наложение электромагнитного ИК и СВЧ излучения приводит к росту скорости испарения влаги. Увеличение напряженности СВЧ поля и температуры инфракрасного излучателя способствует ускорению процесса сушки. На температурных зависимостях отчетливо выражены периоды прогрева, постоянной и возрастающей температуры капли для всех режимов энергетического воздействия. Однако с увеличением плотности электромагнитных потоков время постоянной температуры капли или первого периода сушки сокращается, при этом возрастает темп повышения температуры частицы на высокотемпературной стадии. Подобным образом изменяется температура на границе испарения. На высокотемпературной стадии процесса температура на границе испарения не остается постоянной, а возрастает, что обусловлено повышением давления пара внутри частицы вследствие роста фильтрационного сопротивления движению с углублением границы или паропроницаемости.

Для низкотемпературной стадии процесса массообмена капли раствора построены степенные зависимости изменения диаметра капли $(d/d_0)^{3/2}$ от времени, которые для всех рассматриваемых режимов энергоподвода близки к линейным.

Для высокотемпературной стадии построены степенные зависимости $(\xi/R)^n$ от времени τ , например, при n = 3 такие зависимости приведены на рис. 3. Можно заключить, что для исследованных условий энерговоздействия при показателе степени, находящемся в диапазоне n = 2-3, данные зависимости близки к линейным.



Рис. 2. Кинетические зависимости влагосодержания капли: I - E = 0; $Q_{\text{изл}} = 0$; 2 - E = 2000 B/m, $T_{\text{изл}} = 973 \text{ K}$; 3 - E = 20000 B/m, $T_{\text{изл}} = 973 \text{ K}$; 4 - E = 2000 B/m, $T_{\text{изл}} = 1273 \text{ K}$; $k_{\text{п}} = 1.0 \cdot 10^{-15} \text{ m}^2$



Рис. 3. Изменение положения границы испарения от времени. Пояснения *1*-4 те же, что на рис. 2

Показано, что для конвективного теплоподвода периодические колебания газа приводят к интенсификации тепломассообмена капли при испарении свободной влаги, причем в наибольшей степени колебания прямоугольной формы (рис. 4) [3].



Рис. 4. Зависимость влагосодержания частиц от времени: *I*, $3 - v^a = 0$; 2, $4 - v^a = 20$ м/с (I, $2 - D = 5 \cdot 10^{-8}$ с; 3, $4 - 5 \cdot 10^{-12}$); 5 - прямоугольная форма колебаний газа при параметрах, соответствующих кривой *I*. $\omega = 100$ Гц, $d = 6 \cdot 10^{-4}$ м, $u_V = 450$ кг/м³, $\lambda = 0.6$ Вт/(м·К), $T_{cp} = 523$ К

Заключение. Сформулирована модель тепловлагопереноса при испарении капли раствора в условиях комбинированного энергетического воздействия с учетом углубления зоны испарения на высокотемпературной стадии. Показано, что наложение электромагнитного поля и создание периодических колебаний газа, особенно прямоугольной формы, позволяют в диапазоне исследованных параметров заметно ускорить процесс испарения капли.

Обозначения

 c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·K⁴); c – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); d – диаметр капли, м; $D = \rho_n k_n / \mu_n$; E – напряженность электромагнитного поля, В/м; k_n – коэффициент проницаемости, м²; r_n – теплота парообразования, Дж/кг; R_n – газовая постоянная пара, Дж/(кг·К); R – радиус частицы, м; T – температура, K; tg δ – тангенс угла диэлектрических потерь; $u = \xi^3 u_V / R^3 \rho_c$ – влагосодержание частицы, кг/кг; u_V – влагосодержание частицы, кг/м³; v, w – скорость газа и частицы, м/с; v^a – амплитуда колебаний скорости газа, м/с; W_0 – начальная влажность раствора, кг/кг; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); є' – диэлектрическая проницаемость материала; λ – коэффициент теплопроводности сухой зоны, Вт/(м·К); ξ – текущая координата границы испарения, м; ρ – плотность, кг/м³; τ – время, с; ω – частота, Гц. Nu, Re, Pr, Sh – числа Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля, Шервуда. Индексы: 0 – параметры начального состояния; ж – жидкость; изл – инфракрасное излучение; конв – конвекция; н – насыщенное состояние; п – пар; пов – поверхность; с – сухой материал; ср – среда; ч – частица; ξ – граница испарения; черта сверху – осреднение.

Литература

1. Акулич П. В. Расчеты сушильных и теплообменных установок. Минск: Беларуская навука, 2010. – 443 с.

2. Долинский А. А., Иваницкий Г. К. Оптимизация процессов распылительной сушки. Киев: Наукова думка, 1984. – 240 с.

3. Акулич П. В. Волновое движение пористых частиц в пульсирующем потоке газа при наличии тепломассообмена с углублением зоны испарения // ИФЖ. 2006. Т. 79, № 5. С. 11–19.

4. Козырев А. В., Ситников А. Г. Испарение сферической капли в газе среднего давления // Успехи физических наук. 2001. Т. 171, № 7. С. 765–774.

УДК 66.047:536.24

ТЕРМОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ МЕЛКОДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ МЕТОДОМ РАСПЫЛЕНИЯ

П. В. Акулич, Д. С. Слижук, О. Д. Макарова, К. Г. Чижик

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Способ обезвоживания методом распыления широко применяется в различных отраслях промышленности для производства сухих порошков из растворов и суспензий. Это обусловлено рядом его преимуществ, в частности, высоким качеством сухого продукта за счет кратковременности пребывания частиц в камере, высокой производительностью, возможностями автоматизации процесса. При этом процессы термовлажностной обработки и сушки, в том числе распылительной, являются энергоемкими. Поэтому современная тенденция развития техники термовлажностной обработки материалов заключается в разработке энерго- и ресурсосберегающих технологий и оборудования при обеспечении максимальной интенсификации процесса и достижении высокого качества продукта [1, 2].

В настоящей работе приведены результаты экспериментального определения коэффициентов теплоотдачи в распылительной камере с устройством газораспределения в виде системы решеток. Устройство состоит из двух решеток: кольцевой 2 и плоской 3, а также соплового кольцевого отверстия диаметром d_4 , расположенного вокруг форсунки. Схема устройства газораспределения приведена на рис. 1. Основные размеры газораспределителя: $d_1 = 200$ мм; $d_2 = 9$ мм; $d_3 = 9$ мм; $d_4 = 50$ мм; $d_{\phi} = 20$ мм; h = 70 мм; $d_{\kappa} = 1200$ мм.

Интенсивность теплообмена в камере распылительной сушильной установки исследовалась методом регулярного теплового режима с использованием шаровидного датчика. В качестве датчика использовался латунный шарик диаметром 15 мм с размещенной в его центре хромель-копелевой термопарой, схема которого представлена на рис. 2.



Рис. 1. Схема газораспределения камеры распылительной сушильной установки: 1 – подающий газоход, 2 – первая газораспределительная решетка, 3 – вторая газораспределительная решетка, 4 – форсунка, 5 – камера



Рис. 2. Схема шаровидного датчика для определения коэффициента теплоотдачи: 1 – головка термопары, 2 – кабель термопары, 3 – латунный шарик, 4 – трубка крепления датчика

Предварительно нагретый до температуры 150–180 °С датчик помещался в определенные точки распылительной камеры, задаваемые системой позиционирования, при включенной подаче воздуха с температурой 18–20 °С. Снижение температуры датчика фиксировалось системой автоматического контроля в режиме реального времени. Система позиционирования датчика позволяла размещать его на различных расстояниях от потолка и стенки камеры, охватывая весь ее объем.

В результате проведенных исследований были получены распределения коэффициента теплоотдачи в различных сечениях камеры. На рис. 3 приведены профили распределения коэффициента теплоотдачи в горизонтальных сечениях камеры отстоящих от перекрытия на расстоянии z = 0,24 и 0,54 м. Эти профили получены при наличии отверстия (сопла) вокруг форсунки (рис. 3, *a*) и его отсутствии (рис. 3, *б*). Из сравнения их видно, что наличие отверстия вокруг форсунки приводит к неравномерности и несимметричности профиля. Это свидетельствует о неравномерности газораспределения в камере и наличии малоактивных зон. Значения коэффициента теплоотдачи в центральной зоне камеры значительно выше, чем в периферийной зоне, что, очевидно, обусловлено струйным течением газа. При этом с удалением от перекрытия интенсивность теплообмена в центральной области камеры существенно снижается. Из рис. 3, *б* наглядно видно, что система газораспределения в виде двух перфорированных решеток при отсутствии отверстия около форсунки обеспечивает практически осесимметричный профиль коэффициента теплоотдачи.



Рис. 3. Зависимости коэффициента теплоотдачи в распылительной камере в различных сечениях: 1 - z = 0,24 м (расстояние от перекрытия); 2 - z = 0,54 м: a - кольцевое отверстие в решетке около форсунки; δ – отверстие отсутствует

Выполнены исследования гидродинамики вихревой пневматической форсунки для распылительной установки. Установлены зависимости расхода воздуха от давления при различных соотношениях площади сечения воздушного сопла к площади сечения завихрителя. Эти данные позволяют рассчитать коэффициент расхода форсунки. Установлены также расходные зависимости при различном угле закрутки газового потока в завихрителе. Определены функции плотности распределения жидкости по радиусу факела распыла.

Приводятся результаты экспериментальных исследований процесса распылительной сушки некоторых жидких материалов: суспензии пластификатора (СПС) к бетонам и растворам, дубового экстракта, поливинилацетатной дисперсии (ПВА) и ее модификации наноматериалом. Исходная добавка СПС при комнатной температуре представляла собой суспензию с включениями сульфата натрия в виде кристаллов. Суспензия перед сушкой подогревалась до температуры $50-60^{\circ}$ С, при этом происходило растворение кристаллов, затем она под воздействием разрежения системы подавалась к пневматической форсунке. Теплоноситель поступал через газораспределительные решетки сверху вниз. Опыты проводились при нижнем расположении форсунки. При этом высушиваемые распыленные частицы жидкости совершали возвратно-поступательное движение (снизу вверх и обратно) и выносились с теплоносителем через нижний патрубок камеры в циклон, где сепарировались. В процессе сушки использовались следующие параметры: температура теплоносителя на входе в камеру 180–270 °С, на выходе из нее $80-90^{\circ}$ С; давление сжатого воздуха 0,25–0,3 МПа. Высушенный продукт представляет собой хорошо сыпучий мелкодисперсный порошок. Конечная влажность порошка в пределах 5-6%.

Дубовый экстракт представляет собой раствор с концентрацией сухих веществ 20–40%. Производство сухого порошкообразного дубового экстракта наиболее предпочтительно по сравнению с его выпуском в виде твердых глыб. Основные параметры процесса сушки: температура теплоносителя на входе в камеру 160-180 °C, на выходе из нее 80-100 °C; давление сжатого воздуха 0,3 МПа. При сушке раствора с концентрацией сухих веществ 20% температура на выходе из сушильной камеры поддерживалась в диапазоне 80-90 °С, влажность готового продукта 6-7%. Продукт соответствовал всем требованиям по качеству, в том числе по содержанию тонидов. Из наблюдений за процессом сушки следует, что отложения продукта на стенках сушильной камеры незначительные. Готовый порошкообразный продукт однороден и сыпуч. Таким образом, результаты опытов показали, что способ распылительной сушки раствора с концентрацией сухих веществ 20-30% при указанных параметрах процесса обеспечивает требуемое качество продукта И гидродинамически устойчив. По результатам работы было освоено промышленное производство сухого дубового экстракта на разработанной распылительной установке производительностью 300 кг/ч по испаренной влаге. Результаты промышленных испытаний подтвердили высокое качество сухого продукта.

Изучался процесс сушки двух партий ПВА дисперсии: с пластификатором и без него. Режимные параметры опытного процесса сушки: температура теплоносителя на входе в сушильную камеру 150–165 °C, на выходе из нее 70–80 °C; концентрация сухих веществ в суспензии ~ 40%; давление сжатого воздуха 0,2–0,3 МПа. При сушке ПВА дисперсии с пластификатором наблюдалось большее слипание частиц и образование комков, чем при обезвоживании ПВА без пластификатора. Замечено уменьшение отложения материала на внутренних поверхностях циклона при охлаждении его стенок. Вследствие высокой термопластичности материала охлаждение нижней части сушильной камеры способствует снижению налипания материала на стенки, повышению качества сыпучего порошка с восстанавливаемыми свойствами при растворении его в воде.

Исследование гранулометрического состава порошкообразных материалов осуществлялось с помощью лазерного дифрактометра. Следует отметить высокую дисперсность полученных сухих материалов. Так, например, медианный диаметр частиц дубового экстракта составляет $d_{50} = 31,6$ мкм, поливинилацетатной дисперсии – 158,2 мкм, порошка детского питания «Беллакт-ГА» – 13,3 мкм [3, 4].

Результаты исследований могут быть использованы при разработке новых энергосберегающих теплотехнологий.

Литература

1. Акулич П. В., Драгун В. Л., Куц П. С. Технологии и техника сушки и термообработки материалов. Минск: Белорусская наука, 2006. – 190 с.

2. Kudra T., Mujumdar A. S. Advanced Drying Technologies. New York: Marcel Dekker, Inc. 2002. – 459 p.

3. Акулич П. В., Чижик К. Г., Акулич А. В. Экспериментальное исследование процесса распылительной сушки и гранулометрического состава некоторых материалов // Тепло- и массоперенос–2011: Сб. науч. тр. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2011. С. 157–161.

4. Акулич А. В., Акулич П. В., Бородуля В. А. Модификация углеродным наноматериалом поливинилацетатной дисперсии // Тепло- и массоперенос–2013: Сб. науч. тр. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2014. С. 86–90.

УДК 539.217.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБОГАЩЕНИЯ ГАЗОВОЙ СМЕСИ С ПОМОЩЬЮ МИКРОСФЕР

А. В. Альянов, В. Н. Зиновьев, А. С. Верещагин, В. М. Фомин

Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича СО РАН, г. Новосибирск, Россия

В настоящее время для извлечения гелия из смеси газов в промышленных масштабах применяется криогенный метод, основу которого составляет конденсация углеводородных фракций, являющихся основными компонентами природного газа. Основной недостаток данного метода – необходимость высоких энергетических и капительных затрат [1].

В Институте теоретической и прикладной механики была предложена новая мембранно-сорбционная технология для извлечения гелия из смеси газов [2]. Эта технология основана на экспериментально подтверждённой способности полых сферических стеклянных частиц избирательно поглощать гелий из гелийсодержащих смесей [3], а затем выделять его, что проверено на лабораторных установках [4]. Данный метод может быть менее энергозатратной альтернативой традиционным криогенным и мембранным технологиям.

Для реализации данного метода создаётся полупромышленная установка по выделению гелия из природного газа. Принципиальная схема работы установки показана на рис. 1. Установка содержит два реактора, заполненных микросферами; баллоны с гелием и рабочим газом, а также баллон для газовой смеси; газосмесительную установку для подготовки смеси с требуемой концентрацией компонентов; баллон для обогащённой смеси; мембранный вакуумный насос-компрессор для откачивания обогащённой смеси из реакторов; вакуумную ёмкость для быстрого удаления остатков газа из реакторов; компрессор для перекачивания

газовой смеси; регулятор давления для обеспечения требуемых параметров газа на входе компрессора.

Работа установки:

- Установка вакуумируется.
- Баллон 8 заполняется гелием под давлением.
- Баллон 1 заполняется рабочим газом (метаном) под давлением.
- В баллоне 2 создана смесь с концентрацией гелия 0,1 % (по давлению).
- Выравнивание давлений в баллоне 2 и реакторе 3.
- Перекачивание остатков смеси из баллона 2 в реактор 3 с помощью компрессора.
- Сорбция гелия в реакторе 3.
- Выравнивание давления в реакторах 3 и 4.
- Перекачивание остатков смеси из реактора 2 в реактор 3 с помощью компрессора.
- Вакуумирование реактора 3.

• Сорбция гелия в реакторе 4, перекачивание обогащённой смеси из реактора 3 в баллон 5.

• Выравнивание давления в реакторах 3 и 4.

- Перекачивание остатков смеси из реактора 3 в реактор 2 с помощью компрессора.
- Вакуумирование реактора 4.

• Сорбция гелия в реакторе 3, перекачивание обогащённой смеси из реактора 4 в баллон 5.

• Шаги 8–15 повторяются до достижения концентрации гелия в обеднённой смеси менее, чем 0,05%.



Рис. 1. Принципиальная схема установки

Для моделирования массовых потоков газов в установке была создана программа. Программа является конструктором, в котором можно из отдельных элементов собрать большой класс установок, а также вычислять массовые потоки газов в любой момент времени в зависимости от состояния системы и выявлять критические ситуации, возникающие при нештатном использовании оборудования. С помощью данной программы были проведены расчёты полного цикла работы установки, и проведено параметрическое исследование процесса выделения гелия по предложенной технологической схеме. Работа установки рассчитывалась до достижения концентрации гелия в обеднённой смеси менее 0,05%. В качестве исходных данных использовались концентрации газов, соответствующие Ковыктинскому месторождению с содержанием гелия 0,276%. В результате расчётов была получена зависимость времени обогащения от продолжительности одного цикла сорбции–десорбции (рис. 2).



Рис. 2. Зависимость времени обогащения в зависимости от продолжительности сорбции

Работа выполнена в рамках научной школы академика В. М. Фомина НШ-679.2014.1 и программы фундаментальных исследований Президиума РАН «Поисковые фундаментальные научные исследования в интересах развития Арктической зоны Российской Федерации» № 5.

Литература

1. Андреев И. Л. // Химическое и нефтяное машиностроение. 1995. № 2. С. 16-22.

2. Пат. № 2508156. Способ разделения многокомпонентной парогазовой смеси / В. М. Фомин и др. Зарегистрирован в госреестре изобретений РФ 27.02.2014.

3. Tsugawa R. T., Moen I., Roberts P. E., Souers P. C. // J. of Applied Physics. 1976. Vol. 47, No. 5. Pp. 1987–1993.

4. Верещагин А. С., Зиновьев В. Н., Фомин В. М., Лебига В. А., Пак А. Ю., Фомина А. Ф., Казанин И. В. // Вестник НГУ. Серия: Физика. 2010. Т. 5, вып. 2. С. 8–16.

УДК 536.24

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ, ОБРАЗОВАННЫХ ПЛАСТИНАМИ СО СФЕРОИДАЛЬНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ РЕЛЬЕФА

А. А. Анисин, А. К. Анисин

Брянский государственный технический университет, г. Брянск, Россия

Известным направлением в производстве компактных и эффективных теплообменных аппаратов и устройств является изготовление пластинчатых теплообменников на основе высокотехнологичных профильных интенсифицированных поверхностей теплообмена, воздействующих на поток теплоносителя элементами рельефа с образованием отрывного характера течения и вихревых структур.

Пластинчатая поверхность теплообмена сетчато-поточного типа с двухсторонними сфероидальными чередующимися выступами и впадинами является одной из ряда эффективных и технологичных для выпуска компактных и экономичных теплообменников [1, 2]. Разработка и создание теплообменных аппаратов и систем охлаждения с улучшенными эксплуатационными и массогабаритными характеристиками остаётся актуальной и представляет практический и научный интерес, более глубокое исследование теплоаэродинамических особенностей поверхности профилированных каналов с разной конфигурацией и геометрией в различных компоновочных комбинациях пластин с двухсторонними сфероидальными элементами рельефа.

На рис. 1 показаны предложенные и исследованные нами различные компоновочные варианты опытной профильной пластинчатой поверхности. В качестве объектов исследований теплоаэродинамических характеристик поверхности профилированных воздушных каналов использовались модельные теплообменники с "традиционной" компоновкой пластин с различными схемами расположения сфероидальных выступов и впадин с квадратной разбивкой осей: шахматной, коридорной или промежуточными между ними, обусловленными изменением угла их ориентации ($\overline{\phi} = \phi_i / \phi_{kop} = var$) относительно направления потока (рис. 1, *a*, *б*).

Опытные теплообменники были изготовлены на основе теплоотдающих водяных элементов, состоящих в одном варианте из контактирующих профильных пластин со сфероидальными выступами и впадинами с одинаковыми проходными сечениями ($S_1/S_2 = 1$) каналов для смежных теплоносителей [2, 3]. Другие, "нестандартные", варианты компоновки представляли собой матрицы с установленными между теплотдающими профильными поверхностями промежуточными однотипными дистанционирующими пластинами-турбулизаторами (одной [4] или двумя [5]), которые характеризуются увеличенным соотношением проходных сечений каналов ($S_1/S_2 \le 2$ или $S_1/S_2 \le 3$) для различных по физическим свойствам и рабочим параметрам смежных теплоносителей (рис. 1, *в*, *г*).

Конструктивными решениями могут быть компоновки с последовательно расположенными плоско-профильными теплоотдающими элементами, состоящими из спаренных профильной и плоской гладкой пластин одинаковой толщины [6] (рис. 1, ∂). Это предопределяет повышение компактности матрицы теплообменника, уменьшение затрат на профилирование и увеличение теплоотдачи поверхности плоских пластин, а также компоновки с последовательно чередующимися плоско-профильными теплоотдающими элементами с взаимно контактирующими вершинами сфероидальных выступов с установленными между их смежными гладкими поверхностями дистанционирующими пластинами-турбулизаторами с двухсторонними сфероидальными выступами и впадинами с обеспеченной плотностью взаимного контактирования [7] (рис. 1, e). Еще одним опытным вариантом поверхности теплообмена является исследованная ранее шероховатая трубчатая поверхность, полученная на основе пластины со сфероидальными элементами рельефа при её трансформации в круглую цилиндрическую форму [8] (рис. 1, m).



Рис. 1. Конструктивные варианты компоновки теплоотдающих элементов из пластин с двухсторонними сфероидальными выштамповками (*a*-*e*) шахматного и коридорного расположения, *ж* – схема сечения шероховатой трубки

В результате анализа материалов известных литературных источников и проведенных обширных экспериментальных исследований получены обобщённые критериальные уравнения теплоотдачи и аэродинамического сопротивления поверхности профилированных каналов с контактирующими равновеликими сфероидальными выступами в условиях изменения их геометрии и угла ориентации относительно направления потока теплоносителя. Получены соответствующие обобщённые критериальные уравнения теплоотдачи и сопротивления поверхности каналов в компоновках с одной и двумя дистанционирующими профильными пластинами-турбулизаторами, а также отдельные уравнения подобия теплоотдачи и сопротивления для поверхности каналов в компоновках с теплоотдающими элементами и компоновках с теплоотдающими элементами и впадинами [9 – 11].

Установленное в результате проведенных экспериментальных исследований наличие оптимального угла ориентации $\overline{\varphi}_{onm}$ сфероидальных элементов рельефа пластинчатой поверхности сетчато-поточного типа, определяющего наибольшую эффективность теплоотдачи, позволяет практически реализовать в теплообменных аппаратах промежуточные – между шахматной и коридорной – схемы расположения профильных выштамповок.

Для шероховатой трубчатой поверхности, изготовленной из пластин с разной геометрией и схемами расположения элементов рельефа, получены также соответствующие уравнения подобия теплоотдачи и аэродинамического сопротивления [12].

Для каждого из опытных компоновочных вариантов поверхности каналов проведена комплексная оценка её тепловой эффективности на основании зависимостей $Q/F\Delta t = \alpha = Q/N\Delta t$. Отдельные характеристики показателей профильной поверхности приведены на рис. 2.



Рис. 2. Сравнение тепловых показателей $Q/F\Delta t = \alpha = Q/N\Delta t$ поверхности профилированных каналов опытных компоновок теплоотдающих элементов и шероховатой трубки из пластин с двухсторонними сфероидальными выштамповками (h = 5,2 мм, $t_{\rm m} = 10$ мм)

Выполненный сравнительный анализ характеристик поверхности воздушных каналов экспериментальных теплообменников с различными компоновками профильных пластин со сфероидальными выступами и впадинами показал достаточно высокую их теплоэнергетическую эффективность, достигаемую за счёт механизмов дополнительной турбулизации потока теплоносителя и контактной теплопроводности, определяющей "эффект оребрения", что обусловливает возможность технически обоснованного практического использования опытных компоновочных вариантов теплообменных элементов при разработке и создании аппаратов с улучшенными эксплуатационными и массогабаритными параметрами.

Литература

1. Андреев М. М., Берман С. С., Буглаев В. Т., Костров Х. К. Теплообменная аппаратура энергетических установок. М.: Машгиз, 1963. – 240 с.

2. А. с. № 122567 СССР. Поверхность теплообмена / С. С. Берман. 1959. Бюл. № 18.

3. Пат. № 126444 РФ. Матрица пластинчатого теплообменника / А. А. Анисин, А. К. Анисин. 2013. Бюл. № 9.

4. Пат. № 2462677 РФ. Матрица пластинчатого теплообменника / А. А. Анисин. 2012. Бюл. № 27.

5. Пат. № 139382 РФ. Матрица пластинчатого теплообменника / А. А. Анисин, А. К. Анисин. 2014. Бюл. № 11.

6. Пат. № 126443 РФ. Матрица пластинчатого теплообменника / А. А. Анисин. 2013. Бюл. № 9.

7. Пат. № 139130 РФ. Матрица пластинчатого теплообменника / А. А. Анисин. 2014. Бюл. № 10.

8. Пат. № 146152 РФ. Шероховатая трубчатая поверхность теплообмена / А. А. Анисин, А. К. Анисин. 2014. Бюл. № 28.

9. Анисин А. А. Интенсификация теплообмена в профилированных каналах пластинчатых теплообменников. Брянск: Изд-во БГТУ, 2008. – 152 с. 10. Анисин А. А. Обеспечение энергетической эффективности профилированных каналов пластинчатых теплообменников с дистанционирующими профильными пластинамитурбулизаторами // Тепловые процессы в технике. 2012. Т. 4, № 9. С. 386–393.

11. Анисин А. А., Анисин А. К. Теплоэнергетическая эффективность поверхности каналов, образованных различными комбинациями плоских и профильных пластин со сфероидальными элементами рельефа // Тепловые процессы в технике. 2013. Т. 5, № 11. С. 492–500.

12. Анисин А. К. Теплоотдача и сопротивление трубчатой поверхности с двухсторонними сфероидальными элементами шероховатости // Изв. вузов СССР. Энергетика. 1983. № 3. С. 93–96.

УДК 537.868:536.33

СУШКА ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ИЗЛУЧЕНИЕМ: АЛГОРИТМ СОВМЕСТНОГО РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ А.В. ЛЫКОВА И УРАВНЕНИЙ МАКСВЕЛЛА МЕТОДОМ ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИХ МАТРИЦ

А. М. Афанасьев, Б. Н. Сипливый

Волгоградский государственный университет, г. Волгоград, Россия a.m.afanasiev@yandex.ru

Численными методами проведен расчет полей температуры и влагосодержания в плоском образце, обдуваемом потоком воздуха и находящемся под воздействием плоской электромагнитной волны. Алгоритм позволяет учитывать обратное влияние распределений температуры и влагосодержания в некоторый момент времени на распределение поглощаемой электромагнитной энергии в тот же самый момент.

Схема электромагнитной сушки показана на рис. 1. Задача решается в одномерном приближении, т. е. все функции, характеризующие процесс, зависят только от координаты x и времени τ . Искомыми функциями являются распределения температуры $T(x, \tau)$ и влагосодержания $U(x, \tau)$ по толщине пластины. Характеристики падающей волны считаются заданными, а характеристики волны отраженной, прошедшей и волны внутри образца подлежат определению.

Алгоритм учета взаимного влияния электромагнитного поля и полей тепломассопереноса построен на решении следующих частных задач: а) расчет поля эквивалентной диэлектрической проницаемости материала $\tilde{\varepsilon}(x,\tau)$ по известным полям $T(x,\tau)$, $U(x,\tau)$; б) расчет поля плотности электромагнитных потерь $W(x,\tau)$ при известном поле $\tilde{\varepsilon}(x,\tau)$; в) расчет полей $T(x,\tau)$, $U(x,\tau)$ при известном поле $W(x,\tau)$. Рассмотрим последовательно эти частные задачи.





Объект сушки считается состоящим из твердой основы и воды, заполняющей капилляры и поры твердого компонента. Эквивалентная диэлектрическая проницаемость $\tilde{\varepsilon}$ такого материала зависит от процентного соотношения между компонентами в смеси, от частоты поля ω и температуры. Учет процентного соотношения проведем с помощью формулы смешения Максвелла [1]

$$\tilde{\varepsilon} = \tilde{\varepsilon}_{r}^{U/(U+1)} \cdot \tilde{\varepsilon}_{r}^{1/(U+1)}.$$

Здесь $\tilde{\varepsilon}_{\rm B}$ и $\tilde{\varepsilon}_{\rm T}$ – эквивалентные диэлектрические проницаемости воды и твердой основы, а величины U/(U+1) и 1/(U+1) – их массовые доли в смеси. Зависимость $\tilde{\varepsilon}_{\rm B}$ от частоты будем моделировать формулой Дебая

$$\tilde{\varepsilon}_{\rm B} = \varepsilon_{\infty} + \frac{\varepsilon_{\rm cr} - \varepsilon_{\infty}}{1 + i\omega\tau_{\rm p}}.$$

В этой формуле ε_{cr} – низкочастотная проницаемость; ε_{∞} – высокочастотная проницаемость; τ_p – время релаксации. По данным измерений ε_{∞} = 5,5, а ε_{cr} и τ_p сильно зависят от температуры. Известные из литературы экспериментальные зависимости для этих величин [1] можно аппроксимировать следующими формулами:

$$\varepsilon_{\rm cr} = 186 - aT; \quad \tau_{\rm p} = \tau_0 \exp \frac{E}{kT}.$$

Здесь a = 0,361 1/К; $\tau_0 = 6,47 \cdot 10^{-15}$ с; $E = 2,98 \cdot 10^{-20}$ Дж; k – постоянная Больцмана; T – температура, К.

Диэлектрическую проницаемость твердой основы $\tilde{\varepsilon}_{\rm T}$ также полагаем известной функцией температуры и частоты. В итоге представленные формулы дают диэлектрическую проницаемость двухкомпонентного влажного материала $\tilde{\varepsilon}$ как функцию влагосодержания U, температуры T и частоты ω .

Рассмотрим теперь алгоритм расчета плотности электромагнитных потерь и коэффициентов отражения и пропускания при известном распределении диэлектрической проницаемости $\tilde{\epsilon}(x)$ по толщине образца. Исходные соотношения электродинамики – материальные уравнения для векторов поля *E*, *B*, *D* и *H*, первое и второе уравнение Максвелла, формулы для расчета плотности потока электромагнитной энергии *S* и плотности электромагнитных потерь *W* – имеют следующий вид [2]:

$$\boldsymbol{D} = \varepsilon_0 \varepsilon \boldsymbol{E}; \quad \boldsymbol{B} = \mu_0 \mu \boldsymbol{H}; \quad \boldsymbol{j} = \sigma \boldsymbol{E}; \quad \varepsilon = \varepsilon' - i\varepsilon''; \quad \mu = \mu' - i\mu''; \quad \sigma = \sigma' - i\sigma'';$$

rot
$$\boldsymbol{H} = i\omega\varepsilon_0 \widetilde{\boldsymbol{\varepsilon}}\boldsymbol{E}$$
; rot $\boldsymbol{E} = -i\omega\mu_0\mu\boldsymbol{H}$; $\widetilde{\boldsymbol{\varepsilon}} = (\varepsilon' - \sigma''/(\omega\varepsilon_0)) - i(\varepsilon'' + \sigma'/(\omega\varepsilon_0))$;

$$\boldsymbol{S} = \operatorname{Re}\left(\boldsymbol{E} \times \boldsymbol{H}^{*}\right)/2; \quad \boldsymbol{W} = \omega \left(\varepsilon_{0} \widetilde{\varepsilon}'' |\boldsymbol{E}|^{2} + \mu_{0} \boldsymbol{\mu}'' |\boldsymbol{H}|^{2}\right)/2.$$

Здесь *j* – плотность электрического тока, а ε, μ, σ –диэлектрическая проницаемость, магнитная проницаемость и электропроводность среды соответственно.

Мы будем использовать также понятия комплексного показателя преломления среды n, волнового сопротивления вакуума Z_0 и волнового числа k:

$$n = \sqrt{\tilde{\epsilon}\mu}, \quad Z_0 = \sqrt{\mu_0/\epsilon_0}, \quad k = k_0 n, \quad \text{где} \quad k_0 \equiv \omega \sqrt{\epsilon_0 \mu_0} = \omega/c$$

Все три среды, т. е. сам слой и примыкающие к нему два полупространства, считаем немагнитными, поэтому для них $\mu' = 1$, $\mu'' = 0$, а значит $\mu = 1$. Слой находится в воздушной среде, поэтому для обоих полупространств $\tilde{\varepsilon} = 1$, n = 1.

Пусть из верхнего полупространства на верхнюю границу слоя в нормальном к нему направлении падает плоская гармоническая линейно поляризованная электромагнитная волна (волна *TEM* типа). Комплексные векторы этой волны, а также волны отраженной, прошедшей и волны внутри слоя в декартовой системе координат имеют один и тот же вид:

$$\boldsymbol{E} = \boldsymbol{e}_{v} E(\boldsymbol{x}), \quad \boldsymbol{H} = \boldsymbol{e}_{z} H(\boldsymbol{x}).$$

Во всех трех средах уравнения Максвелла для волн данного типа:

$$\frac{dE(x)}{dx} = -i\omega\mu_0 H(x), \qquad \frac{dH(x)}{dx} = -i\omega\varepsilon_0 \tilde{\varepsilon}(x) E(x).$$

Для однородного слоя ($\tilde{\epsilon}$ = const) общее решение этой системы уравнений является известным [3]. Исходя из этого известного решения, построим электромагнитное поле как снаружи слоя (однородная среда без поглощения), так и внутри слоя (неоднородная среда с поглощением).

Рассмотрим поле внутри слоя. Обратимся к вычислительному алгоритму работы [4]. Представим исходный слой состоящим из N слоев малой толщины, которые будем считать однородными. Сопоставим искомым функциям E(x), H(x) сеточные функции E_j , H_j , и рассмотрим слой с произвольным номером s. В силу однородности слоя, решение уравнений Максвелла для него известны. Пользуясь ими, получим связь между компонентами поля на границах этого слоя:

Здесь $n_s = \sqrt{\tilde{\epsilon}_s}$ – комплексный показатель преломления слоя с номером *s*, Δx_s – его толщина, а M_s – его характеристическая матрица.

Пользуясь рекуррентной связью (последняя формула) получим, что связь между компонентами электромагнитного поля на левой границе первого слоя (x = 0) и правой границе слоя с произвольным номером j ($x = x_j$) будет иметь следующий вид:

Квадратную матрицу второго порядка $K_j = \|m_{pq}^j\|$, которая представляет собой произведение *j* матриц отдельных тонких слоев, называют характеристической матрицей (матрицей Коши) неоднородного слоя.

В качестве следующего шага проведем «сшивание» построенных решений на границах неоднородного слоя. Компоненты поля E и H являются касательными к границе, поэтому при переходе через границу они должны изменяться непрерывно. Пользуясь этим соображением, найдем электромагнитное поле как внутри неоднородного слоя, так и в окружающем пространстве, а также амплитудный коэффициент отражения R и среднюю по времени плотность электромагнитных потерь W_i :

$$R = \frac{m_{12}^N / Z_0 - m_{22}^N + m_{11}^N - m_{21}^N Z_0}{m_{12}^N / Z_0 - m_{22}^N - m_{11}^N + m_{21}^N Z_0}; \quad W_j = -k_0 S^0 \cdot \operatorname{Im} \widetilde{\varepsilon}_j \cdot \left| m_{11}^j (1+R) + m_{12}^j (1-R) / Z_0 \right|^2.$$

Здесь S^0 – интенсивность падающей на пластину электромагнитной волны.

Будем искать теперь поля температуры T и влагосодержания U, считая плотность электромагнитных потерь W известной. Начально-краевая задача для расчета этих функций имеет следующий вид [5]:

$$c\rho_{0}\frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \frac{\partial^{2} T}{\partial x^{2}} + r\gamma\rho_{0}\frac{\partial U}{\partial \tau} + W; \quad \frac{\partial U}{\partial \tau} = a_{m}\frac{\partial^{2} U}{\partial x^{2}} + a_{m}\delta\frac{\partial^{2} T}{\partial x^{2}};$$

$$Q(\tau) + r(1-\gamma) \cdot J(\tau) = \lambda \cdot \partial T/\partial x (0,\tau); \quad J(\tau) = a_{m}\rho_{0}[\partial U/\partial x (0,\tau) + \delta \cdot \partial T/\partial x (0,\tau)];$$

$$Q(\tau) = \alpha_{w}[T(0,\tau) - T_{B}] + \sigma \widetilde{A}[(T(0,\tau) + T_{1})^{4} - (T_{B} + T_{1})^{4}]; \quad J(\tau) = \alpha_{m}[P(T(0,\tau)) - \varphi \cdot P(T_{B})];$$

$$T(x,0) = T_{0}(x); \quad U(x,0) = U_{0}(x).$$

Здесь первые два соотношения представляют собой уравнения распространения тепла и влаги, последующие четыре – краевые условия тепло- и массообмена на поверхности x = 0 (краевые условия на поверхности x = d имеют аналогичный вид), и последние две формулы – это начальные условия при $\tau = 0$ ($T_0(x)$ и $U_0(x)$ – некоторые заданные функции). Примененные обозначения: Q и J – интенсивности тепло- и массообмена верхней границы пластины с потоком воздуха; c, ρ_0 , γ , λ , a_m , δ – теплофизические характеристики материала, которые считаются постоянными (удельная теплоемкость, плотность в сухом состоянии, критерий испарения, коэффициент теплопроводности, коэффициент диффузии влаги, относительный коэффициент термодиффузии влаги); r – удельная теплота парообразования воды; T_B и φ – температура и влажность воздуха за пределами пограничного слоя; σ – постоянная Стефана – Больцмана; \tilde{A} – коэффициент теплового излучения; P(T) – функция, моделирующая зависимость относительного парциального давлении насыщенного водяного пара от его температуры T при общем нормальном давлении; $T_1 = 273$ °C – постоянная; α_w и α_m – коэффициенты тепло- и массообмена средой.

Для численного решения сформулированной начально-краевой задачи можно воспользоваться алгоритмом, изложенным в [6]. Численная схема для исследования пространственно одномерных задач с переменными теплофизическими коэффициентами построена авторами в [7].

Рассмотрим теперь алгоритм совместного решения уравнений электромагнитного поля и уравнений тепломассопереноса при сушке плоского образца. После ввода начальных распределений температуры T и влагосодержания U по формулам смешения рассчитывается поле диэлектрической проницаемости $\tilde{\varepsilon}$. Затем при известном поле $\tilde{\varepsilon}$ решается система уравнений Максвелла и находится поле электромагнитных потерь W. После этого при известном поле W решается система уравнений А. В. Лыкова и находятся поля T и U в следующий, близкий к предыдущему момент времени. Далее проверяется условие выхода из цикла, и, если оно не выполнено, только что найденные распределения объявляются начальными и организуется новый цикл вычислений. Для проверки корректности работы программы осуществляется текущая проверка законов сохранения для электромагнитной энергии, для тепловой энергии и вещества. Предусмотрены также режимы тестирования вычислительной программы. Для этого используются аналитические решения системы

уравнений электромагнитной сушки [8, 9], которые авторам удалось найти для случая, когда $\tau \rightarrow \infty$ (асимптотические решения). Численные решения с течением времени должны выходить на них.

По данному алгоритму авторами выполнено численное исследование следующих процессов: электромагнитное нагревание плоского слоя [10]; электромагнитная сушка плоского слоя [11, 12]; электромагнитное нагревание цилиндрического слоя [13].

Литература

- 1. Кинг Р., Смит Г. Антенны в материальных средах. В 2-х кн. М.: Мир, 1984. 824 с.
- 2. Стрэттон Дж. А. Теория электромагнетизма. М.-Л.: Гостехиздат, 1948. 540 с.
- 3. Шимони К. Теоретическая электротехника. М.: Мир, 1964. 773 с.
- 4. Борн М., Вольф Э. Основы оптики. М.: Наука, 1970. 856 с.
- 5. Лыков А. В. Теория сушки. М.-Л.: Энергия, 1968. 471 с.
- 6. Самарский А. А. Введение в численные методы. М.: Наука, 1987. 288 с.

7. Афанасьев А. М., Сипливый Б. Н. Применение консервативных разностных схем для

анализа уравнений электромагнитной сушки с переменными коэффициентами переноса // Изв. вузов. Электромеханика. 2008. № 4. С. 3–8.

8. Афанасьев А. М., Сипливый Б. Н. О краевых условиях массообмена в виде законов Ньютона и Дальтона // ИФЖ. 2007. Т. 80, № 1. С. 27–34.

9. Афанасьев А. М., Сипливый Б. Н. Исследование квазистационарных режимов при сушке СВЧ излучением // Изв. вузов. Электромеханика. 2008. № 3. С. 3–9.

10. Афанасьев А. М., Подгорный В. В., Сипливый Б. Н., Яцышен В. В. Расчет теплового воздействия СВЧ излучения на плоские водосодержащие объекты слоистой структуры // Физика волновых процессов и радиотехнические системы. 1998. Т. 1, № 2–3. С. 83–90.

11. Афанасьев А. М., Подгорный В. В., Сипливый Б. Н., Яцышен В. В. Математическое моделирование взаимодействия СВЧ излучения с влагосодержащими плоскими слоистыми средами. Часть 1 // Изв. вузов. Электромеханика. 2001. № 2. С. 14–21.

12. Афанасьев А. М., Подгорный В. В., Сипливый Б. Н., Яцышен В. В. Математическое моделирование взаимодействия СВЧ излучения с влагосодержащими плоскими слоистыми средами. Часть 2. Численный расчет // Изв. вузов. Электромеханика. 2001. № 4–5. С. 32–38.

13. Афанасьев А. М., Подгорный В. В., Сипливый Б. Н., Яцышен В. В. Математическое моделирование теплового воздействия интенсивного СВЧ излучения на цилиндрические водосодержащие объекты слоистой структуры // Физика волновых процессов и радиотехнические системы. 2001. Т. 4, № 2. С. 15–21.

УДК 678.14.045.9:536

ТЕПЛООБМЕННИКИ С МИКРОДЕФОРМИРОВАННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Б. Е. Байгалиев, Р. З. Газизянов, Р. А. Фатхиева, А. В. Акимов, И. Р. Зарипов, Д. В. Кошелев

Казанский национальный исследовательский университет, г. Казань, Россия

Представлена экспериментальная установка для исследования теплообмена теплообменного аппарата с микродеформированными поверхностями. Приведены результаты исследования процесса микродеформации поверхности теплообменного аппарата треугольным и прямоугольным профилями.

Одним из способов интенсификации процессов теплообмена является применение микродеформации поверхности. Суть этого способа заключается в том, что на поверхности формируются микродеформации, величина которых очень мала ($h \le 0.5$ мм). Микродеформации поверхности бывают регулярные и нерегулярные. Нерегулярные микродеформации – это такие микродеформации, которые получают в результате случайных воздействий на обрабатываемую поверхность. Примером нерегулярных микродеформаций являются шероховатые поверхности, которые получаются после литья металла в землю, обработки поверхности пескоструйным аппаратом, бомбардировки поверхности мелкими шариками, нанесения на поверхность песка (песочная шероховатость). Регулярные микродеформации – это такие микродеформации, которые получают в результате обработки поверхности специальным инструментом, или нанесением на поверхность проволоки известного диаметра (цилиндрическая шероховатость), а также нанесением на поверхность сфер известного диаметра. Регулярные микродеформации удовлетворяют следующим требованиям: а) имеют одинаковую форму, б) имеют форму, которую можно воспроизвести, в) конфигурация поверхности может быть прямоугольной, треугольной, трапецеидальной, синусоидальной, цилиндрической, сферической и т.п., г) имеют площадь поверхности, которую можно посчитать, д) величиной площади такой поверхности, можно управлять [1-3].

Для исследования теплогидравлических характеристик теплообменного аппарата был разработан опытный стенд. Принципиальная схема стенда для теплогидравлических испытаний представлена на рис. 1. Технические параметры стенда:

Теплоноситель	вода
Объем воды, заправляемой в систему, л	140
Масса машины в объеме поставки, кг	480
Потребляемая мощность, кВт	4,1
Температура воды входящей в систему, °С	
проточной	8
оборотной	95
Расход проточной воды, м ³ /ч	0,36
Диапазон работы:	
по температуре воздуха окружающей среды, °С	20±5
по температуре воды, циркулирующей в системе, °С	8–95
Напряжение сети переменного тока, В	380/220
Частота переменного тока, Гц	50

Эксперименты показали, что перепад температуры теплоносителя на выходе из конвектора с микрозиговкой при одинаковых условиях испытаний на 1/3 °C больше, чем в конвекторе без микрозиговки.

Теплообменник состоит из двух секций. Каждая секция представляет трубу с развитыми ребрами. Площадь поверхности ребер равна 0,5 м², профиль сечения одной трубы представлен на рис. 2. Микрозиговка, т. е. шероховатая поверхность, образуемая микровыступами и углублениями, влияет на процесс теплоотдачи приборов отопления в условиях свободной и вынужденной конвекции.



Рис. 1. Принципиальная схема стенда

Рис. 2. Конвектор горизонтальный (сечение)

Рассмотрим увеличение площади поверхности за счет микродеформации поверхности в виде треугольного профиля (рис. 3). Это увеличение может рассчитано по уравнению

$$\delta S = \left(\frac{S_{M3}}{S}\right) - 1 = \frac{\cos\alpha + \cos\gamma}{\operatorname{ctg}\alpha + \operatorname{ctg}\gamma} - 1.$$
(1)

Результаты экспериментов представлены в виде зависимости теплового потока, снимаемого с конвектора, от температурного напора (разности температуры теплоносителя и окружающего воздуха) (рис. 3). Для расчетов использовалась формула $Q = C_P \rho G \Delta t$, где C_P – теплоемкость, ρ – плотность, G – объемный расход, Δt – перепад температуры.



Рис. 3. Зависимость теплового потока (Вт), снимаемого с конвектора, от температурного напора (°С)

Из анализа результатов видно, что теплоотдача конвектора с микрозиговкой выше, чем у обычного конвектора после выхода на стационарный режим.

При микродеформациях прямоугольным профилем в одной плоскости для случая, когда высота микродеформации в 5 раз больше расстояния между пазами и шириной паза, возможно увеличение прироста площади до 5,00 раз. При равенстве высоты микродеформации и расстояния между пазами и шириной паза возможно увеличение прироста площади до 1,00 раза. Все остальные значения прироста площади находятся в пределе от 1,00 до 5,00.

Литература

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. – 742 с

2. А. с. № 1663377 СССР. Теплообменная поверхность / Б. Е. Шелахиев, С. В. Байгалиев, А. А. Аверкиев. Заявлено 20.06.1988, № 4442920. Опубл. 15.07.1991.

3. Самойленко А. В., Газизянов Р. З., Байгалиев Б. Е., Черноглазова А. В. Экспериментальные исследования влияния шероховатости на гидравлическое сопротивление трапецеидальных русел каналов // Вестник Казанского технол. ун-та. 2014. Т. 17, № 4. С. 241–245.

УДК 532.517.2:536.24

ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕСТАЦИОНАРНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ПРОМЫШЛЕННО ВЫПУСКАЕМОГО КОМПАКТНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

В. И. Байков, С. П. Германович, П. К. Зновец, Т. В. Сидорович

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Для проведения экспериментальных исследований по влиянию пульсаций скорости теплоносителя на эффективность теплообмена рекуперативного теплообменного аппарата, работающего в ламинарной области течения вязкого теплоносителя, разработан экспериментальный образец пульсатора, способного создавать устойчивые гармонические колебания расхода теплоносителя, а также обеспечивающего возможность регулировки амплитуды колебаний данной жидкости. Теоретические основания и технические особенности можно видеть в работах [1–3].

Экспериментальный образец пульсатора состоит из корпуса, внутри которого расположен электродвигатель, оснащенный электронной системой управления вращением. На валу электродвигателя закреплен шаровой механизм, соединенный системой трубопроводов с двумя перепускными вентилями, предназначенными для установления амплитуды колебаний жидкости в контуре теплообменника. Пульсации жидкости в образце создаются в результате периодического перекрытия канала трубопровода при помощи шарового механизма. Изменение частоты пульсаций происходит за счет уменьшения или увеличения числа оборотов электродвигателя, которые регулируются при помощи электронной системы управления. Питание пульсатора предполагается от сети переменного тока напряжением 220 В с частотой 50 Гц.

Экспериментальные исследования по влиянию пульсаций теплоносителя на эффективность теплообмена проводились на выпускаемом современной промышленностью (ЗАО «Завод Промстройиндустрия», г. Минск) пластинчатом теплообменном аппарате разборном одноходовом TAP-0,04-06-1 [4, 5].Этот теплообменник способен работать в диапазоне температур от 0 до 150 °C и выдерживает давление до 1,6 МПа. Конструктивно теплообменник TAP-0,04-06-1 состоит из набора тонких гофрированных теплопередающих пластин, изготовленных методом холодной штамповки из нержавеющей стали 12X18H10T, каждая из которых оснащена прокладкой из термостойкой резины. Резиновая прокладка создает за счет своей толщины щелевые каналы между пластинами и служит как уплотнением соединения, так и направляющей для потоков жидкостей в соответствующие каналы.

Процесс теплообмена в теплообменнике через теплопередающую пластину происходит между двумя жидкими средами, которые перемещаются противотоком по каналам щелевидной формы, сформированными гофрированной поверхностью двух соседних пластин. Жидкость в таком канале совершает пространственное трехмерное извилистое движение при котором происходит завихрение потока. Таким образом, завихрение потока в тонком слое жидкости позволяет значительно интенсифицировать теплоотдачу при сравнительно малых гидравлических сопротивлениях.

Схема экспериментальной лабораторной установки для исследования влияния пульсаций теплоносителя на эффективность теплообмена с включением теплообменника ТАР-0,04-06-1 представлена на рис. 1.



Рис. 1. Блок-схема установки

Жидкость (теплоноситель) предварительно нагревается в термостате до требуемой температуры, а затем с помощью насоса-компрессора вытесняется из термостата. Ресивер предназначен для сглаживания возможных флуктуаций давления, вызываемых неравномерной работой насоса-компрессора. Проходя через пульсатор, создающий гармонические колебания течения установленной частоты, вытесняемая из термостата жидкость попадает в теплообменник. Для снижения амплитуды колебаний часть жидкости может быть направлена в обход пульсатора. Движение теплоносителя указано на схеме сплошными линиями со стрелками. По смежному каналу теплообменника в направлении, противоположном движению теплоносителя, с постоянной скоростью подается нагреваемая жидкость.

Исследования проводились на теплообменнике с минимальным количеством пластин. Экспериментальный образец пульсатора, с помощью которого выполнялись эксперименты, представляет шаровое устройство с отверстием в центре, приводимое во вращение с постоянной скоростью электроприводом. Скорость вращения шарового механизма определяет частоту пульсаций. Параллельно нему создан обходной контур (байпас), по которому жидкость может перемещаться, минуя пульсатор. Сечение отверстия шара и обходного контура равны. Основные параметры теплообменника, входящего в состав экспериментальной лабораторной установки ТЭП-1М:

Поверхность теплообмена одной пластины, м ²	0,04
Число пластин, шт.	3
Толщина пластины, мм	0,6
Число ходов	1
Эффективный диаметр, м	0,047
Число каналов на один ход(горячий/холодный)	1/2
Проходное сечение одного канала, м ²	0,00375
Рабочее давление, МПа	1,6
Масса, кг	51

Теплообменник ТАР-0,04 имеет два контура. По первому контуру движется греющая жидкость, а по второму в обратном направлении – нагреваемая жидкость.

Исследования проводились при частотах пульсаций теплоносителя в теплообменнике 0,3; 0,5; 0,8; 1,0 Гц и без пульсаций.

Суть экспериментов состояла в том, что предварительно нагретая в термостате до 75 °C жидкость (вода), имеющая постоянный объем 50 л, вытеснялась из термостата насосомкомпрессором и пропускалась через один из каналов теплообменника до полного истечения (канал 1 для греющей жидкости). В режиме без пульсаций вся жидкость протекала в обход пульсатора (через байпас) и попадала сразу прямо в теплообменник, а в режиме с пульсациями часть или весь обходной трубопровод перекрывались, включался пульсатор и греющая жидкость частично или полностью проходила через него. Одновременно по второму каналу (канал 2 для нагреваемой жидкости) в обратном направлении с постоянной скоростью течения, устанавливаемой заранее, подавалась водопроводная вода с температурой 10-12 °C. В ходе экспериментов давление и температура контролировались установленными на входах и выходах каналов теплообменника датчиками давления и температуры. Информация с этих устройств через измерители-регуляторы «Сосна» и коммутатор передавались для дальнейшей обработки на персональный компьютер. Расход теплоносителя и нагреваемой жидкости контролировался визуально по показаниям счетчиков воды.

Сравнительные результаты, отражающие эффективность работы теплообменника с пульсациями теплоносителя при частотах 0,3; 0,5; 0,8 и 1,0 Гц по сравнению с режимом без пульсаций для различных чисел Рейнольдса представлены в табл. 1.

Анализ результатов основан на расчете количества теплоты, которое получил тот или иной объем проточной воды, прошедшей через теплообменник по каналу 2 в каждом конкретном случае, на основании которого вычисляется мощность теплообменника W для данного эксперимента, т. е. определяется количество теплоты, передаваемое теплообменником проточной воде в единицу времени в каждом эксперименте. Формула для расчета мощности теплообменника:

$$W = Q/t_{\rm max},$$

где $Q = C_p(T_{2вых} - T_{2н})\rho V$ – количество теплоты, полученное проточной водой; C_p – теплоемкость воды; ρ – плотность воды; T_1 – температура на входе канала 2; T_2 – температура на выходе канала 2; V – объем проточной воды, прошедшей через теплообменник по каналу 2 за время эксперимента; t_{max} – время эксперимента; относительная эффективность теплообменника определяется по соотношению $(W - W_0)/W_0 \cdot 100\%$, здесь W_0 – мощность теплообменника в режиме без пульсаций.

Данные показывают, что мощность теплообменника в режимах с пульсациями несколько падает. Только при частоте 0,5 Гц получен положительный результат от влияния пульсаций на эффективность теплообмена (прирост мощности составляет +4,3%). В этом

эксперименте греющая жидкость проходила полностью через пульсатор, т. е. обходной путь (байпас) был полностью перекрыт.

Таблица 1

Обозначение эксперимента	< _V >, м/с	Re	t _{max} ,c	Т _{1н}	<i>Т</i> _{2н}	<i>f</i> , Гц	<i>V</i> , л	<i>W</i> , кВт	$\frac{W-W_0}{W_0} \cdot 100\%$
A2	0,029	1362	460	47,8	29,4	0	30,7	1,160	0
B2	0,017	783	800	42,4	26,5	0	53,3	0,966	0
C2	0,012	565	1110	39,8	24,5	0	74,0	0,833	0
A4	0,026	1229	510	46,8	29,1	0,3	34,0	1,140	-1,7
B4	0,017	793	790	42,2	26,2	0,3	52,7	0,947	-2,0
C4	0,011	536	1170	38,1	23,6	0,3	78,0	0,773	-2,0
B6	0,015	704	890	40,3	25,7	0,5	59,3	0,910	-5,89
C6	0,010	454	1380	35,4	22,4	0,5	92,0	0,693	-16,8
D4	0,026	1229	510	45,1	26,7	0,3	34,0	1,110	-4,3
D2	0,027	1253	500	45,8	28,2	0,5	33,3	1,210	+4,3
D8	0,026	1229	510	46.1	27,7	0.8	34,0	1,160	0
D6	0,027	1253	500	46,1	27,7	1,0	33,3	1,115	-1,5

Сравнительный анализ результатов экспериментов при различных частотах пульсаций и различных числах Рейнольдса

Эксперименты показали, что только в случае чисто пульсационного режима течения теплоносителя (т. е. течения без наличия байпаса) существуют частоты, при которых наблюдается положительный эффект от влияния пульсаций на эффективность теплообмена (возрастает мощность теплообменника).

Литература

1. Сидорович Т. В., Коляго Н. В., Зновец П. К., Байков В. И. Пульсационный режим течения вязкой жидкости как средство интенсификации конвективного теплообмена // Энергои материалосберегающие экологически чистые технологии: Материалы VIII междунар. науч.техн. конф. В 2 ч. Гродно: ГрГУ, 2010. Ч. 1. С. 327–335.

2. Пат. на полезную модель № 9050. Теплообменник для вязких жидкостей / Т. В. Сидорович, В. И. Байков, С. П. Германович, П. К. Зновец, В. К. Глеб; заявл. 03.12.2012 г.

3. Байков В. И., Германович С. П., Зновец П. К., Сидорович Т. В. Испытание лабораторного макета устройства, обеспечивающего пульсационный режим работы рекуперативного теплообменного аппарата // Тепло- и массоперенос–2013: Сб. науч. тр. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2014. С. 270–276.

4. Заяц Т. А., Нагула П. К., Синкевич А. Е. Определение теплотехнических параметров пластинчатых теплообменников. Минск, 2014. – 40 с. (Препринт / Объед. ин-т энерг. и ядер. исслед. НАН Беларуси, Сосны; ОИЭЯИ-64).

5. Заяц Т. А., Нагула П. К., Синкевич А. Е. Определение гидродинамических параметров пластинчатых теплообменников. Минск, 2014. – 36 с. (Препринт / Объед. ин-т энерг. и ядер. исслед. НАН Беларуси, Сосны; ОИЭЯИ-63).

УДК 536.24:621.311.22.002.5

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ПУЧКАХ ТРУБОК СО ВСТРЕЧНОЙ НАКАТКОЙ ПРИ ОБТЕКАНИИ ВЯЗКИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Ю. М. Бродов, Н. В. Желонкин, А. Ю. Рябчиков, К. Э. Аронсон

Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия lta ugtu@mail.ru

Конструкции установленных на станциях маслоохладителей с гладкими трубками, которые были спроектированы в середине двадцатого века, не всегда соответствуют современным требованиям по надежности, эффективности и безопасности. Совершенствование маслоохладителей может идти в направлении оптимизации конструкции аппаратов, правильного выбора материала трубок, применения интенсифицирующих теплообмен профилированных трубок. Применение профилированных трубок рассматривается в настоящее время как один из перспективных путей повышения эффективности теплообменных аппаратов паротурбинных установок [1–4]. Проведенный анализ показал, что данные по интенсификации теплообмена при обтекании вязкими жидкостями пучков с профилированными трубками практически отсутствуют, что обосновывает необходимость проведения комплекса сравнительных экспериментальных исследований по изучению теплогидравлических процессов в трубных пучках с гладкими и профилированными трубками применительно к маслоохладителям паротурбинных установок (ПТУ).



Рис. 1. Трубка со встречной накаткой (ТВН)

В настоящей работе представлены результаты исследований гидродинамики и теплообмена на трубках со встречной накаткой (ТВН) [5] (рис. 1) (h – глубина канавки, мм; s – шаг между соседними канавками, мм; z – число заходов профилирования; δ – толщина стенки; D_{μ} – наружный диаметр трубки) и сопоставление результатов промышленных испытаний опытного образца маслоохладителя МБ-50М-75 [4].

Сравнительное исследование гидродинамики и теплообмена при обтекании вертикальных пучков гладких трубок и трубок со встречной накаткой поперечным потоком турбинного масла проведено на специально созданном экспериментальном стенде методом локального теплового моделирования с охлаждаемой рабочей трубкой [2].

На рис. 2–4 в качестве примера представлены экспериментальные данные по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению для трубок со встречной накаткой. Коэффициенты теплоотдачи (см. рис. 2, 3) при поперечном обтекании турбинным маслом пучка ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 8 \times 0.5$ мм) до 33% выше, пучка ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 24 \times 0.5$ мм) до 27% выше, чем пучка гладких трубок.

Сравнительный анализ результатов исследований гидродинамического сопротивления пучков трубок ТВН в поперечном потоке турбинного масла (рис. 4) выявил, что профилирование трубок пучка ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 8 \times 0.5$ мм) в диапазоне чисел $\text{Re}_{\text{M}} \ge 350$ приводит к увеличению относительного гидродинамического сопротивления до 8%, а профилирование трубок пучка ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 24 \times 0.5$ мм) в диапазоне чисел

 $\text{Rem} \ge 500$ приводит к увеличению относительного гидродинамического сопротивления до 4% (погрешность эксперимента составляет ±4,4%).

По результатам проведенных опытов при обтекании маслом пучков трубок установлено, что наибольший коэффициент теплоотдачи достигается на ТВН с параметрами профилирования $h_{1,2} = 0.5$ мм, $s_{1,2} = 8$ мм, $z_{1,2} = 3$, $\delta = 0.5$ мм, $D_{\rm H} = 16$ мм.





тельной теплоотдаче в пучках ТВН: 1 – ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 8 \times 0.5$ мм); 2 – ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 24 \times 0.5$ мм)

На рис. 5 показан коэффициент теплогидравлической эффективности при обтекании пучков трубок со встречной накаткой маслом. Видно, что эффективность ТВН с одинаковыми параметрами накатки незначительно (до 0,5%) отличается от эффективности ТВН с различными шагами.



Рис. 4. Экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению в пучках ТВН: 1 – ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 8 \times 0.5$ мм); 2 – ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 24 \times 0.5$ мм)



Рис. 5. Коэффициент теплогидравлической эффективности при обтекании пучков трубок со встречной накаткой маслом: 1 – ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 8 \times 0.5$ мм); 2 – ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 24 \times 0.5$ мм)

Для работы маслоохладителя ПТУ важным показателем является гидравлическое сопротивление маслоохладителя по охлаждающей воде. Ввиду того, что гидравлическое сопротивление при течении воды внутри ТВН с одинаковыми параметрами накатки в 1,5 раза выше, чем для ТВН с разными параметрами накатки для опытного образца маслоохладителя выбрана ТВН с различными параметрами накатки.

Полученные результаты лабораторных испытаний использованы для оптимизации компоновки маслоохладителя MБ-50М-75, опытный образец которого был испытан на Невинномысской ГРЭС. Сравнительные испытания серийных маслоохладителей с гладкими трубками (материал МНЖ5-1) и маслоохладителя с ТВН ($s \times h = 8 \times 0.5$ мм, $s \times h = 24 \times 0.5$ мм, материал 08Х18Н10Т) проводились на турбинах К-160-130 ХТГЗ ст. № 8, 9 Невинномысской ГРЭС, оснащённой четырьмя серийными гладкотрубными маслоохладителями МО-53-4 на заводе-изготовителе [4].
Применение в маслоохладителях ПТУ трубок из нержавеющей стали позволяет повысить экологическую безопасность, а профилирование трубок – увеличить тепловую эффективность аппарата. Из рис. 6 видно, что для номинального режима работы серийного маслоохладителя с гладкими трубками, необходимо поддерживать расход охлаждающей воды на уровне 140 м³/ч. Если расход охлаждающей воды уменьшить, то температура масла после маслоохладителя будет выше нормативного значения (45 °C). Маслоохладитель МБ-50М-75 с ТВН при номинальном режиме работы, способен охлаждать масло до нормативного значения уже при расходе охлаждающей воды 45 м³/ч.





По результатам проведенного исследования, можно сделать следующие выводы:

– коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании турбинным маслом пучка ТВН до 33 % выше, чем пучка гладких трубок;

 – гидродинамическое сопротивление пучков ТВН в поперечном потоке турбинного масла в диапазоне чисел Re_м ≥ 350 до 8% выше, чем в пучке гладких трубок;

– коэффициент теплогидравлической эффективности ТВН в зависимости от числа Re_м изменяется от 1,36 до 1,22.

Проведенные испытания новой серии маслоохладителей с ТВН по сравнению с маслоохладителями с гладкими трубками показали:

- охлаждение масла на 1-2 °С больше;

- гидравлическое сопротивление с водяной стороны на 30-60% выше;

- количество передаваемой теплоты на 10-15% выше;

– применение трубок из нержавеющей стали, существенно повышает надежность работы маслоохладителя, а их профилирование позволяет получить тепловую производительность нового маслоохладителя выше, чем у серийного на всех режимах эксплуатации аппарата.

Исследования проводились при финансировании из субсидии Программы повышения конкурентоспособности УрФУ и в рамках выполнения государственного заказа Минобрнауки РФ, проект 13.900.2014/К.

Литература

1. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. – 427 с.

2. Бродов Ю. М., Аронсон К. Э., Рябчиков А. Ю., Желонкин Н. В., Локалов Г. А. Экспериментальное исследование теплообмена в пучках профилированных трубок маслоохладителей // Изв. ВУЗов. Проблемы энергетики. 2010. № 9–10. С. 3–14.

3. Бродов Ю. М., Рябчиков А. Ю., Аронсон К. Э., Желонкин Н. В. Исследование теплообмена в пучках профилированных трубок маслоохладителей паротурбинных установок // ММФ-2012: XIV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: Тез.

докл. и сообщ. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 10–13 сентября 2012 г. Минск, 2012. Т. 2, Ч. 1. С. 232–235.

4. Желонкин Н. В., Рябчиков А. Ю., Аронсон К. Э., Мурманский И. Б. Результаты промышленных испытаний новой серии маслоохладителей с профилированными трубками // Энергетик. 2014. № 6. С. 35–38.

5. Пат. на полезную модель № 112752 РФ, МПК F28F1/00. Теплообменная труба / Н. В. Желонкин, Ю. М. Бродов, А. Ю. Рябчиков, К. Э. Аронсон; заявитель и патентообладатель Федеральное гос. автономное образовательное учреждение высшего проф. образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина». – № 2011134212/06; заявл. 15.08.2011; опубл. 20.01.2012 // Бюл. Изобретения. 2012. № 2.

УДК 539.217.5

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПОГЛОЩЕНИЯ ГЕЛИЯ СОРБЕНТОМ НА ОСНОВЕ ПОЛЫХ СТЕКЛЯННЫХ МИКРОСФЕР

А. С. Верещагин, В. М. Фомин, В. А. Лебига, В. Н. Зиновьев, А. Ю. Пак, И. В. Казанин

Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича СО РАН, г. Новосибирск, Россия

В настоящее время в промышленном масштабе гелий извлекают из природного газа с помощью криогенной технологии, физическую основу которой составляет конденсация углеводородных фракций, являющихся основными компонентами природного газа. В результате выделение небольших объемов гелия из природного газа требует высоких энергетических и капитальных затрат [1].

Альтернативной заменой криогенной технологии является принципиально новая мембранно-сорбционная технология, которая может найти успешное применение для извлечения гелия из природного газа газоконденсатных месторождений. Эта технология, запатентованная в РФ, основана на экспериментально подтвержденной способности полых проницаемых сферических частиц (микросфер/ценосфер) избирательно поглощать гелий из гелиеносных газов [2], а затем выделять его и накапливать в виде концентрата с высоким содержанием гелия. Этот метод может быть конкурентоспособной альтернативой криогенным и мембранным технологиям в силу простоты конструкции оборудования, меньших энергетических и капитальных затрат, а также благодаря цикличности разнонаправленных процессов сорбции и десорбции, предотвращающей поверхностное загрязнение полых проницаемых сферических частиц (микросфер/ценосфер). Высокая селективность разделения смеси гелий-метан является отличительной особенностью силикатных стекол, газопроницаемость которых также зависит от их состава.

Для описания процесса сорбции гелия микросферами разработаны ряд математических моделей и проведены экспериментальные и теоретические исследования [3–5], позволяющие из экспериментальных данных находить требуемые константы проницаемости материалов.

Интерес представляет строгий вывод модели, описывающей нестационарные эффекты, происходящие при одновременном движении смеси гелиеносного газа и микросфер, в качестве сорбента гелия. Такая модель выводится в рамках механики многофазных сред, используя подход предложенный в литературе [6, 7], предполагающий проводить осреднения уравнений движения смеси газов и твердых частиц по некоторому макрообъему (рис. 1).



Рис. 1. Определение макрообъема для проведения осреднения основных уравнений (Охуг – лабораторная система координат; $\vec{\xi}$ – фиксированная точка пространства; ω_1 – часть объема, не занятая микросферами; ω_{21} – часть объема, занимаемая полостями всех микросфер; ω_{22} – часть объема, занятая твердой оболочкой микросфер)

В результате такого осреднения в правых частях уравнений появляются источниковые члены и модель теряет свойство гиперболичности, но позволяет описывать систему в терминах осредненных параметров как для газовой фазы, так и для фазы частиц.

Законы сохранения массы:

$$\begin{split} \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_{11} \rangle &+ div_{\xi} \langle \rho_{11} \rangle \ \langle \vec{v}_{1} \rangle_{1} = -\frac{3}{R} m_{2} \langle K \rangle_{s_{1}}, \quad \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_{12} \rangle \ + div_{\xi} \langle \rho_{12} \rangle \ \langle \vec{v}_{1} \rangle_{1} = 0, \\ \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_{21} \rangle \ + div_{\xi} \langle \rho_{21} \rangle \ \langle \vec{v}_{2} \rangle_{2} = \frac{3}{R} m_{2} \langle K \rangle_{s_{1}}, \quad \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_{22}^{0} \rangle \ + div_{\xi} \langle \rho_{22}^{0} \rangle \ \langle \vec{v}_{2} \rangle_{2} = 0, \\ \langle K \rangle_{s_{1}} = \frac{C_{m}\beta}{d} (\langle p_{11} \rangle_{1} - \langle p_{21} \rangle_{21}), \\ \langle p_{11} \rangle = \langle \rho_{11} \rangle \ R_{1} \langle T_{1} \rangle_{1}, \quad \langle p_{12} \rangle \ = \langle \rho_{12} \rangle \ R_{2} \langle T_{1} \rangle_{1}, \quad \langle p_{21} \rangle \ = \langle \rho_{21} \rangle \ R_{1} \langle T_{2} \rangle_{2}, \end{split}$$

$$| \rangle R_1 \langle T_1 \rangle_1, \quad \langle p_{12} \rangle = \langle \rho_{12} \rangle R_2 \langle T_1 \rangle_1$$

$$\langle p_1 \rangle = \langle p_{11} \rangle + \langle p_{12} \rangle$$
.

Законы сохранения импульса:

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_1 \rangle \langle \vec{v}_1 \rangle_1 + div_{\vec{\xi}} \langle \rho_1 \rangle \langle \vec{v}_1 \rangle_1 \otimes \langle \vec{v}_1 \rangle_1 = -\nabla \langle p_1 \rangle - \frac{3}{R} m_2 \langle K \rangle_{s_1} \langle \vec{v}_1 \rangle_{s_1} + \vec{f},$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_2 \rangle \langle \vec{v}_2 \rangle_2 + div_{\vec{\xi}} \langle \rho_2 \rangle \langle \vec{v}_2 \rangle_2 \otimes \langle \vec{v}_2 \rangle_2 = \frac{3}{R} m_2 \langle K \rangle_{s_1} \langle \vec{v}_1 \rangle_{s_1} - \vec{f},$$

$$\langle \rho_1 \rangle = \langle \rho_{11} \rangle + \langle \rho_{12} \rangle, \quad \langle \rho_2 \rangle = \langle \rho_{21} \rangle + \langle \rho_{22}^0 \rangle,$$

где

где

$$\langle \rho_1 \rangle = \langle \rho_{11} \rangle + \langle \rho_{12} \rangle , \quad \langle \rho_2 \rangle = \langle \rho_{21} \rangle + \langle \rho_{22}^0 \rangle ,$$

$$\left\langle \vec{v}_{1} \right\rangle_{s_{1}} = \frac{R}{3m_{2}} \frac{\left\langle K \right\rangle_{s_{1}}}{\left\langle \rho_{11} \right\rangle_{1}} \nabla m_{2} + \left\langle \vec{v}_{2} \right\rangle_{2}, \quad \vec{f} = \left\langle p_{1} \right\rangle_{1} \nabla m_{1} + \frac{m_{2}}{4/3\pi R^{3}} 6\pi f_{D} R \left\langle \mu \right\rangle_{1} \left(\left\langle \vec{v}_{2} \right\rangle_{2} - \left\langle \vec{v}_{1} \right\rangle_{1} \right).$$

Законы сохранения энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle U_1 \rangle + \operatorname{div}_{\bar{\xi}} \left(\langle U_1 \rangle \langle \vec{v}_1 \rangle_1 + \langle p_1 \rangle \langle \vec{v}_1 \rangle_1 - \langle \vec{q} \rangle \right) = -\frac{3}{R} m_2 K \langle E_{11} \rangle_{s_1} - Q_{12} + \vec{f} \cdot \langle \vec{v}_1 \rangle_{s_1},$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle U_2 \rangle + \operatorname{div}_{\xi} \langle U_2 \rangle \langle \vec{v}_2 \rangle_2 = \frac{3}{R} m_2 K \langle E_{11} \rangle_{s_1} + Q_{12} - \vec{f} \cdot \langle \vec{v}_1 \rangle_{s_1},$$

где

$$\begin{split} \langle U_1 \rangle &= \left\langle \rho_{11} \right\rangle \, \left\langle E_{11} \right\rangle_1 + \left\langle \rho_{12} \right\rangle \, \left\langle E_{12} \right\rangle_1, \quad \left\langle U_2 \right\rangle = \left\langle \rho_{21} \right\rangle \, \left\langle E_{21} \right\rangle_2 + \left\langle \rho_{22}^0 \right\rangle \, \left\langle E_{22} \right\rangle_2, \\ &\left\langle E_{11} \right\rangle_1 = \left\langle \varepsilon_{11} \right\rangle_1 + \frac{\left\langle \vec{v}_1 \right\rangle_1^2}{2}, \quad \left\langle E_{12} \right\rangle_1 = \left\langle \varepsilon_{12} \right\rangle_1 + \frac{\left\langle \vec{v}_1 \right\rangle_1^2}{2}, \\ &\left\langle E_{21} \right\rangle_{21} = \left\langle \varepsilon_{21} \right\rangle_{21} + \frac{\left\langle \vec{v}_2 \right\rangle_2^2}{2}, \quad \left\langle E_{22} \right\rangle_{22} = \left\langle \varepsilon_{22} \right\rangle_{22} + \frac{\left\langle \vec{v}_2 \right\rangle_2^2}{2}, \\ &\left\langle \varepsilon_{11} \right\rangle_1 = C_V^1 \left\langle T_1 \right\rangle_1, \quad \left\langle \varepsilon_{12} \right\rangle_1 = C_V^2 \left\langle T_1 \right\rangle_1, \quad \left\langle \varepsilon_{21} \right\rangle_{21} = C_V^1 \left\langle T_2 \right\rangle_2, \quad \left\langle \varepsilon_{22} \right\rangle_{22} = C_s \left\langle T_2 \right\rangle_2, \\ &\left\langle E_{11} \right\rangle_{s_1} = C_V^1 \left\langle T_1 \right\rangle_{s_1} + \frac{\left\langle v_1 \right\rangle_{s_1}^2}{2}, \quad Q_{12} = \frac{3m_2}{R} \alpha \left(\left\langle T_1 \right\rangle_1 - \left\langle T_2 \right\rangle_2 \right). \end{split}$$

Эти уравнения дополняются уравнениями для связи объемных концентраций

$$m_1 + m_2 = 1$$
, $m_{21} = (1 - \beta^3)m_2$, $m_{22} = \beta^3 m_2$.

Также необходимо добавить связь между объемной концентрацией и осредненной плотностью твердой фазы

$$\left< \rho_{22}^{0} \right> = \rho_{22}^{0} (1 - \beta^{3}) m_{2},$$

где ρ_{22}^0 – плотность твердой стенки микросферы; β – безразмерная характеристика размера полости микросферы. Введенные обозначения общеприняты и описаны, например в [6].

Производя переобозначения переменных и записывая вместо $\vec{\xi}$ переменную *x*, рассмотрим приведенную систему законов сохранения в одномерном нестационарном изотермическом случае ($T_1 = T_2 = T = \text{const}$):

$$\frac{d_{1}\rho_{11}}{dt} + \rho_{11}\frac{\partial v_{1}}{\partial x} = -\frac{3m_{2}}{R}K, \quad \frac{d_{1}\rho_{12}}{dt} + \rho_{12}\frac{\partial v_{1}}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{d_{2}\rho_{21}}{dt} + \rho_{21}\frac{\partial v_{2}}{\partial x} = \frac{3m_{2}}{R}K, \quad \frac{d_{2}m_{2}}{dt} + m_{2}\frac{\partial v_{2}}{\partial x} = 0,$$

$$\rho_{1}\frac{d_{1}v_{1}}{dt} + \frac{\partial p_{1}}{\partial x} + \left(\frac{p_{1}}{m_{1}} + \frac{K^{2}m_{1}}{\rho_{11}}\right)\frac{\partial m_{2}}{\partial x} = \frac{3m_{2}}{R}K(v_{1} - v_{2}) + \frac{m_{2}}{V^{+}}f_{s}$$

$$\rho_{2}\frac{d_{2}v_{2}}{dt} - \left(\frac{p_{1}}{m_{1}} + \frac{K^{2}m_{1}}{\rho_{11}}\right)\frac{\partial m_{2}}{\partial x} = -\frac{m_{2}}{V^{+}}f_{s},$$

здесь

$$K = \frac{C_m \beta}{d} \left(\frac{\rho_{11}}{m_1} - \frac{\rho_{21}}{\beta^3 m_2} \right) R_1 T_1, \ \rho_1 = \rho_{11} + \rho_{12}, \qquad \rho_2 = \rho_{21} + \rho_{22}, \ p_{11} = \rho_{11} R_1 T_1,$$

$$p_{12} = \rho_{12}R_2T_1, \quad p_1 = p_{11} + p_{12}, \quad f_S = 6\pi R f_D \mu (v_2 - v_1).$$

Дополнительно в уравнениях используются объемные доли фаз $m_1 = m_1(t, x)$ и $m_2 = m_2(t, x)$. Для них справедливы следующие соотношения:

$$m_1 + m_2 = 1$$
, $\rho_{22} = \rho_{22}^0 (1 - \beta^3) m_2$.

В векторной форме система законов сохранения запишется для функции $\vec{u} = \vec{u}(t, x)$ в виде системы квазилинейных уравнений:

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + A(\vec{u})\frac{\partial \vec{u}}{\partial x} = \vec{f},$$

где $\vec{u} = \{\rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{21}, m_2, v_1, v_2\}^T$,

$$A = \begin{pmatrix} v_1 & 0 & 0 & 0 & \rho_{11} & 0 \\ 0 & v_1 & 0 & 0 & \rho_{12} & 0 \\ 0 & 0 & v_2 & 0 & 0 & \rho_{21} \\ 0 & 0 & 0 & v_2 & 0 & m_2 \\ \frac{R_1T}{\rho_1} & \frac{R_2T}{\rho_1} & 0 & \frac{1}{\rho_1} \left(\frac{p_1}{m_1} + \frac{K^2 m_1}{\rho_{11}} \right) & v_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\rho_2} \left(\frac{p_1}{m_1} + \frac{K^2 m_1}{\rho_{11}} \right) & 0 & v_2 \end{pmatrix}, \quad \vec{f} = \begin{pmatrix} -\frac{3m_2}{R} K \\ 0 \\ \frac{3m_2}{R} K \\ 0 \\ \frac{3m_2}{R} K \\ \frac{3m_2}{R} K \\ \frac{3m_2}{R} K \\ -\frac{m_2}{4/3\pi R^3 \rho_2} f_S \end{pmatrix}$$

Тип системы уравнений зависит от собственных значений матрицы *A*. В данном случае имеется четыре действительных собственных значения v_1 , v_2 , $v_1 \pm \sqrt{p_1 / \rho_1}$ и два комплексно

сопряженных $v_2 \pm i \sqrt{\frac{m_2}{\rho_2} \left(\frac{p_1}{m_1} + \frac{K^2 m_1}{\rho_{11}} \right)}$, из чего можно сделать вывод, что система квазилиней-

ных уравнений составного типа согласуется с результатами для аналогичных моделей из [8].

Литература

1. Андреев И. Л. // Химическое и нефтяное машиностроение. 1995. № 2. С. 16-22.

2. Tsugawa R. T., Moen I., Roberts P. E., Souers P. C. // J. of Applied Physics. 1976. Vol. 47, No. 5. Pp. 1987–1993.

3. Верещагин А. С., Казанин И. В., Зиновьев В. Н., Пак А. Ю., Фомина А. Ф., Лебига В. А., Фомин В. М. // Прикладная механика и техническая физика. 2013. Т. 54, № 2. С. 88–96.

4. Верещагин А. С., Зиновьев В. Н., Фомин В. М., Лебига В. А., Пак А. Ю., Фомина А. Ф., Казанин И. В. // Вестник НГУ. Серия: Физика. 2010. Т. 5, вып. 2. С. 8–16.

5. Верещагин А. С., Верещагин С. Н., Фомин В. М. // Прикладная механика и техническая физика. 2007. Т. 48, № 3. С. 92–102.

6. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред. 1987. Т. 1. – 464 с.

7. Whitaker S. The Method of Volume Averaging. 1999. – 220 p.

8. Яненко Н. Н., Солоухин Р. И., Папырин А. Н., Фомин В. М. Сверхзвуковые двухфазные течения в условиях скоростной неравновесности частиц. 1980. – 160 с.

УДК 62-665.3

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНТЕНСИВНОЙ СУШКИ ОРГАНИЧЕСКИХ ОТХОДОВ И БИОМАССЫ В ЦИКЛАХ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

М. С. Власкин, П. Н. Казанский, В. И. Ковбасюк

Объединенный институт высоких температур РАН, г. Москва, Россия

Одним из важнейших ресурсов энергосбережения является вовлечение в энергетику влажных недорогих местных топлив и муниципальных отходов. Этот возобновляемый ресурс, представленный отходами деревообработки и лесозаготовки, отходами аграрного сектора, торфом, а также антропогенными отходами и отходами животноводства, имеет невысокую, а часто отрицательную стоимость (т. е. за их утилизацию готовы заплатить). Но, хотя ресурсы этого топлива безграничны, они не всегда легко доступны или удобны, например при транспортировке. Их ключевым недостатком является, как правило, высокая влажность, затрудняющая эффективное использование при сжигании и, особенно, при газификации. А именно газификация, как показывает мировой опыт исследований применения биотоплив, необходима для эффективного замещения ископаемого топлива на существующих тепловых электростанциях (как показано в Лахти, Финляндия) или для использования в перспективных энергетических установках с газовыми турбинами [1]. Притом традиционная сушка исключительно энергоемка – на испарение влаги надо затратить энергию, эквивалентную нагреву пара этой влаги до 1200 °C. Этот процесс трудно интенсифицировать, существует опасность возгорания, а отходы могут загрязнять атмосферу токсичными или дурно пахнущими веществами.

В ОИВТ РАН эти проблемы предложено решать за счет интенсивной сушки перегретым паром под давлением. При этом пар испаряемой влаги отводят на привод тепловой машины для производства полезной работы, что компенсирует расход тепла на испарение влаги. Физические принципы традиционной сушки в сравнении с энергосберегающей иллюстрирует *T*-*s* диаграмма для пара осушаемой влаги на рис. 1. Здесь *T*₀, *T*₁, *T*₂, *T*₃ соответственно температуры окружающей среды, испарения влаги при обычной сушке, в камере сушки перегретым паром и дополнительного перегрева пара. Линии нагрева и испарения пара a-b-b' относятся к традиционной сушке, a-c-c'-d – к сушке перегретым паром с его перегревом, и производству работы *d*-*e* (условно, как в изэнтропическом процессе). Источником нагрева являются продукты сгорания или иной источник тепла с температурой выше линии нагрева (не показано). Если мы рассматриваем обычную сушку, пар влаги сбрасывается в атмосферу, и энергия теряется. В камере замкнутого объема пар находится под давлением, существенно выше атмосферного, и при его выводе в тепловую машину оказывается возможным получить полезную работу – этот процесс тождественен широко используемому в энергетике циклу Ренкина. При этом задача защиты паровой турбины от загрязнений, выносимых паром испаряемой влаги сырья при такой сушке, решается за счет постановки в цикл разделительного теплообменника, передающего тепло второму контуру с паровой турбиной. Первичный пар отправляется на охлаждение и конденсацию за счет чего образуется чистый пар второго контура (контура с паровой турбиной). Конденсат первичного пара идет на слив через дроссель или регулировочный кран, служащий для поддержания необходимой величины давления в контуре сушки, а неконденсируемые компоненты отводят на сжигание в линии выходных газов камеры сгорания, обеспечивающей сушку теплом. Ввод и вывод твердого материала (сырья) осуществляется за счет применения шлюзов. Паровая турбина здесь является тепловой машиной для производства работы. Детальный расчет позволяет оптимизировать цикл и

определить, что при давлениях свыше 1,6 МПа работа цикла обеспечит 25% превращения теплоты «на сушку» в полезную работу. Таким образом, осуществляется энергоэффективная сушка биотоплив или отходов, притом что неприятные или опасные компоненты отходов могут быть контролируемо удалены на сжигание.



Рис. 1. *Т-s* диаграмма рабочего процесса выпаривания влаги из сырья

Чтобы убедиться в целесообразности использования аппарата интенсивной сушки под давлением, сравним характеристики процесса теплоотдачи от теплоносителя к материалу в свободном движении. Положим, как это реализовано в нашем пробном (экспериментальном) аппарате, объект сушки представлен цилиндром-сеточкой с заключенной в нем влажной массой. Оценим коэффициент теплоотдачи α от пара с температурой 300 °С и давлением 1.5 и 0.1 МПа, а также воздуха (продуктов сгорания) при давлении 0.1 МПа, по известному критериальному соотношению $Nu_{f,d} = F(Gr_{f,d}Pr_f)$ [2]. При диаметре цилиндра 0.5 м, температуре насыщения пара около 200°С, давлении 1.5 МПа, температурном напоре от перегретого пара к материалу 100 °C $Gr_{fd}Pr_f > 109$ (турбулентный режим), Nu = 363, а удельный тепловой поток составляет 11 829.4 кДж/(м²·ч). При давлении 0.1 МПа температурный напор вдвое выше, но Nu = 55.2, удельный тепловой поток равен 3360.72 кДж/($M^2 \cdot u$), т. е. почти в 3 раза меньше, чем при давлении 1.5 МПа. В атмосфере воздуха и продуктов сгорания теплопередача оказывается такой же, как для пара при давлении 0.1 МПа. Но это еще не все аргументы в пользу использования пара под давлением. Чтобы испарить единицу массы влаги, надо подвести тепла несколько больше теплоты фазового перехода, при этом температура греющего пара может снижаться от максимальной до температуры насыщения – предположим, что температурный перепад составляет $\Delta t = 200 \,^{\circ}\text{C}$ при соответствующем выборе температур и давления. С учетом того, что этому Δt соответствует передача тепла, равная произведению теплоемкости пара на Δt , в одном таком акте будет подведено лишь 418 кДж/кг циркулирующего пара. Всего же для испарения необходимо обеспечить более чем шестикратную циркуляцию греющего пара в системе сушки по отношению к поступающей с сырьем влаге. Это, конечно, очень много, но в 2 раза меньше, чем при использовании обычных теплоносителей – воздуха или продуктов сгорания, поскольку теплоемкость водяного пара примерно вдвое выше. И наконец, при повышенном давлении в камере энергосберегающей сушки объемные потоки пара более чем на порядок ниже, чем в аппаратах сушки с традиционными теплоносителями при давлении 0.1 МПа.

Преимущество использования пара как теплоносителя с высокой теплоемкостью позволяет интенсифицировать сушку, а повышенное давление – уменьшить габариты проточных элементов. Можно увеличить температурные перепады и не опасаться возгораний, добиваясь практически полного удаления влаги, а также поднять температуру до уровня торрефикации (torrefaction), заходя даже в область низкотемпературного пиролиза. Только на этом можно сэкономить время и деньги, поставляя на рынок осушенные и гидрофобизированные высококалорийные чипсы и пеллеты, не занимаясь транспортировкой балластной влаги. Во-вторых, за этой сушкой стоит решение другой, исключительно важной

115

и актуальной проблемы утилизации антропогенных отходов, в том числе ТБО с хлорорганикой, осадка сточных вод и т. д. Мир уже имеет опыт решения такого рода проблемы через сушку отходов в США, в Нью-Йорке, что позволило поднять температуру на мусоросжигающем заводе до уровня выше требований Европейской Комиссии на бездиоксиновое сжигание за счет роста теплотворной способности отходов. Сегодня уровень температур оптимизируют также за счет сжигания дополнительного топлива. Это не уменьшает выбросов в атмосферу и не экономично. Эту проблему решает новая сушка, но хотя она известна с 1976 г. [3], лишь за счет усовершенствований, разработанных в ОИВТ РАН, можно реально рассчитывать на ее использование взамен применяемых экстенсивных методов. Но подобные же проблемы стоят и в агросекторе – сушка для использования или удаления отходов животноводства или переработки урожая. Заметим, что всюду выше в качестве тепловой машины рассматривалась паровая машина. Это не лучшее решение, особенно при использовании установок сушки небольшого масштаба, где собственно КПД производства энергии не так важен, как возможность мобильности, простоты обслуживания, защиты окружающей среды. В прошлом для сельскохозяйственных нужд использовалось такое устройство, как локомобиль – паропоршневая машина, не требовательная к топливу. Она могла бы быть установлена вблизи мест сбора (получения) сырья (лесосеки).

Главным предназначением новой сушки можно считать газификацию биотоплив. Прежде всего, появляется универсальная возможность использования чистого топлива практически для любых целей, при том, что большая часть поллютантов может быть удалена еще на стадии получения синтез-газа за счет связывания их абсорбентами (в частности, CaCO₃ или CaO в пылевом реакторе или в реакторе кипящего слоя), а пыль удалена «мокрой» очисткой или в циклоне. Впрочем, биотопливо характеризуются низким содержанием серы и других загрязнений. Что же касается отходов, то в испытаниях по улавливанию серы даже очень высоких концентраций в продуктах сгорания в диапазоне температур 700-900 С при атомарном соотношении Ca/S порядка и выше 2 остаточное содержание SO₂ всегда оставалось существенно ниже допустимых норм ЕС [4]. Высушенное и диспергированное топливо после сушки при давлении, характерном для камеры сушки, отправляют в газификатор, и это не только упрощает проблему вывода топливной массы из камеры сушки, но это и предпочтительный режим газификации для отпуска полученного синтез-газа практически любому потребителю, в том числе для энергетической установки с газовой турбиной [5]. Причем в газотурбинной установке по схеме со впрыском пара наиболее полным оказывается использование синтез-газа и пара. Элементы указанной концепции, относящиеся к газификации, в настоящее время активно исследуются за рубежом. При этом в ОИВТ РАН, имея упомянутый опыт пылевого реактора, мы отдаем предпочтение пылевому реактору газификации. Отметим, что на конференции по газификации твердых топлив, проведенной в 2013 г. в США [1], сообщалось об успешном испытании газификатора именно такого рода, а это указывает, что выбран верный путь использования биотоплив после энергосберегающей сушки для эффективной генерации энергии. Но разработки газификатора в США были ориентированы на угли, им явно недоставало данного устройства сушки, чтобы включить в сферу деятельности биотопливо, хотя был выполнен и эксперимент с высушенным лигнитом.

В заключение стоит отметить, что при рассмотрении преимущественно энергетических аспектов интенсивной сушки под давлением, пока остаются опущенными важнейшие вопросы взаимодействия влажного материала (сырья) с перегретым паром. Для того чтобы влага была удалена, необходимо обеспечить ее поступление к поверхности испарения из нижележащих слоев материала за счет градиента влажности. Такие механизмы, как прогрев за счет теплопроводности самой массы (влажной или сухой), дают вклад следующего порядка малости по сравнению с теплотой испарения на фронте сушки. Если скорость

испарения превышает скорость поступления влаги из глубины материала, возникает кризис сушки, осушенный слой изолирует нижележащий достаточно надежно. Более детальное изучение вопросов тепломассообмена в капиллярно-пористой среде, образующейся в процессе сушки исходного сырья (органических отходов или биомассы), планируется выполнить в ходе будущих научно-исследовательских работ и опытно-конструкторских разработок.

Литература

1. Ольховский Г. Г. Газификация твердых топлив в мировой энергетике (обзор) // Теплоэнергетика. 2015. № 7. С. 3–11.

2. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.

3. Пат. США 3946495. Method and apparatus for drying moisture containing solids particularly domestic refuse and sludge cakes / A. Osdor. 1976.

4. Батенин В. М., Ковбасюк В. И., Кретова Л. Г., Медведев Ю. В. Термическая утилизация твердых бытовых отходов // Теплоэнергетика. 2011. № 3. С. 62–66.

5. Батенин В. М., Ковбасюк В. И. О технологии эффективного использования влажных топлив // ТВТ. 2015. Т. 53, № 3. С. 475–477.

УДК 62-977(045)-035.42

ТЕПЛОМАССООБМЕН ПРИ СУШКЕ БУМАГИ НА МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ КОНТАКТНО-КОНВЕКТИВНЫХ УСТАНОВКАХ

Е. Н. Громова, В. Ю. Лакомкин

Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, г. Санкт-Петербург, Россия

Для сушки влажных волокнистых материалов в целлюлозно-бумажной промышленности, как правило, используются многоцилиндровые контактно-конвективные сушильные установки, состоящие из бумагосушильных цилиндров, расположенных в несколько рядов, сукносушильных и холодильных цилиндров, вентиляционного колпака, системы теплорекуперации отработавшей паровоздушной смеси, пароконденсатной системы, шаберов для очистки поверхности цилиндров и других систем и механизмов.

Сушильная часть установки наиболее энерго- и металлоемкая по сравнению с другими частями бумагоделательной машины, а ее стоимость составляет более половины стоимости всей машины.

На рис. 1 приведена схема многоцилиндровой контактно-конвективной сушильной установки бумагоделательной машины [1]. При однорядном расположении сушильных цилиндров полотно бумаги соприкасается с ними только одной стороной (так называемая безобрывная проводка). При внедрении такого способа проводки бумажного полотна ожидалось, что производительность сушильной части снизится, но фактически скорость испарения влаги возросла [2].

Наибольший интерес вызывают процессы конвективного тепломассообмена, протекающие на свободных поверхностях влажного бумажного полотна в воздушной среде.

Пространство между цилиндрами влажное полотно проходит в воздухе с относительной скоростью, равной его абсолютной скорости движения. При этом на обеих свободных поверхностях полотна осуществляется интенсивное испарение влаги за счет теплоты,

воспринятой на цилиндрах. Плотность массового потока пара вскипания описывается законом Дальтона [3]

$$j_m = \beta_p \left(P_{\Pi} - P_{\scriptscriptstyle \rm B} \right).$$

Значение β_p находится из соотношения

$$\beta = \frac{\alpha_m}{RT} \, .$$

Коэффициент массообмена *α_m*, отнесенный к разности концентраций пара в воздухе, может быть найден из критериальной формулы массообмена, полученной П.А. Жучковым [3]

$$Nu_{D} = 0.07 \, Re^{0.75}$$
.

Парциальные давления пара выражаются в функции температуры по приближенному соотношению

$$\frac{P_{\rm m}}{P_0} = \left(\frac{t_{\rm mm}}{t_{\rm k}}\right)^3 = \vartheta^3.$$

Тогда уравнение теплового баланса при испарении влаги на участках свободного хода влажного полотна получит следующий вид

$$2\beta_p (P_{\Pi} - P_{OB}) r d\tau = P_{C\Pi} (C_{C\Pi} + U_0 C_W) dt$$

После преобразований получим

$$\frac{2\beta_{p}r\tau_{cx}}{P_{cn}(C_{cn}+U_{0}C_{w})} = \ln\frac{\left(P_{n0}^{0,33}-P_{0B}^{0,33}\right)^{2}\left[P_{n1}^{0,67}+\left(P_{n1}P_{0B}\right)^{0,33}+P_{0B}^{0,67}\right]}{\left(P_{n1}^{0,33}-P_{0B}^{0,33}\right)^{2}\left[P_{n0}^{0,67}+\left(P_{n0}P_{0B}\right)^{0,33}+P_{0B}^{0,67}\right]} - 3,46\left[\operatorname{arctg}\frac{2P_{n0}^{0,33}+P_{0B}^{0,33}}{1,73P_{0B}^{0,33}}-\operatorname{arctg}\frac{2P_{n1}^{0,33}+P_{0B}^{0,33}}{1,73P_{0B}^{0,33}}\right].$$

Из этого уравнения методом бисекции находится парциальное давление пара в конце участка свободного хода $P_{n1} = 0.312$ МПа, по которому определяется температура насыщенного пара, соответствующая температуре бумажного полотна: $t_{n1} = 69$ °C.



Рис. 1. Схема проводки бумажного полотна в сушильной части бумагоделательной машины: *a* – безобрывная проводка; *б* – традиционная проводка; 1 – бумажное полотно; 2 – сушильный цилиндр; 3 – сушильная сетка; 4 – направляющий вал

Коэффициент массообмена β_{*p*} при испарении влаги на участках свободного хода определяется следующим образом:

$$\beta_{\rm p} = \frac{\alpha_{\rm m} \left(C_{\rm m} - C_{\rm w} \right)}{\left(P_{\rm m1} - P_{\rm ob} \right)} \,.$$

На основании выполненных расчетов получены термограммы сушки бумажного полотна и кинетические кривые для многоцилиндровой конатктно-конвективной установки как при движении полотна по схеме безобрывной проводки, так и при движении по традиционной схеме (рис. 2) [4, 5].

Температурная кривая при традиционной проводке полотна имеет характерный вид. На участке контакта с цилиндром температура бумаги увеличивается, а на участках свободного хода уменьшается. Повышение температуры бумажного полотна во время пребывания на цилиндрах зависит от многочисленных факторов – длительности контакта, плотности бумаги, температуры греющей поверхности и других условий. Повышение температуры полотна для расчетного режима составило от 15 до 20 °C в зависимости от периодов сушки.

При безобрывной проводке условия тепломассообмена в значительной степени изменяются (кривая 2, рис. 2) за счет того, что длительность пребывания полотна на участке свободного хода увеличивается более чем в 2 раза, и соответственно снижается температура полотна до более низких значений – в предельном случае до температуры смоченного термометра. На рисунке приведены также температуры сушильных цилиндров и температуры паровоздушной смеси в межцилиндровых пространствах, а также изменение влагосодержания влажного полотна бумаги в сушильной части машины [4, 5]. Полученные расчетные зависимости позволяют с достаточной точностью прогнозировать длительность процесса сушки бумажного полотна на многоцилиндровых установках с однорядной компоновкой сушильных цилиндров, что играет определяющую роль в технологическом процессе.



Рис. 2. Кинетические характеристики процессов сушки бумаги на многоцилиндровых контактноконвективных установках: 1 – термограмма сушки при традиционной проводке бумажного полотна на участках «цилиндр – свободный ход»; 2 – термограмма сушки при безобрывной проводке бумажного полотна; 3 – температура воздуха в межцилиндровых пространствах; 4 – температура сушильных цилиндров; 5 – влагосодержание

По результатам проведенных расчетов кинетики и тепломассообмена во время пребывания бумажного полотна на сушильных цилиндрах и на участках свободного пробега

установлены следующие зависимости: скорости сушки от температуры поверхности греющих цилиндров, интенсивности испарения влаги и производительности машины от удельной массы бумаги, интенсивности контактно-конвективной сушки от скорости движения полотна и др. Исходя из полученных результатов, создана упрощенная модель расчета параметров бумажного полотна в программе Mathcad v15.

Обозначения

 $P_{\rm II}$, $P_{\rm B}$ – парциальные давления пара на поверхности материала и в воздухе, Па; β_p – коэффициент массообмена; P_0 – давление пара, соответствующее температуре кипения воды при атмосферном давлении, Па; r – теплота парообразования, кДж/кг; $\tau_{\rm cx}$ – время свободного пробега, с; $c_{\rm cII}$, $c_{\rm w}$ – теплоемкости сухой массы и влаги, кДж/(кг·°С); $P_{\rm OB}$, $P_{\rm II}$, $P_{\rm IIO}$ – парциальные давления пара в окружающем воздухе, в конце участка свободного хода, у поверхности бумажного полотна, Па; U_0 – среднее влагосодержание бумажного полотна, кг/кг; $U_{\rm K}$ – критическое влагосодержание; $F_{\rm II}$ – активная поверхность цилиндра, м².

Литература

1. Бумагоделательные и картоноделательные машины / Под ред. В. С. Курова, Н. Н. Кокушина. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 588 с.

2. Бельский А. П., Лакомкин В. Ю., Громова Е. Н. Безобрывная проводка бумажного полотна: кинетика и тепломассообмен // Целлюлоза. Бумага. Картон. 2007. № 12. С. 53–56.

3. Жучков П. А. Процессы сушки в целлюлозно-бумажном производстве. М.: Лесная пром-сть, 1965. – 480 с.

4. Громова Е. Н., Бельский А. П., Лакомкин В. Ю., Лисичкина Т. А. Исследование кинетики комбинированной контактно-конвективной сушки бумаги. Ч. 1 // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: Межвуз. сб. науч. тр. / СПбГТУРП, СПбГПУ, СЗЗПИ, 2009. С. 75–84.

5. Громова Е. Н., Бельский А. П., Лакомкин В. Ю., Лисичкина Т. А. Исследование кинетики комбинированной контактно-конвективной сушки бумаги. Ч. 2 // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: Межвуз. сб. науч. тр. / СПбГТУРП, СПбГПУ, СЗЗПИ, 2009. С. 84–87.

УДК 536.24

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СУШКИ ТКАНЫХ МАТЕРИАЛОВ

О. Р. Дорня κ^1 , М. К. Кошелева²

¹ФГБОУ ВО Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г. Ф. Морозова, г. Воронеж, Россия ²ФГБОУ ВПО Московский государственный университет дизайна и технологий, г. Москва, Россия

Решение проблем, связанных с повышением эффективности технологий отделочного производства в текстильной промышленности, требует всестороннего исследования основных лимитирующих процессов, в том числе, процесса сушки [1]. Для теоретического изучения процессов тепло- и массопереноса при сушке тканей могут быть использованы известные

подходы [2–4]. В большинстве исследований принято предположение о неизменности структуры пор и капилляров. В данной работе сформулирована математическая модель тепло- и массопереноса в тканых материалах, учитывающая изменение пористой структуры материала и позволяющая описать динамику усадки ткани при ее обезвоживании.

Математическая модель построена на основе механики многофазных систем [3]. Она включает уравнения переноса и состояния, записанные для переменных, усредненных по объемам отдельных фаз, что обеспечивает возможность более глубокого анализа процессов тепло- и массопереноса в изучаемой гетерофазной среде. Аналогичный подход применялся для исследования теплофизических процессов при сушке древесины [5].

Газовая фаза состоит из двух компонент – неконденсирующегося газа и водяного пара. Принято предположение об идеальности паровой и газовой компонент. Уравнения состояния для этого случая записываются в виде

$$p_{1g} = \rho_{1g}^{o} T_{1} B_{1g}; \quad u_{1g} = c_{v1g} T_{1}; \quad p_{1v} = \rho_{1v}^{o} T_{1} B_{1v}; \quad u_{1v} = c_{v1v} T_{1}; \quad \rho_{1}^{o} = \rho_{1v}^{o} + \rho_{1g}^{o}; \quad \chi = \frac{\rho_{1v}^{o}}{\rho_{1}^{o}}; \quad 1 - \chi = \frac{\rho_{1g}^{o}}{\rho_{1}^{o}}.$$

Знак усреднения по объемам фаз здесь и далее опущен.

Давление в парогазовой смеси определяется законом Дальтона для смеси идеальных газов:

$$p_1 = \rho_1^o T_1 B_1; \quad B_1 = \chi B_{1\nu} + (1 - \chi) B_{1g}.$$

Относительное движение паровой и газовой компонент определяется законом бинарной диффузии Фика. Этот закон и все уравнения переноса в паре записываются в предположении, что движение пара осуществляется преимущественно перпендикулярно поверхности ткани, пусть вдоль оси x_3 , и $v_1^1 \ll v_1^3$, $v_1^2 \ll v_1^3$:

$$w_{1g}^{3} = \frac{\rho_{1}^{o}}{\rho_{1g}^{o}} D \frac{\partial \chi}{\partial x_{3}}; \quad w_{1v}^{3} = -\frac{\rho_{1}^{o}}{\rho_{1v}^{o}} D \frac{\partial \chi}{\partial x_{3}}; \quad v_{1} = \chi v_{1v} + (1-\chi)v_{1g}; \quad w_{1g} = v_{1g} - v_{1}; \quad w_{1v} = v_{1v} - v_{1}.$$

Уравнения сохранения массы для парогазовой смеси и газовой компоненты при сделанных предположениях имеют вид

$$\frac{\partial(\rho_1^o\alpha_1)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1^o\alpha_1v_1^3)}{\partial x_3} = s_{12}j; \quad \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 1; \quad \frac{\partial(\rho_1^o\alpha_1(1-\chi))}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1^o\alpha_1(1-\chi)(v_1^3 + w_g^3))}{\partial x_3} = 0.$$

Случай j > 0, соответствует испарению, j < 0 – конденсации.

Уравнение движения и теплопроводности парогазовой фазы при сделанных предположениях записаны следующим образом:

$$\begin{split} \rho_{1}^{o}\alpha_{1} &\left(\frac{\partial v_{1}^{3}}{\partial t} + v_{1}^{3}\frac{\partial v_{1}^{3}}{\partial x_{3}}\right) = -\alpha_{1}\frac{\partial p_{1}}{\partial x_{3}} - \frac{\alpha_{1}\mu_{1}v_{1}^{3}}{K_{13}^{33}\Psi_{1}(\theta_{1})}; \ \mathcal{Q}_{ji} = s_{ij}\alpha_{ji}^{h}(T_{i}|_{\Sigma_{ij}} - T_{i}); \ i, j = 1, 2, 3. \\ c_{p1}\rho_{1}^{o}\alpha_{1} &\left(\frac{\partial T_{1}}{\partial t} + v_{1}^{3}\frac{\partial T_{1}}{\partial x_{3}}\right) = \alpha_{1}B_{1}T_{1} &\left(\frac{\partial \rho_{1}^{o}}{\partial t} + v_{1}^{3}\frac{\partial \rho_{1}^{o}}{\partial x_{1}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{1}} &\left(\alpha_{1}\lambda_{1}\frac{\partial T_{1}}{\partial x_{1}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{2}} &\left(\alpha_{1}\lambda_{1}\frac{\partial T_{1}}{\partial x_{2}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{3}} &\left(\alpha_{1}\lambda_{1}\frac{\partial T_{1}}{\partial x_{3}}\right) + \alpha_{1}B_{1}T_{1} &\left(\frac{\partial \rho_{1}^{o}}{\partial t} + v_{1}^{3}\frac{\partial \rho_{1}^{o}}{\partial x_{1}}\right) + c_{v1}s_{12}j(T_{1}|_{\Sigma_{12}} - T_{1}) + \mathcal{Q}_{21} + \mathcal{Q}_{31}; \quad c_{p1} = \chi c_{p1_{v}} + (1-\chi)c_{p1_{g}}. \end{split}$$

Для твердой фазы уравнение теплопроводности представлено в виде ,

$$c_{3}\rho_{3}^{o}\alpha_{3}\frac{\partial T_{3}}{\partial t} = Q_{13} + Q_{23} + \frac{\partial}{\partial x_{1}}\left(\alpha_{3}\lambda_{3}\frac{\partial T_{3}}{\partial x_{1}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{2}}\left(\alpha_{3}\lambda_{3}\frac{\partial T_{3}}{\partial x_{2}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{3}}\left(\alpha_{3}\lambda_{3}\frac{\partial T_{3}}{\partial x_{3}}\right)$$

.

Постановка задачи переноса жидкой фазы для процессов сушки ткани имеет особенности, связанные с тем, что механизм переноса воды зависит от формы ее связи с твердой фазой [2]. Известно, что свободная вода неподвижна в порах, если отсутствует внешний градиент давления. Ее удаление происходит за счет испарения. Связанная вода в тонких прослойках между твердыми поверхностями не испытывает фазовых переходов и при этом практически неподвижна вследствие высокого гидродинамического сопротивления. Связанная вода другого типа, которая формирует искривленные тонкие слои жидкости, смачивающие твердую фазу и имеющие границу раздела с парогазовой смесью, движется в воздействия градиента давления, который обусловлен результате проявлениями капиллярных эффектов 1-го и 2-го рода. Движение воды в граничных слоях происходит из области с большей насыщенности в зону с меньшей насыщенностью. Для описания этих явлений проведено дополнительное усреднение гидродинамических параметров по объемам свободной воды, воды в тонких прослойках и смачивающих пленках. Именно это шаг при построении математической модели сушки коллоидного капиллярно-пористого тела позволяют выполнить расчет объемных деформаций усадки.

Усредненное давление в жидкой фазе представляется в виде

$$\langle p'_2 \rangle_2 = \frac{m_{2cB} p_{2cB} + m_{2cM} p_{2cM} + m_{2T,CT} p_{2T,CT}}{\alpha_2}$$

Здесь введены дополнительные структурные параметры объемного содержания в образце свободной воды $m_{cB} = dV_{2cB}/dV$, воды граничных слоев в тонких капиллярах $m_{\rm T,c,n} = dV_{2\rm T,c,n}/dV$ и воды в смачивающих пленках $m_{\rm cm} = dV_{2\rm cm}/dV$.

При решении задач кинетики переноса воды в пористых телах, где скорости течения пленок обычно невелики, можно пользоваться уравнением Кельвина, справедливым в условиях локального равновесия на границе пленки с паром [6]. Полагая, что давление объемной жидкости равно давлению насыщенного пара над ее плоской поверхностью, имеем для давления в смачиваемых слоях

$$p_{2_{\rm CM}} = p_{sat}^0 + P = p_{sat}^0 + \frac{RT}{\overline{v}} \ln \frac{p_{sat}}{p_{sat}^0}.$$
 (1)

У твердой фазы хлопкового волокна гидрофильные свойства, мениски воды в ней вогнутые и $p_{sat} < p_{sat}^0$, то $p_{2_{CM}} < p_{sat}^0$. Формула Кельвина (1) позволяет вычислять давление в жидкости с учетом капиллярных эффектов 1-го и 2-го рода, избегая прямого вычисления капиллярного и расклинивающего давления в тонких искривленных смачивающих пленках на поверхности твердой фазы. Используя формулу Кельвина (1) и уравнение изотермы сорбции в форме

$$\varphi = \frac{p_{1\nu}}{p_{sat}(T)} = F(W,T), \qquad (2)$$

имеем зависимость давления воды от влажности W и температуры T в рамках равновесной термодинамики двухфазных многокомпонентных систем.

Характерное время процесса сушки может оказаться сопоставимым со временем установления полей капиллярного и расклинивающего давления. В этом случае процесс не является равновесным. Для учета неравновесных эффектов приняты различными температуры фаз гетерофазной системы. В качестве температуры T в выражениях (1) и (2) используется температура жидкости в поверхностной фазе Σ_{12} . Уравнения сохранения массы, количества движения свободной и адсорбционной воды обоих типов подробно представлены в [5]. В данной работе приведем уравнение теплопроводности жидкой фазы

$$c_{2}\rho_{2}^{o}\alpha_{2}\frac{\partial T_{2}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_{1}}\left(\alpha_{2}\lambda_{2}\frac{\partial T_{2}}{\partial x_{1}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{2}}\left(\alpha_{2}\lambda_{2}\frac{\partial T_{2}}{\partial x_{2}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{3}}\left(\alpha_{2}\lambda_{2}\frac{\partial T_{2}}{\partial x_{3}}\right) - c_{2}s_{12}j(T_{2}|_{\Sigma_{12}} - T_{2}) + Q_{12} + Q_{32},$$

а также уравнения сохранения для воды в смачивающих пленках, реализуемых в тех зонах образца, где влажность ткани не превышает предела гигроскопичности:

$$\rho_{2}^{o} \left[\frac{\partial (m_{2_{\rm CM}})}{\partial t} + \nabla (m_{2_{\rm CM}} \vec{v}_{2_{\rm CM}}) \right] = -jS_{12} + q_{_{\rm T.C}},$$

$$\rho_{2}^{o} m_{2_{\rm CM}} \frac{\partial \vec{v}_{2_{\rm CM}}}{\partial t} = -m_{2_{\rm CM}} \nabla p_{2_{\rm CM}} - \frac{3m_{2_{\rm CM}} (K^{-1})_{2}^{kk} \mu_{2} (\vec{v}_{2_{\rm CM}} - \vec{v}_{3})}{\Psi_{2} (\theta_{2_{\rm CM}})} + \nabla (m_{2_{\rm CM}} \sigma_{2_{\rm CM}}).$$
(3)

Здесь $q_{\text{т.с}}$ – объемный расход жидкости в тонких прослойках – смачивающие пленки подпитываются водой тонких прослоек. Величина $q_{\text{т.с}}$ неизвестна, ее определение требует дополнительных гипотез. Приближенно можно принять, что $q_{\text{т.с}} = -\rho_2^o \partial \alpha_2 / \partial t$. Для воды в тонких прослойках при значениях влагосодержания, для которых вода связана с твердой фазой по механизму моно- и полимолекулярной адсорбции $W < W_a$:

$$\rho_2^o \frac{\partial m_{2_{\rm T,c}}}{\partial t} = -q_{\rm T,c} , \quad \vec{v}_{2_{\rm T,c}} = 0 .$$
(4)

Математическая модель включает уравнения сохранения на межфазных поверхностях. На границе раздела жидкость – пар в общем случае следует учитывать неравновесность фазовых переходов. Кинетика неравновесных фазовых переходов описывается уравнением Герца – Кнудсена – Ленгмюра. Взаимосвязь между давлением и температурой вдоль линии насыщения определяется уравнением Клапейрона – Клаузиса. Неравновесная схема фазовых переходов предполагает наличие скачка температур в граничном кнудсеновском слое пара, определяемое, следуя, например, [6].

Уравнение сохранения энергии в поверхностной Σ_{12} фазе без учета тепловой инерции Σ_{12} фазы и влияния искривленности межфазных поверхностей на ее температуру можно представить в виде

$$s_{12}jL = \alpha_{1 \Sigma 12}^{h} s_{12}(T_1 - T_1|_{\Sigma 12}) + \alpha_{2 \Sigma 12}^{h} s_{12}(T_2 - T_2|_{\Sigma 12}).$$

Условия теплообмена на остальных поверхностях раздела фаз могут быть записаны в виде балансовых соотношений

$$s_{13}\alpha_{3\Sigma13}^{h}(T_{\Sigma13}-T_{3}) = -s_{13}\alpha_{1\Sigma13}^{h}(T_{\Sigma13}-T_{1}); \ s_{23}\alpha_{3\Sigma23}^{h}(T_{\Sigma23}-T_{3}) = -s_{23}\alpha_{2\Sigma23}^{h}(T_{\Sigma23}-T_{2})$$

Краевые условия на внешних границах высушиваемого образца ставятся в форме граничных условий 3-го рода для давления парогазовой смеси, концентрации паровой

компоненты, температуры трех фаз. Отметим, что вопрос о коэффициентах внешней тепло- и массоотдачи, также как и вопрос о соответствующих внутренних коэффициентах, остается открытым. Граничные значения для концентрации жидкой фазы на границе определяются в соответствии с равновесной изотермой сорбции для материала. Начальные распределения зависимых переменных могут быть заданы произвольно.

В рамках сформулированной модели получено, что изменяющийся объем образца может быть определен по формуле

$$V(t) = \frac{V_0}{1 - m_{2_{\rm T,CH}}(t)}.$$

Функция $m_{2_{\text{т.сп.}}} = V_{2_{\text{т.сп.}}}/V$ характеризует объемную концентрацию влаги в тонких прослойках. В абсолютно сухом материале, когда $V = V_0$, $m_{2_{\text{т.сп.}}} = 0$, в материале присутствует только химически связанная вода. Во влажном материале величина $m_{2_{\text{т.сп.}}}$ начинает убывать во втором периоде сушки, когда влага из тонких прослоек под действием капиллярных сил начинает подпитывать граничные слои воды, что приводит к смыканию капилляров и усадке материала. Динамика распределения $m_{2_{\text{т.сп.}}}$ по объему определяется из решения поставленной сопряженной задачи тепломассопереноса для коллоидных капиллярно-пористых материалов.

Выводы

1. На основе механики гетерофазных систем сформулирована сопряженная математическая модель процессов тепло- и массопереноса в ткани, как коллоидном капиллярнопористом материале, позволяющая исследовать динамику полей объемной концентрации воды и пара, температуры жидкой, твердой и газообразной фазы.

2. Предложенная модель позволяет рассчитывать локальные объемные деформации образца текстильного материала за счет явлений усадки. Определяющим параметром является объемная концентрация связанной воды тонких прослоек в пористой системе, расчет которой осуществляется в рамках анализа предлагаемой математической модели сушки тканых материалов.

Обозначения

В – индивидуальная газовая постоянная, Дж/(кгК); с – теплоемкость, Дж/(кгК); D – коэффициент бинарной диффузии, м²/с; *j* – поток массы пара, обусловленный фазовыми переходами, отнесенный к единице времени и единице площади, $\kappa r/(m^2 c)$; K_{i3}^{mm} – коэффициент проницаемости *ј*-й фазы при полном насыщении пористой системы в направлении *m*, м; *m* – объемное содержание; *p* – давление, Па; *P* – равновесная составляющая расклинивающего давления, Па; T – температура, K; t – время, c; V – объем, M^3 ; v – скорость, M/c; s_{ij} – удельная поверхность раздела фаз i и j, M^{-1} ; W – влажность, % ; x_1 , x_2, x_3 – декартовы координаты, м; α – объемное содержание фазы; α_{ii}^h – коэффициент теплоотдачи между фазами *i* и *j*, Bт/($M^2 \cdot K$); σ^{kl} – тензор напряжений, Па; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ – плотность, кг/м³; Ψ – относительная фазовая проницаемость. Нижние индексы: 1, 2, 3 – газообразная, жидкая и твердая фаза; g – газовый компонент; v – пар; sat – состояние насыщения; п – система макропор; св – параметр, усредненный по объему свободной воды; см - параметр, усредненный по объему воды в смачивающих пленках; т.сл – параметр, усредненный по объему воды в тонких слоях; Σ_{ii} – граница раздела фаз *i* и *j*. Верхние индексы: *i*, *j*, *k*, *l* - обозначения компонент тензоров; $^{\circ}$ – истинное значение физической величины.

Литература

1. Сажин Б. С, Кошелева М. К., Сажина М. Б. Процессы сушки и промывки текстильных материалов. М.: ФГБОУ ВПО "МГУДТ", 2013.

2. Лыков А. В. Тепломассообмен. М.: Энергия, 1971.

3. Нигматулин Р. И. Основы механики гетерогенных сред. М.: Наука, 1978.

4. Whitaker S. Simultaneous heat, mass, and momentum transfer in porous media: a theory of drying // Advances in Heat Transfer. 1977. Vol. 13. Pp. 119–203.

5. Дорняк О. Р. Тепломассоперенос в ненасыщенных коллоидных капиллярно-пористых анизотропных материалах: Автореф. дис ... д-ра техн. наук. Воронеж, 2007.

6. Гринчик Н. Н., Акулич П. В., Куц П. С., Павлюкевич Н. В., Терехов В. И. К проблеме неизотермического массопереноса в пористых средах // ИФЖ. 2003. Т. 76, № 6. С. 129–141.

УДК 677.21.03.124

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕТИКИ СУШКИ ГЛИНЫ, ПРИМЕНЯЕМОЙ В ПРОИЗВОДСТВЕ КЕРАМИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ

Г. И. Ефремов, Ю. А. Геллер

Московский технологический институт, г. Москва, Россия gle@nm.ru

Керамические изделия широко применяют в различных отраслях промышленности и строительстве. Изделия изготавливают путем формования, сушки и последующего обжига. Керамические изделия изготавливаются из минерального сырья, преимущественно глинистого. Глины – тонкодисперсные осадочные горные породы, легко размокающие в воде. Они содержат кислотные оксиды SiO₂, Al₂O₃, Fe₂O₃ и ряд примесей. Чем дисперснее частицы глины, тем быстрее и полнее протекают процессы переработки. Количество частиц более 0,2 мм не должно превышать 10%. Высокопластичные глины содержат до 90% глинистой фракции размером <5 мкм [1].

Сушка происходит после подготовки сырья и формования. Влажность материала при сушке снижается с 18–26% до 6–10%, близкой к равновесной. Сушку проводят в камерных или туннельных сушилках дымовыми газами или горячим воздухом. Для производства различных керамических плиток применяют конвейерные радиационные и радиационно-конвективные сушилки, позволяющие сократить время сушки с 8–24 ч до 7–50 мин [1]. Наиболее сложен и длителен процесс сушки санитарно-технической керамики, формование которой проводят в гипсовых формах.

Наиболее ответственной операцией является сушка изделий из глины, требующая строго определенного режима как в отношении скорости сушки, так и температуры нагрева изделий. В процессе сушки происходит усадка изделий, а при интенсивной сушке наблюдается трещинообразование и даже разрушение формы из-за возникающих внутренних напряжений.

В работе [2] детально изучали сушку различных видов глины, применяемой в производстве керамических материалов. Определены максимально допустимые интенсивности сушки спондиловой глины исключающие искажение формы и трещинообразование. Однако в работах по сушке глины, как правило, не приводится математическое описание

кинетики и согласование кинетических зависимостей с экспериментом. В этом плане данное исследование является актуальным.

Для описания кинетики сушки глины нами использован квазистационарный метод [3, 4], описывающий кинетику при лимитировании внутренней задачи тепломассообмена. Для описания влияния гидродимамики на тепломассообмен при сушке была предложена модификация квазистационарного метода [5–9]. Для этого введены характеристическое время процесса о и фактор гидродинамической активности *m*, позволяющие учесть влияние температуры, свойств системы и интенсивности конвективных токов на процесс сушки. Детальное применение МКМ для процессов сушки рассмотрено в монографии [5]. Преимущества применения МКМ состоит в его простоте, метод упрощает кинетические расчеты и, что очень важно, позволяет описать одним уравнением периоды сушки и прогрева материала, выявить предельные случаи кинетики сушки.

Математическая модель МКМ, определяется следующим уравнением [3]:

$$w = \frac{w_0 - wp}{1 + \left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^m} + w^*, \tag{1}$$

где *w* – текущее, *w*₀ – начальное, а *wp* – равновесное влагосодержание материала.

Для нахождения кинетических параметров σ и *m* этого уравнения при обработке экспериментальных данных удобно использовать его линеаризацию, выполненную путем логарифмирования зависимости (1) в форме часто используемого безразмерного комплекса концентраций *MR*

$$MR = \frac{w - wp}{w_0 - wp} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^m}.$$
(2)

Линеаризация этой кинетической зависимости позволяет методом линейной регрессии найти искомые два параметра модели сушки о и *m*. Из уравнения (2) находят время сушки:

$$\tau = \sigma \left(\frac{1}{MR} - 1\right)^{\frac{1}{m}}.$$
(3)

Скорость сушки по МКМ рассчитывается путем дифференцирования (1):

$$N = \frac{m(w_0 - w^*)}{\sigma} \left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^{m-1} \left[1 + \left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^m\right]^{-2}.$$
(4)

Зависимость скорости от влагосодержания, с учетом уравнений (1) и (4), определяется зависимостью

$$N = \frac{m(w - wp)^2}{\sigma(w_0 - wp)} \left(\frac{w_0 - w}{w - wp}\right)^{\frac{m-1}{m}}.$$
(5)

Представляет интерес также найти зависимость коэффициента диффузии влаги при сушке глины от времени процесса [7]. В работе [8] нами предложено следующее уравнение для расчета эффективного коэффициента диффузии

$$D_{e} = \frac{z^{2}}{\pi^{2/a} \tau} \left(-\ln \frac{w - wp}{w_{0} - wp} \right)^{1/a},$$
(6)

где z – толщина листового материала, м; a = 0.91 – коэффициент аппроксимации для листового материала. Максимальное отклонение решения по уравнению (6) от точного расчета по аналитическому решению уравнения Фика составляет 12% [8].

Для нахождения зависимости коэффициента диффузии от влагосодержания подставим значение времени сушки по уравнению (3) в уравнение (6):

$$D_{e} = \frac{z^{2}}{\pi^{2/a} \sigma} \left(\frac{w_{0} - w}{w - wp} \right)^{1/m} \left(-\ln \frac{w - wp}{w_{0} - wp} \right)^{1/a}.$$
 (7)

Комбинирование уравнений (1) и (6) дает результатом зависимость коэффициента диффузии от времени процесса сушки:

$$D_e = \frac{z^2}{\pi^{2/a} \tau} \left\{ \ln \left[1 + \left(\frac{\tau}{\sigma} \right)^m \right] \right\}^{1/a}.$$
(8)

Очевидное преимущество уравнения (8) – непрерывная функция зависимости эффективного коэффициента диффузии от времени, в противоположность дискретным (усредненным по времени) значениям, полученным при использовании, например, зонального метода [8].

Чтобы подтвердить применимость полученных уравнений для определения параметров сушки глины, вычисления были использованы на экспериментальные данные работы [2] по сушке спондиловой глины, отобранные, чтобы представить основные параметры сушки этого материала. Рассмотрена конвективная сушка пластин глины толщиной 30 мм и размером 110x110 мм при температуре 65 °C и скорости воздуха 1.8 м/с. Узкие грани пластины были покрыты влагоизоляционным материалом, так что опытные данные можно рассматривать как сушку неограниченной пластины той же толщины.

На рис. 1 представлен в среде Маткад листинг расчета параметров кинетики сушки глины σ и *m*. Опытные данные [2] представлены в виде векторов времени τ и влагосодержания *w*, пересчитанного на сухую массу. При логарифмировании уравнения (2) удалена 1-я точка, соответствующая значению *MR* = 1.

Для обращения к стандартной программе при вычислении коэффициентов прямой методом НК использована команда line(x, y). Характеристическое время процесса найдено потенцированием. Получены значения параметров МКМ $\sigma = 119.9$ мин и m = 2.762. Как следует из рис. 1, имеется хорошее согласование модели МКМ с экспериментом, учитывающей и период прогрева материала в кинетике сушки глины.

Выполнено также сравнение расчета скорости сушки глины по уравнениям (4) и (5) с экспериментальными данными, представленное на рис. 2. Как следует из рисунка, получено удовлетворительное согласование расчета скорости сушки глины с экспериментом. Выполнен также расчет эффективного коэффициента диффузии влаги от времени процесса сушки глины по уравнению (7) и сравнение с экспериментальными данными (рис. 3).

При расчете эффективного коэффициента диффузии при сушке глины принято значение толщины материала z = 15 мм, т. е половина толщины образца слоя глины, так как происходит двухсторонняя сушка. По данным работы [10] значения коэффициента диффузии для сушки глины при температуре 25 °C составляют (1.3–1.4)·10⁻⁸ м²/с, что близко к полученным нами значениям эффективного коэффициента диффузии. В работе [11] нами рассчитаны значения коэффициента диффузии для сушки ряда полимерных материалов.



Рис. 1 Листинг расчета параметров кинетики сушки глины о и *m* в среде Маткад



Рис. 2. Сравнение расчета скорости сушки глины: *а* – по уравнению (4); *б* – по (5) с экспериментальными данными [2]

При анализе выполненной обработки опытных данных для сушки глины можно сделать вывод, что МКМ может успешно использоваться для описания кинетики сушки, причем он при использовании минимума экспериментальных данных описывает одним уравнением периоды сушки, включая период прогрева материала. МКМ может быть использован также в качестве обобщающей и линеаризирующей зависимости кинетики сушки. Этот метод позволяет вычислить зависимости скорости сушки от влагосодержания и от времени процесса.





Большим преимуществом применения МКМ является также возможность расчета зависимостей эффективного коэффициента диффузии от влагосодержания и от времени процесса сушки.

Литература

1. Чаус К. В., Чистов Ю. Д., Лабзина Ю. В. Технология производства строительных материалов, изделий и конструкций. М.: Стройиздат, 1988. – 448 с.

2. Чижский А. Ф. Сушка керамических материалов и изделий. М.: Стройиздат, 1971. - 177 с.

3. Levenspiel O. Chemical reaction engineering. New York–London: John Wiley and sons, inc., 1965. – 612 p.

4. Франк-Каменецкий Д. А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. М.: Наука, 1987. – 205 с.

5. Ефремов Г. И. Модифицированный квазистационарный метод описания кинетики сушки гигроскопичных материалов // ИФЖ. 1999. Т. 72, № 3. С. 420–424.

6. Ефремов Г. И. Макрокинетика процессов переноса. М.: Изд-во МГТУ, 2001. – 289 с.

7. Ефремов Г. И. Расчет кинетических параметров сушилок с использованием модифицированного квазистационарного метода // Тр. МНТК СЭТТ-2005. М.: МЭИ, 2005.

8. Efremov G., Kudra T. Model-Based Estimate for Time-Dependent Apparent Diffusivity Drying Technology. 2005. Vol. 23. Pp. 2513–2522.

9. Ефремов Г. И. Моделирование химико-технологических процессов. М.: ИНФРА-М, 2016. – 254 с.

10. Mujumdar's Practical Guide to Industrial Drying / Ed. by S. Devahastin. Montreal, Canada, 2000. - 187 p.

11. Геллер Ю. А. Исследование и разработка инженерного метода расчета процесса глубокой сушки гранулированного полиэтилентерефталата: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 2002. – 144 с.

УДК 532.5.032

ЧИСЛЕННО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РЕАКТОРАХ ГИДРОМЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

В. А. Жигарев¹, А. В. Минаков^{1,2}, Д. В. Платонов^{1,2}, Д. А. Дектерев²

¹ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», г. Красноярск, Россия ²Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск, Россия

Интенсификация процессов в аппаратах и разработка высокоэффективного реакторного оборудования для снижения себестоимости гидрометаллургического передела является основной задачей по оптимизации производства драгоценных металлов.

Перемешивание – один из наиболее распространенных процессов химической технологии. Это способ интенсификации многих технологических процессов [1]. Аппараты с перемешивающими устройствами используются для проведения различных технологических процессов: кристаллизации, абсорбции, экстракции, гомогенных и гетерогенных химических реакциях и т. д. По физико-химической природе процессы перемешивания являются диффузионными и среди них можно выделить несколько групп явлений непосредственно связанных с условиями перемешивания:

– перенос массы и тепла на расстояния, соизмеримые с размером аппарата (процессы смешения взаимно растворимых жидкостей, суспендирование, устранение градиента температур). Это макромасштабные характеристики потока;

– дробление капель или пузырьков дисперсной фазы – перенос массы происходит в масштабах, соизмеримых с размерами частиц дисперсной фазы или даже на расстоянии межмолекулярных взаимодействий (дробление капель или пузырьков дисперсной фазы – эмульгирование). Это микромасштабные характеристики потока;

– тепло- и массообмен на границах раздела фаз: интенсивность процесса зависит от физико-химического характера пограничного слоя.

Во всех случаях продолжительность процесса перемешивания определяется достижением заданного значения той или иной физико-химической характеристики перемешиваемой массы [2].

Одной из характеристик процесса перемешивания является $\overline{R} = R_a / r_m$ – отношение радиуса аппарата R_a к радиусу мешалки r_m . По величине \overline{R} мешалки подразделяют на две категории. Якорные и рамные применяют при $\overline{R} = 1,05-1,25$, а в эмалированной аппаратуре при $\overline{R} = 1,5-2$. Их используют для перемешивания жидкости повышенной вязкости, особенно в случае подвода или отвода тепла через рубашку. Поскольку скорость жидкости вблизи стенки аппарата увеличивается с уменьшением \overline{R} , одной из областей применения якорных и рамных мешалок является также перемешивание суспензий частиц, обладающих склонностью к налипанию на стенки.

Лопастные, турбинные, пропеллерные и другие мешалки, отличающиеся способностью создавать меридиальное (осевое) циркуляционное течение, используются при $\overline{R} \ge 1,5$.

В рамках исследования проведен обзор и анализ существующих типов мешалок. В результате обзора и анализа для расчетных исследований выбраны несколько концепций для повышения эффективности перемешивающих устройств. На их основе разработаны геометрические модели мешалок. Всего рассмотрено более 10 различных вариантов конструкции.

130

Численный расчет процесса перемешивания реализован при помощи гидродинамического подхода, основанного на решении осредненных уравнений Навье – Стокса с использованием модели Эйлера для гранулированных сред [3]. Расчеты проводились с использованием 3D модели реактора (рис. 1). Рассматривалось несколько типов мешалок с различной геометрией (рис. 2).



Рис. 1. Геометрия и расчетная сетка 3D модели реактора



Рис. 2. Различные типы мешалок: *a* – стандартная мешалка, *б* – мешалка с плоскими лопатками, *в* – мешалка BT-6

Сравнение результатов расчетов новых типов мешалок с результатами расчета мешалки стандартной геометрии проводились по нескольким параметрам: M – момент на валу, v – средняя скорость в объеме реактора, k – средняя кинетическая энергия турбулентных пульсаций, V_f – среднее по объему реактора значение объемной доли хлора, S – удельная площадь поверхности хлора. Результаты сравнения приведены в табл. 1.

Таблица 1

Тип мешалки	М	v	k	Vf	S
Базовый вариант	179	1.13	0.2	0.008	2
Плоские лопатки	340	1.6	0.47	0.0065	2.31
BT-6	330	1.8	0.52	0.01	3.7

Сравнение характеристик разных типов мешалок

При помощи методов численного моделирования проведено предварительное исследование эффективности предложенных конструкций. Согласно выбранным критериям лучшей по перемешивающей способности следует считать концепцию, заложенную в мешалку ВТ-6 (в 1,8 раза эффективнее базового варианта).

После проведения серии численных расчетов было выбрано несколько типов мешалок с целью изготовления экспериментальной установки для сравнения результатов, полученных в ходе численного моделирования, с нашими экспериментальными данными и изучения процессов перемешивания. Изготовлен лабораторный экспериментальный стенд для изучения гидродинамических процессов (рис. 3), а также несколько вариантов мешалок, которые были

выбраны в результате расчетов как наиболее перспективные для внедрения на производстве – мешалки с плоскими лопастями и BT-6.



Рис. 3. Фотографии экспериментальной установки: *а* – общий вид; *б* – мешалка ВТ-6; *в* – мешалка с плоскими лопатками

Был проведен ряд экспериментов с целью качественного сравнения данных, полученных в результате численных расчетов, с данными, полученными в ходе экспериментов. Отмечено хорошее согласование данных эксперимента и расчета. Сравнивались форма свободной поверхности, формирующаяся в реакторе в ходе вращения мешалки (рис. 4), а также сравнивались данные по распределению объемной доли твердой фазы численного моделирования с экспериментом при перемешивании при различных режимах работы мешалок.





Рис. 5. Сравнение результатов численного расчета с экспериментом для мешалки с плоскими лопатками в реакторе с пульпой при скорости вращения 200 об/мин

Рис. 4. Сравнение результатов численного расчета с экспериментом для мешалки с плоскими лопатками при скорости вращения 200 об/мин



Рис. 6. Сравнение результатов численного расчета с экспериментом для мешалки с плоскими лопатками в реакторе с пульпой при скорости вращения 300 об/мин

На рис. 5 и 6 приведены результаты, полученные в ходе численного расчета и экспериментов при загрузке реактора пульпой. Видно хорошее согласование результатов, четко прослеживается линия раздела двух фаз.

Выводы

• Проведен обзор и анализ современных типов перемешивающих устройств для химических процессов.

• Выбраны несколько концепций повышения эффективности перемешивающих устройств в результате анализа для расчетных исследований.

• Разработаны геометрические модели мешалок. Всего рассмотрено более 10 различных вариантов конструкции.

• Проведено предварительное исследование эффективности предложенных конструкций при помощи методов численного моделирования.

• Лучшей по перемешивающей способности следует считать концепцию, заложенную в мешалку ВТ-6 (в 1,8 раза эффективнее базового варианта).

• Требуется совершенствование мешалки ВТ-6 с целью снижения крутящего момента и повышения эффективности и уменьшения скорости эрозии лопастей мешалки.

Обозначения

 \bar{R} – отношение радиуса аппарата R_a к радиусу мешалки r_m , R_a – радиус аппарата, r_m – радиус мешалки, M – момент на валу, v – средняя скорость в объеме реактора, k – средняя кинетическая энергия турбулентных пульсаций, V_f – среднее по объему реактора значение объемной доли хлора, S – удельная площадь поверхности хлора.

Литература

1. Штербачек З., Тауск П. Перемешивание в химической промышленности. Л.: Изд-во химической литературы, 1963.

2. Кафаров В. В., Макаров В. В. ГАПС химической промышленности. Моделирование и синтез: Учеб. пособие. М.: МХТИ, 1986. –72 с.

3. Murthy J. Y., Mathur S. R., Choudhury D. CFD Simulation of Flows in Stirred Tank Reactors Using a Sliding Mesh Technique Mixing 8 // Proc. of the Eighth European conf. on Mixing. Institution of Chemical Engineers. Symposium Series No. 136. 1994. Pp. 341–348.

УДК 620.166:666.7.041.9

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗРУШЕНИЯ КРУПНЫХ БЕТОННЫХ БЛОКОВ ПРИ СУШКЕ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ТЕРМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

А. В. Заболотский, Л. М. Аксельрод

ООО "Группа "Магнезит", г. Сатка, Челябинская обл., Россия

Гидравлически твердеющие керамические материалы (бетоны) находят широкое применение в различных отраслях промышленности, особенно в строительстве и металлургии. В настоящее время распространено изготовление крупных блоков для огнеупорной футеровки различных металлургических агрегатов по бетонной технологии. Максимальный размер бетонных блоков для металлургии может достигать 5 м. Такие изделия, как правило изготавливаются "по месту" – у потребителя, при этом потребитель

обычно требует сокращения сроков ввода оборудования в эксплуатацию, т. е. интенсивную сушку и разогрев материала.

Во время интенсивной сушки на материал одновременно действуют следующие негативные факторы:

• термомеханические напряжения, возникающие под действием собственного температурного расширения бетона по причине неравномерного температурного поля (как правило, в металлургии для сушки бетонных изделий применяется односторонний нагрев);

• давление водяных паров в порах материала, которое при температуре свыше 180–200 °С становится соизмеримо с механической прочностью применяемых бетонов, которая составляет для испытаний на растяжение 10–20 МПа (зависимость давления паров воды от температуры приведена на рис. 1).



Рис. 1. Давление насыщенных паров воды в зависимости от температуры [1]

Температура, при которой может произойти разрушение нагреваемого бетона зависит, таким образом, от многих факторов: исходной влажности бетона, скорости его нагрева до разрушения, химического состава, особенностей диффузии воды в бетоне и его прочностных характеристики. Рассмотрим последовательно влияние каждого из этих факторов на процесс разрушения.

Прочность бетона является показателем того, насколько эффективно бетон может сопротивляться возникающим механическим напряжениям как вследствие собственного термического расширения, так и давлению паров воды в своих внутренних полостях. При этом критерий разрушения изделия может быть записан в виде следующего неравенства:

$$\sigma_{\rm p} = \sigma_{\rm T} + P_{\rm воды} \,. \tag{1}$$

где σ_p – предел прочности при растяжении для материала, σ_T – термомеханические напряжения, возникающие за счет термического расширения материала, $P_{воды}$ – давление паров воды в порах, определяемое по диаграмме рис. 1. В свою очередь, термомеханические напряжения определяются не только температурой до которой нагрет материала или разностью температур между отдельными частями изделия, но и временем, за которое было достигнуто это температурное поле. Термические напряжения имеют свойство существенно снижаться с течением времени, вследствие такого явления как релаксация напряжений [2]:

$$\sigma_{\tau} = \sigma_0 \exp\left(-\frac{\tau E}{K_1}\right),\tag{2}$$

где σ_0 – напряжения в начальный момент времени, τ – время, E – модуль упругости материала, K_1 – параметр, характеризующий релаксацию напряжений, его расчет для керамических и огнеупорных материалов, исходя из их служебных характеристик был подробно рассмотрен в работе [3].

Также допустимые напряжения в керамическом изделии существенно зависят от наличия и геометрической формы дефектов (пор) в материале. Авторами было проведено исследование возрастания механических напряжений вблизи пор различной геометрической формы. Исследование проводили путем расчетов при помощи программного обеспечения ANSYS 15R, лицензией на использование которого обладает ООО "Группа "Магнезит". В результате такого вычислительного эксперимента было установлено, что поры правильной сферической формы, независимо от диаметра, приводят к усилению напряжений в 1,5 раза, а часто встречающиеся в бетонах щелевые поры длиной в несколько миллиметров и шириной в несколько десятков микрометров могут усиливать напряжения более чем в 7 раз. На рис. 2 приведена поверхность коэффициента усиления напряжений в зависимости от геометрии щелевой поры, полученная в результате проведенного исследования.



Рис. 2. Зависимость коэффициента усиления напряжений для щелевых пор

Диффузия паров воды в бетоне подчиняется закону Фика:

$$\frac{\partial c(R,\tau)}{\partial \vec{R}} = \left(\nabla, D\nabla c(\vec{R},\tau)\right) + f(\vec{R},\tau), \qquad (3)$$

где с – концентрация, \vec{R} – направление, τ – время, D – коэффициент диффузии, $f(\vec{R},\tau)$ – функция, описывающая внутренние источники или стоки массы (в нашем случае водяного пара). Для моделирования диффузии паров воды в нагретом материале вместо концентрации следует использовать равновесные парциальные давления пара, вычисленные при соответствующей температуре.

Моделирование сушки бетонов складывается из следующих этапов:

1. Расчет температурного поля при нагреве.

2. Определение термомеханических напряжений при нагреве.

3. Расчет потери массы за счет диффузии воды.

Температурное поле изделия определяли при помощи программного обеспечения ANSYS 15R, используя в качестве граничного условие первого рода. В этой же программе были определены термомеханические напряжения, возникающие в изделии за счет собственного термического расширения, с учетом явления релаксации. На этих двух этапах, применяя критерий (1) были рассчитаны максимально допустимые скорости нагрева материала для разных этапов термообработки.

Диффузию воды моделировали при помощи программного продукта разработанного авторами, в основу которого был положен метод конечных элементов. При этом сложной технической задачей оказалось определение коэффициента диффузии для различных материалов. Эта задача была решена экспериментально исследованием сушки образцов в лабораторной печи при различных температурах при непрерывном контроле потерь массы. Далее моделировалась сушка образцов при помощи подготовленной компьютерной программы, при этом варьировался коэффициент диффузии с целью получения модельной потери массы равной экспериментальным значениям. Эксперимент по сушке образцов был выполнен в лаборатории ООО "Группа "Магнезит". Полученные значения коэффициентов диффузии (для разных марок бетонов они варьируются в пределах $10^{-9}-10^{-11}$) применяли к моделированию сушки массивных изделий с учетом их фактической геометрической формы.

При этом функция $f(\vec{R},\tau)$ в выражении (3) приобретает смысл источников воды, за счет разложения химических соединений (гидратов), которое происходит при нагреве бетонов в интервале температуры 150–550 °С (согласно данным дериватографического анализа, полученным лабораторией ООО "Группа "Магнезит").

Проанализированы процессы сушки и нагрева для 10 различных составов бетонов, из которых изготавливались крупные изделия трех разных геометрических форм. В результате были получены режимы сушки для каждого состава бетона и каждой геометрической формы. Установлено, что критическими для сохранности изделия являются интервалы температуры 180–200 °C (происходит быстрый выход паров химически несвязанной воды, при этом равновесное давление водяного пара составляет 1–2 МПа, что является опасным при наличии щелевых пор) и 230–260 °C, в котором происходит интенсивное разложение гидратов, при равновесном давлении водяного пара около 4–5 МПа. Рекомендовано делать длительные изотермические выдержки в этих интервалах температуры, а также избегать быстрого нагрева изделия вблизи этих температур. Расчетным путем определены оптимальные длительности изотермических выдержек при указанных температурах для изделий различной формы. В зависимости от формы и химического состава бетона продолжительность выдержек может отличаться более чем в 3 раза.

Литература

1. Волков А. И., Жарский И. М. Большой химический справочник. Минск: Современная школа, 2005. – 608 с.

2. Горная энциклопедия: в 5 т. / Гл. редактор Е. А. Козловский. М.: Сов. энциклопедия, 1984–1991.

3. Заболотский А. В. Математическое моделирование термостойкости оксида магния // Новые огнеупоры. 2011. № 6. С. 90–98.

УДК 533.601

АЭРОДИНАМИКА, КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН И ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛОННЫХ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

А. А. Загоскин, С. В. Карпов

Северный (Арктический) федеральный университет им. М. В. Ломоносова, г. Архангельск, Россия

Использование закрученного высокотурбулентного потока, генерируемого в циклонных камерах для нагрева металла, является перспективным направлением развития газопечной теплотехники. Благодаря интенсификации конвективного теплообмена на поверхности заготовок и боковой стенке устройства снижается требуемый для нагрева температурный напор. Широкое внедрение циклонных нагревательных устройств в металлургическую и машиностроительную промышленность способствует повышению энергоэффективности парка печей и уменьшению потребления топлива.

На сегодняшний день подробное изучение аэродинамики и конвективного теплообмена в циклонных нагревательных устройствах позволило выявить некоторые их недостатки. Так, из-за особенностей обтекания закрученным потоком садки из нескольких изделий и переизлучения теплоты с обмуровки печи возникает заметная неравномерность нагрева по периметру изделия: на внутренних поверхностях, обращенных к оси камеры, интенсивность подвода теплоты меньше, чем на внешних. В работах, посвященных изучению аэродинамики циклонных камер, загруженных пустотелыми цилиндрическими изделиями, показана слабая проточность приосевой зоны и наличие значительного осевого обратного течения, представляющего собой подсасываемые из газоотводящего тамбура охлажденные газы, приводящие к уменьшению температурного напора во внутренней области. Кроме того, в циклонных устройствах существует значительное по мощности периферийное прямое течение (вихрь), замыкающее «накоротко» входные и выходной каналы и поэтому слабо взаимодействующее с поверхностями нагрева.

В настоящей работе оптимизацию вторичных течений, увеличение температурного напора во внутренней зоне пустотелого цилиндра или садки из нескольких заготовок, уменьшение мощности периферийного прямого и осевого обратного вихрей предлагается выполнить с помощью нового принципа организации внешней рециркуляции газов в циклонных устройствах (топках, печах и др.), при котором транспортировка теплоносителя с боковой поверхности циклонной камеры, где температура его наиболее высокая, в приосевую область осуществляется за счет имеющегося перепада давления по радиусу устройства (рис. 1).

Картина вторичных течений в циклонной рециркуляционной камере, загруженной пустотелым цилиндром (рис. 2, *a*), была изучена экспериментально и с помощью численного моделирования [1]. Проекции полной скорости на поперечное сечение циклона схематично показаны на рис. 3. Как видно из рисунка, поступающий через входные каналы объем газа разделяется на периферийный прямой 1 и периферийный обратный 2 вихри, вблизи обоих торцов камеры наблюдаются торцевые перетечки 5 и 6, а у поверхности заготовки – восходящие к диафрагмированному торцу внешний 3 и внутренний 4 пристенные вихри.

По результатам анализа вторичных течений можно сделать следующие выводы: 1) при коэффициенте рециркуляции $k_c = 0$ существует значительный периферийный прямой вихрь, объемный расход $\bar{Q}_{периф.прям}$ которого возрастает с увеличением $\bar{d}_{вых}$, а мощность внутрен-

него пристенного вихря (проточность внутренней зоны пустотелого цилиндра) $Q_{\text{внутр.прист.}}$ наоборот, уменьшается; 2) с увеличением k_c величина $\overline{Q}_{\text{периф.прям}}$ существенно снижается (при $k_c = 0.3-0.45$ в большинстве случаев практически до нуля), а $\overline{Q}_{\text{внутр.прист.}}$ возрастает; 3) использование внешней рециркуляции незначительно влияет на внешний пристенный околозаготовочный вихрь.



Рис. 1. Принципиальная схема циклонного устройства с внешней рециркуляцией газов



Рис. 2. Варианты загрузки циклонного устройства: *а* – пустотелым цилиндром, *б* – садкой из нескольких заготовок

Экспериментальное исследование аэродинамики циклонных рециркуляционных устройств, загруженных садкой из нескольких заготовок (рис. 2, б) показало, что влияние внешней рециркуляции как на уровень вращательных скоростей, так и на картину вторичных течений незначительное. Объяснить данный факт можно следующим образом: использование рассматриваемого типа внешней рециркуляции уменьшает радиальный перенос количества вращательного движения из периферийной области в приосевую, что снижает в последней уровень тангенциальной скорости. Садка из нескольких заготовок обладает сильным раскручивающим воздействием, что приводит к понижению интенсивности вращательного движения в приосевой зоне. Расчет конвективного теплообмена к садке из нескольких заготовок и аэродинамический расчет циклонных рециркуляционных устройств в этом случае можно производить по методикам, разработанным для обычных камер [2]. Внешняя рециркуляция газов может с успехом использоваться для выравнивания теплового потока по периметру заготовок в садке за счет организации перетока горячих газов из периферийной области течения в приосевую и, следовательно, повышения температуры последней.

Из анализа распределения теплового потока по высоте пустотелого цилиндра можно сделать вывод, что на внешней поверхности цилиндрической вставки неравно-

мерность теплообмена относительно невелика (не более $\pm 10\%$) и ею можно пренебречь. На внутренней поверхности минимальный и максимальный тепловые потоки могут различаться до 40%, а изменение $q/q_{\rm cp}$ по длине пустотелого цилиндра качественно подобно теплообмену при закрученном течении газа в трубе: по мере приближения к диафрагмированному торцу относительный тепловой поток монотонно убывает до координаты $z/d_{\rm в.внутр} = 2.5-3$.



Рис. 3. Картина вторичных течений в циклонной камере с внешней рециркуляцией газов, загруженной пустотелым цилиндром. 1 – прямой периферийный вихрь, 2 – обратный периферийный вихрь, 3 – внешний пристенный вихрь, 4 – внутренный пристенный вихрь, 5, 6 – торцевые перетечки

Во внешней области закрученного потока наблюдается течение, как и при загрузке циклонной камеры сплошными цилиндрическими вставками, поэтому для расчета интенсивности конвективного теплообмена на внешней поверхности пустотелого цилиндра можно рекомендовать зависимости [3]:

$$Nu_{\rm в.внешн} = 0.064 Ko(\eta_{\rm B}) Re_{\rm qm}^{0.74} \quad \text{при } Re_{\rm qm} = w_{\rm qm1} d_{\rm в.внешн} / \nu = 4.5 \cdot 10^4 - 1.7 \cdot 10^5, \tag{1}$$

$$Nu_{_{B,BHem}} = 0.464 Ko(\eta_{_{B}}) Re_{_{\phi m}}^{0.556} \quad \text{при } Re_{_{\phi m}} = 8.5 \cdot 10^{3} - 4.5 \cdot 10^{4} , \qquad (2)$$

где Nu_{в.внешн}= $\alpha d_{\text{в.внешн}}/\lambda$ – число Нуссельта, Ko($\eta_{\text{в}}$) = 1 – $k_{\text{в}}\eta_{\text{в}}^{m}$; $k_{\text{в}}$ – коэффициент, определяемый величиной безразмерного радиуса вставки $\eta_{\text{в}} = r_{\text{в.внешн}}/r_{\phi m}$.

Сопоставление зависимостей (1), (2) с экспериментальными данными представлено на рис. 4. Как видно, отклонение опытных точек от расчетной кривой не превышает $\pm 7.5\%$.



Рис. 4. Обобщение опытных данных по конвективному теплообмену на внешней поверхности пустотелого цилиндра. Значки – экспериментальные данные. Линия – расчет по (1), (2)

Для расчета интенсивности конвективного теплообмена на внутренней поверхности получена корреляционная зависимость

$$Nu_{z,BHVTD} = 0.0065 \operatorname{Re}_{z,0}^{0.84} \operatorname{Pr}^{0.43} \varepsilon_T, \qquad (3)$$

где Nu_{z,в.внутр} = $\alpha z/\lambda$ – число Нуссельта; Re_{z, ϕ} = $w_{\phi m2}z/\nu$ – число Рейнольдса, построенное по максимальной тангенциальной скорости на входе во внутреннюю область пустотелого цилиндра $w_{\phi m2}$ и продольной координате z; Pr – число Прандтля; $\varepsilon_T = (2/(\sqrt{T_c/T_B} + 1)^{1.6} - \phi$ ункция неизотермичности.

Сопоставление выражения (3) и данных, полученных численным моделированием, показано на рис. 5, расхождение величин не превышает $\pm 15\%$.

Определение энергетического совершенства циклонного рециркуляционного устройства, загруженного пустотелым цилиндром, выполнено с помощью методики [4]. Данная методика основана на использовании безразмерного комплекса $K_3 = \text{Nu}_{\text{k}}/(\text{Re}_{\text{Bx}}^n \zeta_{\text{Bx}})$, где $\text{Nu}_{\text{k}} - \text{число}$ Нуссельта, рассчитываемое по внутреннему или внешнему диаметру цилиндрической вставки; n – показатель степени в уравнении подобия. Чем больше интенсивность теплоотдачи к поверхности вставки при заданном значении Re_{Bx} и меньше аэродинамическое сопротивление циклонной камеры, тем выше энергетическая эффективность устройства.



Рис. 5. Обобщение экспериментальных данных по конвективному теплообмену на внутренней поверхности пустотелого цилиндра. Значки – опытные данные. Линия – расчет по (3)

Во всех исследованных случаях использование внешней рециркуляции приводит к повышению энергетического совершенства циклонной камеры, благодаря существенному уменьшению аэродинамического сопротивления при незначительном влиянии на интенсивность конвективного теплообмена.

Оптимальное значение $k_c^{\text{опт}}$, при котором наблюдается максимум K_3 , с точностью до ±15% в диапазоне $\overline{d}_{\text{вых}} = 0.2-0.4$, $\overline{f}_{\text{вх}} = 0.042-0.122$ и $\overline{d}_{\text{в}} = 0.1-0.6$ может быть определено по следующей обобщающей зависимости

$$k_{\rm c}^{\rm ont} = \left(0.01^{2.6\overline{f}_{\rm BX}} \left(7\overline{d}_{\rm Bbix} - 0.7\right) - 0.2\right) \left(\overline{d}_{\rm B} - 1\right) + 1.$$
(4)

При малых диаметрах выходного отверстия $\overline{d}_{\text{вых}}$ оптимальный коэффициент рециркуляции может достигать значений $k_c^{\text{опт}} > 0.8$, что существенно выше, чем требуется для подавления периферийного прямого и осевого обратного вихрей, и поэтому его следует считать предельно допустимым.

Выводы

1. В циклонных устройствах с предлагаемым типом внешней рециркуляции газов ликвидируется осевой обратный ток, снижающий температурный уровень во внутренней области нагрева цилиндрических тел, и значительно снижается интенсивность периферийного прямого вихря, слабо взаимодействующего с поверхностью нагреваемых изделий.

2. Предложены обобщающие уравнения подобия для расчета конвективного теплообмена на внешней и внутренней поверхностях пустотелого цилиндра.

3. Использование внешней рециркуляции повышает энергетическую эффективность циклонных нагревательных устройств за счет снижения общего аэродинамического сопротивления при незначительном изменении интенсивности конвективного теплообмена.

Обозначения

 $k_{\rm c} = Q_{\rm peu}/Q_{\rm Bx}$ – коэффициент рециркуляции; $Q_{\rm peu}$, $Q_{\rm Bx}$, $Q_{\rm i}$ – объемные расходы: через систему рециркуляции, общий на установку, вихря (рис. 3), $\bar{Q}_{\rm i} = Q_{\rm i}/Q_{\rm Bx}$ – безразмерный расход вихря; q – тепловой поток; z – продольная координата; $d_{\rm B.BHeIIIH}$, $d_{\rm B.BHYTP}$ – внешний и внутренний диаметры пустотелого цилиндра; $r_{\rm B.BHeIIIH}$, $r_{\rm B.BHYTP}$ – внешний и внутренний радиусы пустотелого цилиндра; w_{ϕ} – тангенциальная компонента полной скорости; $w_{\phi m1}$, $w_{\phi m2}$ – максимумы тангенциальной скорости во внешней и внутренней областях закрученного потока; $r_{\phi m}$ – радиус положения максимума тангенциальной скорости; α , λ , ν – коэффициенты теплоотдачи, теплопроводности, кинематической вязкости; $\overline{d}_{\rm Bbix} = d_{\rm Bbix}/D_{\rm K}$ –

безразмерный диаметр выходного отверстия; $\overline{f}_{BX} = 4f_{BX}/(\pi D_{K}^{2})$ – безразмерная площадь входа; D_{K} – внутренний диаметр циклонной камеры.

Литература

1. Загоскин А. А., Карпов С. В., Сабуров Э. Н. О численном моделировании аэродинамики циклонных устройств // Вестник ЧГУ. 2014. № 1(54). С. 13–18.

2. Сабуров Э. Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. – 341 с.

3. Карпов С. В., Сабуров Э. Н., Быков А. В. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонной камере при близких к предельным условиях ввода и вывода газов // Вестник ЧГУ. 2007. № 3(14). С. 127–134.

4. Карпов С. В., Сабуров Э. Н. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых выбросов / Под ред. докт. техн. наук проф. Э. Н. Сабурова. Архангельск: Изд-во АГТУ, 2002. – 504 с.

УДК 539.217.5

ПРОНИЦАЕМОСТЬ МИКРОСФЕРИЧЕСКИХ МЕМБРАН И СОРБЕНТОВ НА ИХ ОСНОВЕ ПО ОТНОШЕНИЮ К ГЕЛИЮ

В. Н. Зиновьев¹, И. В. Казанин¹, В. А. Лебига¹, А. Ю. Пак¹, А. С. Верещагин¹, В. М. Фомин¹, Е. А. Булучевский², В. А. Лавренов²

¹Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича Сибирского отделения РАН, г. Новосибирск, Россия ²Институт проблем переработки углеводородов Сибирского отделения РАН, г. Омск, Россия

Создание эффективных технологий по извлечению гелия из природного газа месторождений Восточной Сибири представляет собой важную научную и практическую задачу. Для этого, в основном, применяют криогенные технологии, которые требуют значительных энергетических и капитальных затрат [1]. Разрабатываемый авторами мембранно-сорбционный метод на основе полых микросферических частиц (микросфер, ценосфер) и сорбентов с их использованием может рассматриваться в качестве конкурирующей технологии [2–4]. При этом извлечение гелия из газовой смеси происходит за счет его избирательного проникновения внутрь микросферических частиц через стенки, выполняющих роль мембран.

Экспериментальное оборудование, материалы и методика. Эксперименты по исследованию процессов сорбции/десорбции гелия различными сорбентами и определению их гелиевой проницаемости проводились на специальном экспериментальном стенде (рис. 1). В качестве рабочей среды при исследовании сорбентов использовались: гелий, воздух, метан и их смеси.

Основой стенда является адсорбер 1 из нержавеющей стали объемом 0,55 $\cdot 10^{-3}$ м³, в который загружаются исследуемые сорбенты. Через трассу 3 и вентили В3, В1 осуществляется подвод рабочей среды. Через трассу 2 и вентиль В2 производится сброс давления, или к ней подсоединяется вакуумный насос для вакуумирования адсорбера. Измерение давления в

адсорбере осуществляется с помощью датчика давления ДД через трассу 4 и вентиль В4. Для исключения попадания частиц сорбентов в подводящие трассы, вентили и измерительные приборы, на торцах адсорбера устанавлены фильтры из нетканого материала.



Рис. 1. Экспериментальный стенд

В работе микросферы МС-ВП-А9 исследовались стеклянные МС-В-1Л, И кремнеземные микросферы, производимые В промышленности, алюмосиликатные ценосферы HM-R-5А широкой и узкой фракции, получаемые из зол уноса при сжигании углей на теплоэлектростанциях, а также сорбенты, созданные на их основе совместно с Институтом проблем переработки углеводородов СО РАН, г. Омск.

Полые микросферы МС-В-1Л, изготовленные из натрий-боросиликатного стекла, имели размер частиц от 5 до 240 мкм, при среднем диаметре частиц около 55–60 мкм и толщине стенки около 1 мкм. Подобные характеристики имеют микросферы МС-ВП-А9, а материал кремнеземных микросфер несколько отличается по химическому составу. Пример микросфер МС-В-1Л на рис. 2, полученный с помощью электронного микроскопа, показывает, что подобные полые микросферы имеют практически идеальную сферическую форму и гладкую поверхность.

По своим свойствам ценосферы, в целом, подобны микросферам. Однако стоимость полых ценосфер, выделенных из зол уноса ТЭС в несколько раз ниже, чем микросфер, получаемым промышленными методами. Форма ценосфер также близка к сферической с диаметром в пределах 5–400 мкм, при толщине стенки 2–30 мкм. Образцы ценосфер, исследуемые в данной работе, были подготовлены в Институте химии и химических технологий, г. Красноярск [5]. В качестве сырья использовались золы уноса Рефтинской СРЭС, их которых с помощью гидродинамической, магнитной, гранулометрической сепараций и аэродинамического разделения были получены образцы исходных ценосфер широкой и узкой по диаметру фракции HM-R-5A.



Рис. 2. Фотография микросфер МС-В-1Л, полученная на электронном микроскопе



Рис. 3. Фотографии композитного сорбента на основе микросфер из натрий-боросиликатного стекла (слева) и кремнеземных микросфер (справа)

На рис. 3 приведены фотографии композитных сорбентов, для которых в качестве гелиепроницаемого компонента, использовались микросферы МС-В-1Л и кремнеземные микросферы. Был также получен сорбент на основе модифицированных ценосфер HM-R-5A. Связующим материалом для всех исследованных сорбентов служил псевдобемит. Содержание микрочастиц в композитном сорбенте составляло около 15 мас.%, при такой массовой доле достигается оптимальное соотношение текстурных и прочностных характеристик сорбента.

Методика проведения экспериментов по исследованию процессов сорбции и десорбции гелия в адсорбере с различными сорбентами была следующей: 1 – напуск рабочего газа до некоторого начального давления; 2 – сорбция гелия сорбентом; 3 – сброс давления/вакуумирование; 4 – десорбция гелия. Изменение давления в адсорбере записывалось на жесткий диск компьютера с некоторым интервалом по времени, который варьировался в зависимости от интенсивности темпов процессов сорбции/десорбции. Эксперименты проводились при температуре рабочей среды в адсорбере 20±3°С.

Для сопоставления результатов, полученных при отличающихся начальных давлениях рабочей среды в адсорбере, экспериментальные данные представлялись в нормированном виде:

$$P_{norm} = \frac{P_{curr} - P_{equal}}{P_{init} - P_{equal}},\tag{1}$$

где P_{norm} , P_{curr} , P_{init} – нормированное, текущее и начальное давление, а P_{equal} – равновесное давление гелийсодержащей смеси при равенстве парциальных давлений гелия во внешнем объеме адсорбера и внутреннем объеме микросферических объектов.

Исследование сорбции и десорбции гелия различными сорбентами. Серии экспериментов по сорбции и десорбции гелия различными микрочастицами и композитными сорбентами на их основе проводились как для чистого гелия, так и для смесей гелия с воздухом и метаном при различных начальных рабочих давлениях в адсорбере. Предварительная проверка исследуемых сорбентов на непроницаемость по отношению к воздуху и метану показала, что все сорбенты являются непроницаемыми для этих газов.

По результатам экспериментальных данных сорбции гелия различными микрочастицами и композитными сорбентами были рассчитаны значения их гелиевой проницаемости. Методика количественной оценки гелиевой проницаемости полых микросферических частиц приведена в работах [6], где для описания процесса проникновения газа внутрь частиц используется базовое уравнение диффузии газов сквозь мембрану

$$J = \frac{dn}{dt} = \frac{KS}{d} \left(P_{out} - P_{in} \right) = Q_{yA} m \left(P_{out} - P_{in} \right).$$
⁽²⁾

Заключение. Исследования полых стеклянных микросфер и сорбентов на их основе показали, что они являются проницаемыми для гелия и непроницаемыми для воздуха и метана. При этом исходные кремнеземные микросферы продемонстрировали наиболее высокую гелиевую проницаемость, по сравнению с микросферами и ценосферами. Однако при этом композитный сорбент на основе кремнеземных микросфер показал приблизительно такие же показатели по гелиевой проницаемости в сравнении с аналогичными сорбентами на основе микросфер. В то же время следует отметить, что композитный сорбент на основе ценосфер оказался практически непроницаем по отношению к гелию, хотя исходные ценосферы получены из модифицированных ценосфер из зол уноса.

Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках программы РАН по стратегическим направлениям развития науки № II.3.5, гранта Президента РФ по государственной поддержке ведущих научных школ НШ-679.2014.1 и интеграционного проекта СО РАН № 91.

Литература

1. Афанасьев А. И., Бекиров Т. М. и др. Технология переработки природного газа и конденсата: Справочник: В 2 ч. М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2002. Ч. 1. – 517 с.

2. Пат. РФ № 2508156. МКП В01D 53/02 (2006.01). Способ разделения многокомпонентной парогазовой смеси / В. М. Фомин, В. Н. Зиновьев, И. В. Казанин и др.

3. Верещагин А. С., Зиновьев В. Н. и др. Оценка коэффициентов проницаемости стенок микросфер // Вестник НГУ. Серия: Физика. 2010. Т. 5, № 2. С. 8–16.

4. Zinoviev V., Kazanin I., Lebiga V., and Pak A. Experimental investigation of the selective permeability of hollow glass microspheres with nanostructured shell // Proc. Int. porous and powder materials symposium, PPM 2013. Pp. 697-701.

5. Пат. РФ № 2443463. МКП В01D 69/00 (2006.01). Микросферическая газопроницаемая мембрана и способ ее получения / Е. В. Фоменко, Н. Н. Аншиц, М. В. Панкова, О. А. Михайлова, А. Г. Аншиц, В. М. Фомин.

6. Зиновьев В. Н., Казанин И. В., Пак А. Ю., Верещагин А. С., Лебига В. А., Фомин В. М. Проницаемость полых микросферических мембран по отношению к гелию // ИФЖ. 2016. Т. 89, № 1. С. 24–37.

УДК 539.217

ИЗБИРАТЕЛЬНОСТЬ КОМПОЗИТНОГО СОРБЕНТА ПО ОТНОШЕНИЮ К ГЕЛИЮ И ПАРАМ ВОДЫ

И. В. Казанин, В. Н. Зиновьев, В. А. Лебига, А. Ю. Пак, В. М. Фомин

Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича Сибирского отделения РАН, г. Новосибирск, Россия

Введение. Изучены свойства композитного сорбента на основе полых микросферических мембранных элементов и гигроскопичного связующего материала, который может применяться при технологии выделения гелия из природного газа. Эксперименты показали, что композитный сорбент является проницаемым для гелия и непроницаемым для воздуха и метана, при этом обладает высокой адсорбционной способностью по отношения к парам воды. Продемонстрирована возможность одновременной осушки газа с сорбцией гелия, вместе с тем установлено, что степень насыщения композитного сорбента влагой не оказывает влияния на протекающие процессы сорбции гелия.

На сегодняшний день гелий в промышленном масштабе извлекают из природного газа с помощью криогенных технологий, физическую основу которых составляет конденсация углеводородных фракций природного газа. В результате для выделения малых объемов гелия из природного газа требуются значительные энергетические и капитальные затраты [1].

Альтернативной заменой криогенной технологии выделения гелия из природного газа является разрабатываемая авторами мембранно-сорбционная технология, объединяющая в себе короткоцикловую адсорбцию и мембранное разделение [2, 3], которая требует создания эффективных сорбентов на основе мембранных элементов с высокой проницаемостью и селективностью, высокой механической прочностью, термической стойкостью и высокими эксплуатационными характеристиками. Одним из вариантов представляется создание композитного сорбента, содержащего полые сферические частицы в качестве гелиепроницаемого компонента [4] и связующий материал, являющийся прочным пористым каркасом
(матрицей). При этом связующее может обладать дополнительным функционалом, например, гигроскопичностью, что позволяет выполнять осушку проходящего природного газа, и является актуальной задачей его переработки [5].

Экспериментальное оборудование и материалы. Для проведения исследований селективных свойств композитных сорбентов на примере гелия и его смесей при наличии паров воды был подготовлен специальный экспериментальный стенд. В качестве рабочей среды при исследовании использовались следующие газы: воздух, метан, гелий и их смеси. На рис. 1 представлена схема стенда. Основой конструкции стенда является адсорбер — емкость из нержавеющей стали объемом 0,55·10⁻³ м³, в которую загружается исследуемый сорбент. Стенд оснащается увлажнителем газовой смеси, датчиками измерения давления (ДД), датчиком измерения влажности газов (ИВ1) и измерителем микровлажности (ИВ2).



Рис. 1. Схема экспериментального стенда

В исследованиях использовался композитный сорбент, изготовленный совместно с Институтом проблем переработки углеводородов СО РАН, г. Омск. В качестве гелиепроницаемого компонента композитного сорбента для процесса выделения гелия использовались синтетические стеклянные микросферы МС-В-1Л (МС), связующим материалом служил – псевдобемит (ПБ). Содержание микросфер в композитном сорбенте составляло 15% по массе, при такой массовой доле достигается оптимальное соотношение текстурных и прочностных характеристик. Основные характеристики сорбента на основе микросфер МСВ-1Л (ПБ-15%МС): $S_{yд} = 160 \text{ м}^2/\text{г}$; $V_{nop} = 0.46 \text{ см}^3/\text{г}$; $V_{nop} = 0.4 \text{ см}^3/\text{г}$ (по азоту); прочность 33,2 кг/см²; насыпная плотность 0,41 г/см³.

На рис. 2 приведена фотография композитного сорбента, а также изображение скола гранулы, полученное на сканирующем электронном микроскопе.



Рис. 2. Фотография гранул композитного сорбента на основе микросфер МС-В-1Л (слева) и снимок скола гранулы с электронного сканирующего микроскопа (справа)

Экспериментальное исследование свойств композитного сорбента по отношению к гелию и парам воды. Прежде чем приступить к проведению экспериментов по исследованию сорбции и десорбции гелия композитным сорбентом, были проведены эксперименты с воздухом и метаном, которые продемонстрировали непроницаемость сорбента по

отношению к этим газам. Далее следовала серия экспериментов по сорбции и десорбции гелия. Эксперименты проводились, в основном, для чистого гелия, и с воздушно-гелиевыми или метан-гелиевыми смесями при различных начальных рабочих давлениях газа в адсорбере. На рис. 3 представлены характерные размерные кривые изменения текущего давления гелия *P*_{curr} в адсорбере: падение – при процессе сорбции (левый график) и рост – при процессе десорбции (правый график).



давлении гелия $P_{init} = 0.82$ МПа

Значительное падение давления в адсорбере с сорбентом связано с процессом сорбции, в ходе которого гелий проникает через стенку частиц во внутренний объем. Вид сорбционной зависимости имеет два ярко выраженных участка: на первом участке происходит быстрое поглощение основной части гелия; на втором, темпы процесса существенно замедляются, и происходит дальнейшее медленное выравнивание давлений вне и внутри частиц. Аналогичным образом ведет себя и десорбционная зависимость. Следует отметить, что темпы исследуемых процессов для композитного сорбента существенно превышают аналогичные темпы для микросфер МС-В-1Л, являющихся исходным гелий-проницаемым компонентом.

Были проведены эксперименты по исследованию адсорбционной способности композитного сорбента по отношения к парам воды. Для этого воздух пропускался через увлажнитель и адсорбер, при этом регистрировалось значение влажности воздуха после увлажнителя и на выходе из адсорбера с композитным сорбентом. Влажность воздуха после прохождения увлажнителя составила RH = 92,7%, AH = 23,5 г/м³, на выходе из адсорбера с композитным сорбентом – 0,1%RH (0,05 г/м³), что указывает на высокую степень осушки газа композитным сорбентом.



Рис. 4. Изменение давления воздушно гелиевой смеси в адсорбере с композитным сорбентом

Была также исследована возможность использования композитного сорбента для одновременного поглощения паров воды и сорбции гелия. Для этого в адсорбер через воздушно-гелиеувлажнитель подавалась вая смесь с концентрацией гелия 25% до начального давления 0,79 МПа. После этого перекрывалась запорно-регулирующая арматура и регистрировалось изменение давления в адсорбере с сорбентом. Результаты эксперимента представлены на рис. 4, где t₁ – момент времени напуска смеси, при этом влажности значение смеси составляло 82,4%RH (21,1 г/м³).

Давление в адсорбере уменьшается с течением времени за счет сорбции гелия гелийпоглощающим компонентом композитного сорбента, при этом значение влажности газа в момент времени t_2 составило 0,1%RH (0,025 г/м³). Результаты эксперимента показывают возможность одновременного процесса сорбции паров воды и гелия композитным сорбентом.

Исследовалось влияние степени насыщения композитного сорбента влагой на процессы сорбции гелия композитным сорбентом. Для насыщения сорбента влагой через него пропускался воздух с влажностью RH = 92,7%, AH = 23,5 г/м³. Были рассмотрены случаи с граничными состояниями насыщения композитного сорбента влагой: "сухой" активированный сорбент (значение влажности воздуха после прохождения сорбента менее 0,1%RH (0,05 г/м³)); сорбент максимально насыщенный влагой (для этого через адсорбер в течение длительного времени пропускался влажный воздух, значение влажности воздуха после прохождения сорбента составило RH = 77,5%, AH = 19,5 г/м³). Результаты эксперимен-тов по сорбции гелия композитным сорбентом продемонстрировали, что степень насыщения композитного сорбента парами воды практически не оказывает влияния на темпы процессов сорбции и десорбции гелия.

Заключение. Проведенные исследования процессов сорбции и десорбции гелия композитным сорбентом на основе микросфер МС-В-1Л продемонстрировали непроницаемость данного сорбента для воздуха, метана и проницаемость для гелия. При этом темпы процессов поглощения увеличились практически на два порядка по сравнению с исходным материалом микросфер.

Композитный сорбент на базе микросфер из натрий боросиликатного стекла (МС-В-1Л) продемонстрировал высокую адсорбционную способность по отношению к парам воды. В условиях эксперимента значение абсолютной влажности газа после прохождения через сорбент снижалось с 21,1 до 0,025 г/м³.

Степень насыщения композитного сорбента на базе натрий боросиликатного стекла (МС-В-1Л) парами воды практически не оказывает влияния на темпы процессов сорбции и десорбции гелия.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке в рамках программы РАН по стратегическим направлениям развития науки II.3.5. и гранта Президента РФ по государственной поддержке ведущих научных школ НШ-679.2014.1.

Литература

1. Афанасьев А. И., Бекиров Т. М. и др. Технология переработки природного газа и конденсата: Справочник: В 2 ч. М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2002. Ч. 1. – 517 с.

2. Дытнерский Ю. И., Брыков В. П., Каграманов Г. Г. Мембранное разделение газов. М.: Химия, 1991.

3. Пат. РФ № 2161527, МПК7 В 01 D 53/22, В 01 D 61/00. Способ разделения газовой смеси / В. М. Фомин, С. В. Долгушев, В. П. Фомичев.

4. Зиновьев В. Н., Казанин И. В., Пак А. Ю., Верещагин А. С., Лебига В. А., Фомин В. М. Проницаемость полых микросферических мембран по отношению к гелию // ИФЖ. 2016. Т. 89, № 1. С. 24–37.

5. Пат. РФ № 2508156. МКП В01D 53/02 (2006.01). Способ разделения многокомпонентной парогазовой смеси / В. М. Фомин, В. Н. Зиновьев, И. В. Казанин и др.

УДК 519.87:66.096.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОКИПЯЩЕГО СЛОЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КИНЕТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ГРАНУЛЯРНОГО ГАЗА

Е. С. Каменецкий¹, Н. С. Орлова^{1,2}

¹Владикавказский научный центр Российской академии наук, г. Владикавказ, Россия ²Финансовый университет при Правительстве РФ, г. Владикавказ, Россия

При виброкипении существенно увеличивается площадь контакта твердых частиц и газовой фазы, что широко используется в аппаратах для очистки газа, сушки гранулированных материалов и различных процессах химической технологии. Теоретическому и экспериментальному исследованию процесса виброкипения посвящено много работ [1–6], но, несмотря на это, он полностью не изучен. В результате экспериментального исследования [2] было обнаружено появление волн на поверхности гранулированного материала, а также появление всплесков, напоминающих фонтанирующие каналы. Для теоретического исследования таких эффектов необходимо проведение трехмерных вычислительных экспериментов. В настоящее время имеющиеся модели виброкипения реализованы, как правило, в одномерном либо двумерном приближении [2–6]. Разработка трехмерной модели представляет собой сложную задачу, которая требует использования достаточно мощных вычислительных ресурсов. Одним из возможных подходов к решению данной задачи может быть применение готовых пакетов для решения прикладных задач, включающих встроенные решатели.

В данной работе представлены результаты моделирования динамики виброкипящего слоя с использованием свободно распространяемого пакета для численного моделирования задач механики сплошных сред OpenFOAM (Open Source Field Operation And Manipulation CFD ToolBox) при поддержке программы "Университетский кластер" с удаленным доступом к консоли на управляющем узле вычислительного кластера JSCC web-лаборатории UniHUB [7]. Благодаря открытому исходному коду в OpenFOAM возможно создание собственных решателей. Для описания процесса виброкипения был доработан решатель twoPhaseEulerFoam, который использовался для моделирования динамики кипящего гранулированного слоя [8–10]. В решателе twoPhaseEulerFoam реализована двухжидкостная модель кипящего (ожиженного) слоя на основе континуального подхода (подхода Эйлера), при котором движение слоя рассматривается как движение двух взаимодействующих континуумов, связанных с газом и частицами. Кроме того, используется кинетическая теория гранулярного газа.

Для моделирования динамики виброкипящего слоя в решатель twoPhaseEulerFoam вместо абсолютной системы отсчета для пространственных координат вводилась относительная система отсчета, движущаяся вместе с контейнером (полкой, на которой располагается слой материала). Предполагалось, что стенки контейнера не деформируются и перемещаются как твердое тело. В этой движущейся системе отсчета вычислительная сетка является статической в неинерциальной системе отсчета, что значительно упрощает процедуру численного решения уравнений. Получаемые результаты должны быть эквивалентны полученным из решения основных уравнений в инерциальной системе координат с использованием сетки, которая движется со стенками [6]. Поскольку рассматриваются вертикальные вибрации, считается, что будет меняться только вертикальная координата контейнера *у*. В связи с этим уравнения количества движения для обеих фаз примут следующий вид [10]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\alpha_{\varphi} \overline{U}_{\varphi} \right) + \nabla \cdot \left(\alpha_{\varphi} \overline{U}_{\varphi} \overline{U}_{\varphi} \right) + \nabla \cdot \left(\alpha_{\varphi} \overline{R}_{\varphi, eff} \right) = -\frac{\alpha_{\varphi}}{\rho_{\varphi}} \nabla P + \alpha_{\varphi} \left(\overline{g} - \overline{a} \right) + \overline{M}_{\varphi}, \tag{1}$$

где \overline{a} – ускорение полки (стенки), на которой располагается слой материала. Это ускорение имеет только вертикальную составляющую $\overline{a} = (a_x, a_y, a_z) = (0, a_y, 0)$, где $a_y = -A\omega^2 \sin(\omega t)$, $\omega = 2\pi f$ (*A* – амплитуда колебаний, *f* – частота колебаний).

Кроме того, решалось уравнение неразрывности (2) для обеих фаз.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\alpha_{\varphi} \right) + \nabla \cdot \left(\alpha_{\varphi} \overline{U}_{\varphi} \right) = 0.$$
⁽²⁾

Индекс φ означает принадлежность к фазе (твердой «а» или газовой «b»); α_{φ} – объемная доля соответствующей фазы; ρ_{φ} – плотность фазы; \overline{U}_{φ} – вектор скорости фазы; $\overline{R}_{\varphi,eff}$ – тензор эффективных напряжений; P – давление газовой фазы; \overline{g} – ускорение свободного падения; \overline{M}_{φ} – член, моделирующий обмен импульсом между фазами. Выражения для коэффициентов и членов, входящих в уравнения (1), (2), подробно описаны в литературе [8–10].

Для учета эффектов, обусловленных взаимодействием частиц друг с другом, используется кинетическая теория (по аналогии с кинетической теорией газа), с помощью которой можно выразить эффективные напряжения, возникающие в дисперсной фазе за счет движения частиц и за счет столкновений частиц друг с другом. По аналогии с термодинамической температурой, вводится гранулярная температура θ, как средняя энергия флуктуаций скорости частиц. В решателе для расчета гранулярной температуры используется алгебраическое уравнение [9]

$$\theta = \left(\frac{-\left(K_{1}\alpha_{a} + \rho_{a}\right)tr\left(\overline{\overline{D_{a}}}\right) + \sqrt{\left(K_{1}\alpha_{a} + \rho_{a}\right)^{2}tr^{2}\left(\overline{\overline{D_{a}}}\right) + 4K_{4}\alpha_{a}\left[2K_{3}tr\left(\overline{\overline{D_{a}}}^{2}\right) + K_{2}tr^{2}\left(\overline{\overline{D_{a}}}\right)\right]}{2\alpha_{a}K_{4}}\right)^{2}.$$
 (3)

Выражения для расчета тензора скоростей деформации твердой фазы \overline{D}_a и коэффициентов $K_1 - K_4$ представлены в работах [9].

Задача решалась в трехмерном приближении. В связи с тем, что введена относительная система отсчета, используются следующие начальные условия:

$$\overline{U}_a = 0; \ \overline{U}_b = 0; \ P = 0; \ \alpha_a = 0.6; \ \theta = 0.$$

Далее представлены граничные условия на левой, правой, передней и задней стенках, а также на нижней стенке (полке):

$$\overline{U}_a = 0$$
; $\overline{U}_b = 0$; $\nabla P = 0$; $\nabla \alpha_a = 0$; $\nabla \theta = 0$.

Для скоростей твердой и газовой фаз использовалось условие прилипания на стенках, так как исследовалось поведение двухфазной среды в расчетной области относительно больших размеров, которые соответствуют размерам установки, а влияние проскальзывания проявляется только вблизи стенок. Граничные условия на верхней свободной поверхности:

$$\nabla \overline{U}_a = 0; \quad \nabla \overline{U}_b = 0; \quad \nabla P = 0; \quad \nabla \alpha_a = 0; \quad \nabla \theta = 0.$$

Размеры вычислительной области: высота, ширина, толщина – 0.4 м. Процесс виброкипения рассчитывался за 2 с. Это позволило рассмотреть установившийся процесс виброкипения. При этом использовался шаг по времени, равный $1 \cdot 10^{-4}$ с. Шаг по координатам *x*, *y*, *z* – 0.005 м. В расчетах использовались монодисперсные частицы стекла диаметром 0,3 мм. Проводилось распараллеливание расчетов на 8 ядрах.

Расчеты проводились при значениях амплитуды вибрации в диапазоне A = 1,5-9 мм и частоты вибрации в диапазоне f = 10-80 Гц. Толщина слоя засыпки H = 50 мм. В результате серии трехмерных вычислительных экспериментов наблюдается волнообразная поверхность гранулированного материала. С увеличением амплитуды и частоты вибрации слой частиц теряет устойчивость и образуются всплески гранулированного материала. На рис. 1 представлена структура виброкипящего слоя. Из рисунка видно, что с увеличением амплитуды вибрации более четко визуализируются всплески и увеличивается их высота. При амплитуде вибрации 1.5–2 мм и частоте вибрации менее 20 Гц наблюдается волнообразная поверхность слоя материала, но всплески не визуализируются. При частоте 10 Гц и амплитуде 1.5 мм волны на поверхности слоя практически не визуализируются, и степень расширения (отношение максимальной высоты виброкипящего слоя к его начальной высоте) мала.



Рис. 1. Структура виброкипящего слоя (f = 40 Гц): a – результаты моделирования при A = 6 мм; $\delta - 9$

На рис. 2 представлена зависимость степени расширения слоя в процессе виброкипения от амплитуды и частоты вибрации. Видно, что степень расширения виброкипящего слоя больше зависит от амплитуды вибрации. Следует отметить, что с увеличением частоты вибрации, начиная с 30 Гц, между нижней частью слоя и полкой (на которой располагается материал) образуется зазор. При малых значениях амплитуды (1.5 мм) небольшой зазор (высотой около 5 мм) образуется только при частоте 80 Гц. При больших значениях амплитуды (больше 3 мм) зазор образуется уже при частоте 30 Гц. При амплитуде 6–9 мм зазор достигает 10–15 мм. При этом максимальная высота слоя практически не меняется с увеличением частоты вибрации.



Рис. 2. Степень расширения виброкипящего слоя: 1 – результаты моделирования при A = 1.5 мм; 2 - 3; 3 - 6; 4 - 9

Работа выполнена в рамках Программы фундаментальных исследований по стратегическим направлениям развития науки Президиума РАН № 1 «Фундаментальные проблемы математического моделирования».

Авторы выражают благодарность сотрудникам Института системного программирования РАН, предоставившим вычислительные ресурсы web-лаборатории UniHUB.

Обозначения

A – амплитуда вибрации полки; \overline{a} – ускорение вибрации полки (стенки), на которой располагается слой материала; \overline{D}_a – тензор скоростей деформации твердой фазы; \overline{g} – ускорение свободного падения; H – начальная высота слоя частиц (толщина засыпки); Hmax – максимальная высота виброкипящего слоя; \overline{M}_{ϕ} – член, моделирующий обмен импульсом между фазами; P – давление газовой фазы; $\overline{R}_{\phi,eff}$ – тензор эффективных напряжений; \overline{U}_{ϕ} – вектор скорости фазы ϕ ; α_{ϕ} – объемная доля фазы ϕ ; θ – гранулярная температура (пропорциональна кинетической энергии частиц); ρ_{ϕ} – плотность фазы ϕ .

Литература

1. Членов В. А., Михайлов Н. В. Виброкипящий слой. М.: Наука, 1972. – 343 с.

2. Орлова Н. С. Сравнение результатов экспериментального исследования виброкипящего слоя с расчетами по гидродинамической модели гранулярного газа // ИФЖ. 2014. Т. 87, № 2. С. 429–435.

3. Орлова Н. С. Сравнение расчетов по двухжидкостной модели виброожиженного слоя с экспериментальными данными // ИФЖ. 2012. Т. 85, № 6. С. 1202–1207.

4. Martin T. W., Huntley J. M., Wildman R. D. Hydrodynamic model for a vibrofluidized granular bed // J. Fluid Mech. 2005. Vol. 535. Pp. 325–345.

5. Tatemoto Y., Mawatari Y., Noda K. Numerical simulation of cohesive particle motion in vibrated fluidized bed // Chem. Eng. Science. 2005. Vol. 60. Pp. 5010–5021.

6. Acosta-Iborra A., Hernandez-Jimenez F., de Vega M., Briongos J.V. A novel methodology for simulating vibrated fluidized bed using two-fluid models // Chem. Eng. Science. 2012. Vol. 198–199. Pp. 261–274.

7. Консоль на управляющий узел кластера, "JSCC RAS Cluster Console". URL: https://unihub.ru/tools/js3console/ (дата обращения: 12.06.2015).

8. Rusche H. Computational Fluid Dynamics of Dispersed Two-Phase Flows at High Phase Fractions. Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy of the University of London and Diploma of Imperial College. 2002.

9. B. van Wachem. Derivation, Implementation, and Validation of Computer Simulation Models for Gas-Solid Fluidized Beds. Dissertation at Delft University of Technology. 2000.

10. Orlova N. S., Volik M. V. Modelling of vibrofluidized bed dynamics using OpenFoam // Waves and vortices in complex media: 5th Intern. Scientific School of Young Scientists, November 25–28, 2014. Moscow, 2014. Pp. 72–74.

УДК (669-97):66.099.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В БАРАБАННОМ АГРЕГАТЕ ГОРЯЧЕГО ОКОМКОВАНИЯ

Е. С. Каменецкий^{1,2}, Г. И. Свердлик², Н. С. Орлова^{1,3}, В. Н. Хостелиди²

¹Владикавказский научный центр РАН, г. Владикавказ, Россия ²Северо-Кавказский горно-металлургический институт (государственный технологический университет), г. Владикавказ, Россия ³Финансовый университет при Правительстве РФ, г. Владикавказ, Россия

Агрегат горячего окомкования [1], совмещающий процессы окомкования и обжига окатышей, позволяет сократить число агрегатов и повысить качество окатышей за счет отсутствия разрушения их части при транспортировке (особенно при перегрузке). При проектировании такого агрегата возникает задача разработки конструкции устройства для сжигания топлива, находящегося внутри барабана. Для создания в агрегате температурных зон рекомендуемой последовательности технологических операций: получения сырых окатышей, сушки, подогрева, обжига и охлаждения определяющее значение имеет число горелок и их расположение. Для выбора оптимального числа горелок и расстояния между ними требуется разработка методики расчета температурного поля внутри агрегата и, особенно, в зоне расположения блока горелок. На основе результатов теоретического и экспериментального исследования распределения температуры на поверхности материала была разработана методика расчета температурного поля с целью определения рекомендуемых параметров конструкции агрегата [2, 3]. В этих работах представлены результаты сравнения расчетов распределения температуры, полученных с использованием методики, с экспериментальными данными. Было установлено, что методика дает вполне удовлетворительные результаты. В связи с этим она используется для проектирования агрегата.

Известно, что материал, в основном, нагревается от потока энергии, излучаемого факелом. Материал также частично нагревается от футеровки агрегата, которая, в свою очередь, нагревается в результате излучения факела. В работе [4] указано, что количество теплоты, аккумулированное футеровкой и затраченное на нагрев материала, в среднем составляет около 10% от потока энергии, излучаемого факелом на поверхность материала. Предполагалось, что с нагреваемой поверхности материала осуществлялся теплоотвод в газы, движущиеся в агрегате [2, 3]. В связи с этим можно записать стационарное уравнение

$$Q_{lP} + 0, 1Q_{lP} = \alpha (T_P - T_B) F_P.$$
(1)

Второй член в левой части уравнения (1) – поправка, учитывающая нагрев материала от футеровки. Следует отметить, что круговое движение барабана агрегата с низкой частотой вращения и движение материала вдоль барабана при малых скоростях не должно значительно влиять на распределение температуры.

Поток излучения, падающий от поверхности конечных размеров на элементарную площадку *P* (рис. 1), можно определить по следующей формуле [2–4]:

$$Q_{lP} = Q_l \varphi_{lP} \,. \tag{2}$$

Предполагалось, что ось факела, который моделируется в виде цилиндра малого диаметра [4], и поверхность материала расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Формула для определения локального углового коэффициента ϕ_{IP} представлена в [4].

В уравнении (1) неизвестными являются температура на поверхности элементарной площадки T_P и температура воздуха T_B . Так как газы в барабане движутся вдоль трубы, целесообразно считать температуру газов в области от входной границы до первой горелки температурой атмосферы, которую в дальнейшем будем принимать равной $T_B = 20$ °C. В области непосредственно под горелкой и от первой горелки до следующей температуру T_B можно считать как температуру смеси продуктов горения факела и воздуха в барабане. Для определения температуры смеси решалось следующее уравнение:

$$c_{cM}T_{\phi 1}(V_m + V_{BCM}) + c_B T_B(V_B - V_{BCM}) = c_{CM}T_{CM1}(V_m + V_B),$$
(3)

где c_{cM} – средняя теплоемкость смеси продуктов горения топлива и воздуха; c_{θ} – средняя теплоемкость воздуха; T_{ф1} – температура факела первой горелки; T_e – температура окружающего воздуха ($T_e = 20$ °C); V_{ecm} – объемный расход воздуха, затрачиваемый на поддержание горения топлива; V_в – объемный расход воздуха в барабане с учетом коэффициента заполнения материалом (15-20% от сечения барабана). Следует отметить, что часть объемного расхода воздуха в барабане V_в затрачивается на поддержание горения топлива. Предполагается, что эта часть может быть определена из стехиометрического соотношения, т. е. происходит полное сгорание топлива. Коэффициент стехиометрии для пропана равен 23,8, т. е. для сгорания 1 м³ пропана теоретически необходимо 23,8 м³ воздуха (таким образом, $V_{scm} = 23,8V_m$). Известно, что максимально возможная температура, развиваемая при полном горении пропана в теоретически необходимом для горения количестве воздуха без предварительного подогрева воздуха и топлива, равна 2100 °C. В связи с этим, так как в качестве топлива, в основном, используется пропан, будем считать температуру факела равной 2100 °С. Из уравнения (3) можно рассчитать температуру смеси продуктов горения первого факела и воздуха T_{см1} в барабане. Значение T_{см1} можно использовать в качестве T_B при расчете температуры на поверхности материала T_P в области непосредственно под первой горелкой и от нее до второй горелки, используя уравнение (1).

В области под второй горелкой и от второй горелки до следующей горелки температуру T_B можно считать как температуру смеси продуктов горения первого факела, воздуха и продуктов горения второго факела. Поэтому в уравнении (3) вместо T_e используется T_{cM1} . Таким же образом рассчитывается температура смеси в остальных областях (если добавить еще горелки), в том числе в последней области (от последней горелки до выходной границы). Соответственно для расчета температуры смеси в области под третьей горелкой и от нее до следующей (четвертой) в уравнении (3) вместо T_e будет использоваться T_{cM2} и т.д. Затем эти значения температуры используются для расчета температуры на поверхности нагреваемого материала в каждой области.

На основе разработанной методики был создан программный комплекс. Результаты вычислений, полученные с использованием программного комплекса, позволили определить параметры конструкции агрегата. На рис. 1 представлено распределение температуры на поверхности материала вдоль барабанного агрегата. Цифрами 1, 2, ..., 5 обозначено расположение горелок вдоль агрегата. Кривая 1 на рис. 1 – усредненная кривая для выполнения особенностей технологического процесса: медленного повышения температуры при сушке (чтобы не было растрескивания) и постоянство температуры в зоне обжига [5]. Кривая 2 – результаты расчетов, полученные с использованием разработанной методики.

Как видно из рисунка, результаты расчетов хорошо соответствуют рекомендуемым значениям температуры на поверхности материала в каждой зоне. Длина барабанного агрегата *L* принята равной десяти диаметрам (внутренний диаметр барабана *D* в расчетах равен 2,8 м). Количество газовых горелок равно пяти. Первая горелка располагается на входе в зону обжига, последняя (пятая) горелка – на выходе из зоны обжига, еще три горелки

располагаются внутри зоны обжига. Расстояние от каждой горелки до поверхности материала 1,7–2,1 м. Расстояние между горелками одинаковое и составляет 1,375 м. Диаметр сопла горелок выбран в диапазоне 4–5 мм, скорость истечения топлива из сопла примерно равна 250 м/с (в качестве топлива используется пропан), скорость воздуха в барабане равна примерно 1 м/с.



Рис. 1. Распределение температуры на поверхности материала в барабанном агрегате

При перечисленных значениях параметров достигается необходимое для каждой зоны распределение температурного поля на поверхности материала вдоль барабанного агрегата, которое обеспечивает получение на выходе из агрегата окатышей.

Обозначения

 c_{cM} – средняя теплоемкость смеси продуктов горения топлива и воздуха; c_{θ} – средняя теплоемкость воздуха; D – внутренний диаметр барабана; F_P – площадь элементарной площадки; L – длина барабанного агрегата; Q_l – поток, излучаемый поверхностью конечных размеров в окружающее пространство; Q_{lP} – поток излучения, падающий от эффективной поверхности факела на элементарную площадку P поверхности материала; T_{θ} – температура окружающего воздуха; $T_{\phi 1}$ – температура факела первой горелки; V_{θ} – объемный расход воздуха в барабане с учетом коэффициента заполнения материалом; V_{ecm} – объемный расход воздуха, затрачиваемый на поддержание горения топлива; α – коэффициент теплоотдачи за счет конвекции; ϕ_{IP} – локальный угловой коэффициент излучения.

Литература

1. Пат. 2163645 РФ С22В1/14. Барабанный агрегат для получения обожженных окатышей / Г. И. Свердлик, В. Н. Хостелиди.

2. Каменецкий Е. С., Свердлик Г. И., Орлова Н. С., Хостелиди В. Н. Расчетноэкспериментальное исследование распределения температурного поля в стационарной установке цилиндрической формы при радиальном расположении факела // Изв. ВУЗов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2014. № 4(179). С. 25–28.

3. Орлова Н. С., Хостелиди В. Н. Разработка методики расчета температурного поля в барабанном агрегате горячего окомкования // V Междунар. науч.-практ. конф. «Молодые

ученые в решении актуальных проблем науки»: Сборник работ молодых ученых. Владикавказ, 18–20 июня 2014 г. Владикавказ, 2014. С. 38–41.

4. Макаров А.Н. Теория и практика теплообмена в электродуговых и факельных печах, топках, камерах сгорания. Ч. 1. Основы теории теплообмена излучением в печах и топках. Тверь: ТГТУ, 2007. – 184 с.

5. Производство агломерата и окатышей: Справочник / С. В. Базилевич, А. Г. Астахов, Г. М. Майзель и др. М.: Металлургия, 1984. – 216 с.

УДК 533.6.011.6

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ КАПИЛЛЯРНО-ПОРИСТОГО ТЕЛА В ПРОЦЕССЕ КОНВЕКТИВНОЙ СУШКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ УЛЬТРАЗВУКА

Т. В. Карпухина, В. Н. Ковальногов, М. Г. Корныльев, Н. С. Софронов

Ульяновский государственный технический университет, г. Ульяновск, Россия

При освоении новых видов сырья, присадок и внедрении новых технологических приемов технологию сушки отрабатывают, как правило, путем натурных испытаний, дорогостоящих и не всегда гарантирующих оптимальный результат. Эффективные методы оптимизации технологического процесса конвективной сушки должны быть основаны на достоверном и точном прогнозировании кинетики тепловлажностного состояния капиллярно-пористого тела в процессе сушки с замещением натурных испытаний вычислительным экспериментом. Закономерности переноса теплоты и вещества в капиллярно-пористых телах во многом определяются структурными характеристиками тела.

В капиллярно-пористых телах процесс тепломассообмена в значительной степени усложняется в условиях изменения влагосодержания в поровом пространстве, поэтому при моделировании тепловлажностного состояния капиллярно-пористого тела учет особенностей материала, таких как размер пор, их форма, расположение необходимо выполнять интегрально через определение эффективных теплофизических свойств (плотности ρ, удельной теплоемкости с и теплопроводности λ).

В процессе сушки зачастую происходит большее сокращение объема верхних слоев, чем внутренних, что нередко приводит к растрескиванию образца при достижении им критического значения. Таким критическим значением является влажность, соответствующая нижнему пределу пластичности. В связи с этим в первые моменты сушки капиллярнопористого тела (особенно при высокой температуре и интенсивной циркуляции воздуха) главная задача заключается в том, чтобы затормозить резкое испарение влаги с поверхности.

Конвективная сушка капиллярно-пористых тел является наиболее энергоемкой и ответственной стадией. Технологический цикл сушки капиллярно-пористых тел отличается длительностью и энергоемкостью, что связано с необходимостью обеспечения равномерного объемного прогрева и обезвоживания, исключающих появление в изделиях дефектов в виде трещин и сколов. Необходимым условием реализации этого является достоверное и точное прогнозирование тепловлажностного состояния капиллярно-пористого тела в процессе сушки с учетом параметров сушильного агента [1, 2].

Ранее [1] установлено, что длительность конвективной сушки лимитируется в связи с более интенсивным влагопереносом в периферийной зоне тела (вблизи поверхностей) по

сравнению с зоной центра, в результате которого в периферийной зоне могут образовываться дефекты в виде сколов и трещин. Для интенсификации влагопереноса в центральной зоне капиллярно-пористого тела предложено накладывать ультразвуковые колебания, которые предотвращают закупоривание порового пространства паровоздушными пузырьками и многократно уменьшают вязкостный и инфекционный коэффициенты гидравлического сопротивления фильтрации влаги [3].



Для исследования эффективности этого решения разработана математическая модель тепловлажностного кинетики состояния капиллярно-пористых тел в процессе конвективной сушки. Задача формулируется И нестационарной решается В трехмерной постановке. Технологические параметры сушки, сушильной установки и параметры ТИП сушильного агента и изделия моделируются при расчетах заданием граничных условий на каждой из поверхностей капиллярно-пористого тела (рис. 1).

Рис. 1. Расчетная схема капиллярно-пористого тела

Распределение температуры в капиллярно-пористом теле определяется дифференциальным уравнением теплопроводности:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right).$$
(1)

С учетом гидротепловой аналогии дифференциальное уравнение влагопереноса имеет вид

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial W}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial W}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D \frac{\partial W}{\partial z} \right).$$
(2)

Учёт влияния ультразвука осуществляли опосредованно через коэффициент диффузии жидкости, который определяли экспериментально и уточняли по данным работы [3].

Начальные условия для уравнения теплопроводности и влагопереноса:

$$\tau = 0; \quad 0 \le x \le c; \quad 0 \le y \le b; \quad 0 \le z \le a: \quad T = T_0, \quad W = W_0.$$
(3)

Граничные условия (при $\tau > 0$) задавали в виде (в скобках указано обозначение грани на рис. 1):

$$x = 0; \quad 0 \le y \le b; \quad 0 \le z \le a \quad (ABFE): \alpha_5 \left(T_{f5} - T_W \right) - gr = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}; \quad \beta_5 \left(C_{f5} - C_W \right) = -D \frac{\partial W}{\partial x}; \tag{4}$$

$$x = 0; \ 0 \le y \le b; \ 0 \le z \le a \ (DCGH): -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_6 \left(T_{f6} - T_W \right) - gr; \ -D \frac{\partial W}{\partial x} = \alpha_6 \left(C_w - C_{f6} \right);$$
(5)

$$y = 0; \quad 0 \le x \le c; \quad 0 \le z \le a \quad (AEHD): \quad \alpha_3 \left(T_{f3} - T_W \right) - gr = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y}; \quad \beta_3 \left(C_{f3} - C_W \right) = -D \frac{\partial W}{\partial y}; \quad (6)$$

$$y = b; \quad 0 \le x \le c; \quad 0 \le z \le a \quad (BFGC): -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_4 \left(T_{f4} - T_W \right) - gr; \quad -D \frac{\partial W}{\partial y} = \beta_4 \left(C_W - C_{f4} \right); \quad (7)$$

$$z = 0; \quad 0 \le x \le c; \quad 0 \le y \le b \quad (ABCD): \alpha_1 \left(T_{f1} - T_W \right) - gr = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z}; \quad \beta_1 \left(C_{f1} - C_W \right) = -D \frac{\partial W}{\partial z}; \quad (8)$$

$$z = a; \quad 0 \le x \le c; \quad 0 \le y \le b \quad (EFGH): -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_2 \left(T_{f2} - T_W \right) - gr; \quad -D \frac{\partial W}{\partial z} = \beta_2 \left(C_W - C_{f2} \right). \tag{9}$$

Аналитическому решению система дифференциальных уравнений теплопроводности и влагопереноса (1), (2) не поддается, поэтому для ее интегрирования применяли численный метод конечных разностей. Для этого с использованием явной разностной схемы второго порядка аппроксимации по пространственным переменным и первого порядка по времени строили разностные аналоги уравнений теплопроводности и влагопереноса для типовых (внутренних) и всех особых (расположенных на поверхностях, на ребрах, в углах) расчетных точек капиллярно-пористого тела, а также получили выражения для определения устойчивого шага $\Delta \tau$ интегрирования по времени. С помощью построенной системы разностных уравнений по заданному начальному тепловлажностному состоянию капиллярно-пористого тела в процессе конвективной сушки [4].

С целью прогнозирования и предотвращения технологического брака для всех внутренних точек ($i = 2 \dots (n_x - 1)$; $j = 2 \dots (n_y - 1)$; $k = 2 \dots (n_z - 1)$) определяли градиенты температуры и влагосодержания в изделии:

grad
$$W_{i,j,k} = 0, 5\sqrt{\left(\frac{W'_{i+1,j,k} - W'_{i-1,j,k}}{\Delta x}\right)^2 + \left(\frac{W'_{i,j+1,k} - W'_{i,j-1,k}}{\Delta y}\right)^2 + \left(\frac{W'_{i,j,k+1} - W'_{i,j,k-1}}{\Delta z}\right)^2},$$
 (10)

grad
$$T_{i,j,k} = 0, 5\sqrt{\left(\frac{T'_{i+1,j,k} - T'_{i-1,j,k}}{\Delta x}\right)^2 + \left(\frac{T'_{i,j+1,k} - T'_{i,j-1,k}}{\Delta y}\right)^2 + \left(\frac{T'_{i,j,k+1} - T'_{i,j,k-1}}{\Delta z}\right)^2}$$
 (11)

Значения коэффициента диффузии *D* жидкости в капиллярно-пористом пространстве под воздействием ультразвука, входящие в уравнение (2), определяли экспериментально по оригинальной методике [5]. Некоторые результаты выполненных исследований показаны на рис. 2.



Рис. 2. Влияние ультразвука на длительность сушки капиллярно-пористого тела: сплошная линия – сушка без применения ультразвука; штриховая – сушка с применением ультразвука; $I, 2, 3 - T_f = 373; 333; 323$ К

Установлено, что наложение ультразвука способствует сокращению времени конвективной сушки на 30–40%. Результаты исследований будут использованы для совершенствования существующих и разработки новых энергоэффективных технологий сушки.

Работа выполнена при поддержке грантом РФФИ по проекту № 15-48-02275-рег_а.

Обозначения

с – эффективная удельная теплоемкость капиллярно-пористого тела, Дж/(кг·К); С_{fi} – концентрация водяного пара в потоке сушильного агента, $\kappa r/m^3$; C_w – концентрация водяного пара на поверхности капиллярно-пористого тела, кг/м³; D – коэффициент диффузии жидкости в материале, m^2/c ; *i*, *j*, *k* – номер расчетной точки; *g* – плотность массового потока пара с поверхности капиллярно-пористого тела в анализируемой точке, $\kappa r/(m^2 \cdot c)$; grad $W_{i,i,k}$ – градиент влагосодержания, кг/м⁴; grad $T_{i,i,k}$ – градиент температуры, К/м; n_x , n_y , n_z – количество расчетных точек вдоль осей x, y и z соответственно; r – скрытая теплота испарения, Дж/кг; Т – температура капиллярно-пористого тела, К; T_{fi} – температура сушильного агента, К; То – начальная (до сушки) температура капиллярно-пористого тела, К; W – влагосодержание, кг/м³; $W_{i,j,k}$ – влагосодержание, кг/м³; W_0 – исходное (до сушки) влагосодержание, кг/м³; u – скорость движения сушильного агента в сушильном устройстве (направлена вдоль оси z), м/с; x, y, z – координаты декартовой системы, м; α_i – коэффициент теплоотдачи сушильного агента к *i*-й поверхности капиллярно-пористого тела, $BT/(M^2 \cdot K)$; β_i – коэффициент массоотдачи с поверхности капиллярно-пористого тела к сушильному агенту, м/с; λ – эффективная теплопроводность капиллярно-пористого тела, Bt/(м·K); ρ – эффективная плотность капиллярно-пористого тела, кг/м³; т – текущее время, с; т_с – время сушки, с; Δx , Δy , Δz – шаги интегрирования по пространственным переменным.

Литература

1. Ковальногов В. Н., Павловичева Т. В. Моделирование и экспериментальное исследование энергоэффективной сушки строительного кирпича // Промышленная теплотехника, 2011. № 8. С. 54–57.

2. Ковальногов В. Н., Павловичева Т. В., Фокеева Е. В. Моделирование влияния регенерируемого сушильного агента на тепловлажностное состояние керамического кирпича в технологическом процессе сушки // ММФ–2012: XIV Минский междунар. форум по теплои массообмену: Тез. докл. и сообщ. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 10–13 сентября 2012 г. Минск, 2012. Т. 1. С. 504–506.

3. Ковальногов В. Н. Разработка методов повышения эффективности механической обработки путем наложения модулированных ультразвуковых колебаний на смазочно-охлаждающую жидкость и инструмент. Saarbrucken, Germany: Palmarium Academic Publishing, 2012. – 404 р.

4. Журавлев А. А., Карпухина Т. В., Химин И. С. Исследование закономерностей кинетики тепловлажностного состояния керамического кирпича в процессе сушки // Актуальные проблемы энергетики АПК: Материалы V междунар. науч.-практ. конф. / Под ред. В. А. Трушина. Саратов: Буква, 2014. С. 109–112.

5. Пат. № 2469292 РФ. Способ определения коэффициента диффузии жидкости в капиллярно-пористом теле / В. Н. Ковальногов, Н. Н. Ковальногов, Т. В. Павловичева. 2012. Бюл. № 34.

УДК 536.24

ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ НЕСУЩЕЙ ТРУБЫ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ, ОБЪЕМНУЮ И МАССОВУЮ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХООХЛАЖДАЕМЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НЕФТЕГАЗОВОГО КОМПЛЕКСА

В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. С. Дмитриченко

Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Беларусь

Традиционно теплота в технологических процессах и от охлаждаемого оборудования до середины 70-х годов прошлого столетия отводилась пресной охлаждающей водой [1]. Однако в ряде районов сформировавшихся крупных промышленно-производственных комплексов возникла народнохозяйственная проблема с обеспечением их водой на цели охлаждения – она или полностью отсутствовала, или находилась в твердом фазовом состоянии. Возник явный дефицит воды, как охлаждающего агента, и по общим оценкам ее потребление к окончанию XX в. приблизилось к критической величине полезной отдачи от рек, водоемов и других водоисточников. Начался интенсивный пересмотр технической политики на способы отвода теплоты, заменяя воду, как рабочий охлаждающий агент, воздухом, доступным в любой географической точке планеты.

Реализация воздушного охлаждения в технологических процессах нефтегазового комплекса (нефтеперерабатывающие и газоперерабатывающие заводы, транспортировка природного газа от мест добычи к потребителям) осуществляется через воздухоохлаждаемые теплообменники называемые аппаратами воздушного охлаждения (ABO). Теплообменные секции отечественных ABO собирались исключительно из биметаллических ребристых труб (БРТ) круглого поперечного сечения. Однако в России и странах ближнего зарубежья эксплуатируется значительное количество импортных ABO, изготовленных фирмами Бальке–Дюрр, ГЕА, Хадсон с теплообменными секциями из труб плавнообтекаемой формы (овалоребристыми, эллиптическими с насадными прямоугольными ребрами), называемых профильноребристыми. Значительная часть этих ABO физически изношены, выработали нормативный ресурс и требуют замены. Применение профилированных БРТ мотивируется возможностью интенсификации теплоотдачи по воздушной стороне увеличением скорости воздуха из-за меньшего аэродинамического сопротивления таких труб при одинаковых потерях давления в теплообменных секциях из кругло- и профильноребристых пучках.

Для принятия обоснованного технического решения необходимы сравнительные данные энергетической эффективности, объемной и массовой характеристик обоих типов секций АВО при одинаковых исходных параметрах. В этом заключается цель доклада.

Имеющиеся исследования [2–4] по этому направлению относятся к поперечнообтекаемым пучкам из гладких профилированных и круглых труб и показано, что основное преимущество профилированных поверхностей заключается в меньшей объемной характеристике. Исследований по сравнительному сопоставлению основных показателей поперечно обтекаемых воздухом пучков из круглоребристых и плавнообтекаемых труб известно ограниченное количество [5–7].

Учитывая изложенное, нами были выполнены вариантные поверочные теплогидравлические расчеты двух ABO бензина одинакового фронтального сечения 4×4 м с горизонтальным расположением теплообменных секций [1]. Компоновка оребренных труб в секциях шахматная, количество поперечных рядов по направлению движения воздуха равно шести. Каждый аппарат трехсекционный с перекрестно-противоточным движением бензина и воздуха. Число ходов бензина в секции – три. Обвязка секций по бензину, движущемуся внутри труб, параллельная. Принудительное движение воздуха через межтрубное пространство секций создается осевым вентилятором с колесом ЦАГИ УК–2М диаметром 2,8 м. Частота вращения колеса 213 и 425 мин⁻¹ (3,55 и 4,08 с⁻¹). Угол установки лопастей вентилятора равен 20° .

Бензин охлаждается от 110 °C до 50 °C, давление бензина 4 МПа. Температура охлаждающего воздуха – 25°C.

Аппараты различаются конструкцией поверхности теплообмена. В АВО № 1 секции собраны из круглоребристых труб следующих параметров: наружный диаметр несущей трубы 26 мм с толщиной стенки 2 мм. Коэффициент оребрения трубы – 14,1. Шаги труб в решетках: поперечный – 55,36 мм; продольный – 50 мм.

В АВО № 2 секции собраны из овалоребристых труб с размерами овала несущей трубы 18×55 мм, толщина стенки стальной трубы 2 мм. Коэффициент оребрения – 12. Шаги труб – поперечный 46,8 мм, продольный – 72 мм. Движение воздуха осуществляется в направлении большой оси овала.

Несущие трубы в АВО № 1 и АВО № 2 оребрены спиральными стальными ребрами из ленты, навитой в горячем состоянии. Для монолитного соединения осуществлена оцинковка. В обоих конструкциях труб размеры ребер одинаковы: высота 13 мм, шаг 3 мм, толщина 0,5 мм.

Количество труб в АВО № 1 n = 387 шт., площадь поверхности оребрения F = 1795 м², масса оребренных труб пучка M = 5025 кг, тепловой поток аппарата при частоте вращения $\omega = 3,55$ с⁻¹ Q = 1056 кВт, мощность вентилятора на прокачку воздуха N = 5,5 кВт, а при $\omega = 7,08$ с⁻¹ имеем Q = 1500 кВт, N = 38,4 кВт.

Для ABO \tilde{N}_{2} имеем n = 459 шт, $F = 2736 \text{ м}^{2}$, M = 7129 кг, при $\omega = 3,55 \text{ c}^{-1}$ Q = 1147 кBT, N = 5,47 кBT, а при $\omega = 7,08 \text{ c}^{-1}$ имеем Q = 1853 кBT, N = 38,1 кBT.

Расчеты показали, что при N = idem приведенный коэффициент теплоотдачи ABO №1 на 20% больше аналогичного значения для ABO № 2. Подобная картина характерна и для изменения коэффициента теплопередачи. Следовательно, в энергетическом отношении удобообтекаемые трубчатые оребренные поверхности, несмотря на более совершенную по аэродинамическим условиям форму поперечного сечения, не имеют преимущества по сравнению с плохообтекаемыми поперечным потоком круглоребристыми цилиндрами.

Тепловой поток при N = idem у ABO № 2 больше в 1,1-1,24 раза в сравнении с аналогичной характеристикой ABO № 1. Но противоречие кажущееся. В ABO № 2 из овалоребистых труб площадь поверхности оребрения в среднем на 50% больше этого параметра для ABO № 1 из круглоребристых труб. Поэтому тепловой поток увеличился исключительно вследствие опережающего роста площади поверхности оребрения, что является общим конструктивным свойством теплообменников из профильных труб и хорошо согласуется с данными работы [7].

Предельное значение поперечного шага S_1 в пучках из круглоребристых труб равно наружному диаметру *d* ребра ($S_{1np} = d$), а из профильноребристых $S_{1np} < d$. Одновременно глубина (высота) каждой секции в АВО № 2 увеличивается по сравнению с АВО №1 от 250 до 360 мм, т. е. на 45%, что вызывает пропорциональный рост металлоемкости трубных решеток, продуктовых крыше и крепежа АВО № 2. Для стационарных АВО высота не является строго регламентированной в противоположность АВО транспортных энергетических установок.

Сравнительный анализ изменения относительной массовой характеристики $\overline{M} = Q/(M\Delta t_{cp}) = f(N)$ показывает, что N = idem для ABO № 1 значения \overline{M} в 1,12–1,23 раза меньше аналогичной характеристики ABO № 2. Следовательно, каждый килограмм металла при среднем температурном напоре $\Delta t_{cp} = 1$ отводит на 12–13% больше теплоты

теплоотдающей площадью из круглоребристых труб по сравнению с удобнообтекаемыми овалоребристыми трубами.

По расчетам при одинаковых h, s, Δ на оребрение 1 м трубы овального профиля по сравнению с круглым затрачивается в 1,26 раза больше металла, а масса металла ребер M_p в ABO № 2 с учетом большего количества труб в аппарате увеличивается до 46% в сопоставлении с данным значением для ABO № 1 из круглых труб. Как видно, конструкция трубы № 2 априори сопровождается расположением основной массы металла ребер теплоотдающей площади на гидродинамически неблагоприятных для теплоотдачи участках периметра трубы, что дополнительно снижает тепловую эффективность использования металла. Масса гладких несущих труб в ABO № 2 также на 29% больше, чем в ABO № 1. Кроме этого технология сборки и изготовления труб в ABO № 2 требует дополнительных операций. Очевидно, что стоимость ABO № 2 превышает стоимость ABO № 1.

Таким образом, при проектировании стационарных ABO нецелесообразно применять профильно-ребристые трубы обтекаемой формы, а замена теплообменных секций из таких труб в эксплуатируемых ABO может быть успешно осуществлена установкой секций из круглоребристых труб отечественного производства, технические характеристики которых позволяют обеспечить исходную теплопроизводительность аппарата с установленным вентилятором.

Литература

1. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / Под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб: Недра, 1996. – 512 с.

2. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М. - Л.: Энергия, 1966. – 184 с.

3. Письменный Е. Н. Пути совершенствования трубчатых воздухонагревателей ГТУ // Теплоэнергетика. 2012. № 6. С. 67–72.

4. Письменный Е. Н., Терех А. М., Кондратюк В. А. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление пакетов профилированных труб // Тр. 6-й Рос. нац. конф. по теплообмену. Вынужденная конвекция однофазной жидкости. М.: МЭИ, 2014. Т. 2.

5. Юдин В. Ф., Федорович Е. Д. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля // Тепломассообмен. ММФ-92: II Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: Тез. докл. и сообщ. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 18-22 мая 1992. Минск, 1992. Т. 1, Ч. 1. С. 58-61.

6. Пиир А. Э., Кунтыш В. Б. Исследование влияния профиля несущей трубы и формы поперечного сечения ребра на энергомассовые характеристики аппарата воздушного охлаждения // Тр. Второй. Рос. нац. конф. по теплообмену. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. М.: МЭИ. 1998. Т. 6. С. 178–180.

7. Письменный Е. Н., Терех А. М., Семеняко А. В. и др. Тепловая эффективность коридорных пучков поперечно оребренных труб различного профиля // Восточно-Европейский журнал. 2010. № 2/7 (44). С. 4–8.

УДК 536.24

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ ЗАГРЯЗНИТЕЛЕЙ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

В. Б. Кунтыш, С. О. Филатов, А. М. Королькова, В. В. Дударев

Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Беларусь

В настоящее время весьма значительную часть технологического оборудования в химической, нефтеперерабатывающей, энергетической, газовой, газоперерабатывающей отраслях промышленности составляет теплообменная аппаратура. Так, на предприятиях химической промышленности теплообменное оборудование в среднем составляет 15–18% от всей номенклатуры технологического оборудования, в нефте- и газоперерабатывающей отраслях промышленности – до 50% [1].

Широкое применение для охлаждения природного газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов получили аппараты воздушного охлаждения (ABO), теплообменные секции которых собираются из биметаллических ребристых труб (БРТ). В процессе эксплуатации оребренная поверхность ABO загрязняется, ее очистка в условиях эксплуатации ABO весьма трудоемка. По мере загрязнения происходит снижение теплопередачи и, как следствие, падение тепловой эффективности ABO. В результате ряда исследований [1–5] было установлено, что термическое сопротивление загрязнения является одним из определяющих при расчете термического сопротивления всей оребренной трубы, а соответствующее снижение значения коэффициента теплопередачи относительно проектной величины приводит к значительному ухудшению тепловой эффективности ABO.

Таким образом, на основании анализа опубликованных исследований можно утверждать, что внешнее загрязнение оребренной поверхности ABO приводит к ощутимому ухудшению интенсивности теплопередачи и, как следствие, к увеличению эксплуатационных затрат, поэтому при проектировании ABO необходимо учитывать влияние загрязнения на величину коэффициента теплопередачи. Однако недостаток информации по теплопроводности основных типов загрязнителей оребренной поверхности не позволяет обеспечить точность и достоверность результатов этих расчетов из-за того, что, как правило, при расчете термического сопротивления загрязнения его теплопроводность принимают соответствующей теплопроводности теплоизоляционных материалов, т. е. приблизительно.

Определенная сложность при расчете термического сопротивления загрязнения возникает еще из-за того, что его состав индивидуален для каждого ABO и зависит от места расположения и планировки площадки, климатических особенностей и времени года. Так, загрязнение ABO может представлять собой частицы мелкого песка, иголки хвойных деревьев, прошлогоднюю листву и траву, пыль, золу, пух. На данный момент экспериментально исследована теплопроводность только отдельных внешних загрязнителей теплообменных секций ABO [6]. Результаты этого исследования указывают на очевидную необходимость дальнейшего изучения этого вопроса, что и являлось целью настоящей работы.

В работе исследована зависимость теплопроводности λ от плотности ρ следующих доминирующих внешних загрязнителей оребренной поверхности теплообмена ABO: мелкий песок; камышовый пух; торфяная крошка; листва; сосновые иголки; зола (ситовой анализ – 1,5–2 мм). Также исследована теплопроводность смесей в соотношении 1:1 по массе : песок с золой; песок с камышовым пухом; торфяная крошка с листвой. Измерение теплопроводности λ загрязнителей проводилось на экспериментальной установке, реализующей стационарный метод плоского слоя [6]. Обобщенные результаты показаны в табл. 1.

Таблица 1

		-
Исследуемый загрязнитель	Диапазон плотности	Диапазон теплопроводности
	ρ, кг/м ³	λ, Вт/(м·К)
Камышовый пух	30-270	0,0550-0,0850
Торфяная крошка	100-240	0,0740-0,0930
Листва	35–190	0,0630-0,0790
Мелкий песок (пыль)	270-530	0,0810-0,1020
Сосновые иголки	70–152	0,0694–0,0764
Зола	90–155	0,0735-0,0777
Смесь песка с золой	150-310	0,0790-0,0940
Смесь песка с камышовым пухом	240-360	0,0740-0,0900
Смесь торфяной крошки с листвой	50-170	0,0660–0,0920

Характеристика наиболее распространенных внешних загрязнителей аппаратов воздушного охлаждения

В ходе анализа экспериментальных данных установлено, что камышовый пух и листва имеют практически одинаковую теплопроводность в исследуемом диапазоне плотностей. Теплопроводности сосновых иголок и золы в этом же интервале плотностей оказались выше на 5–10%, а теплопроводность торфяной крошки – на 15–20%. Для песка влияние плотности на теплопроводность слабее, чем для остальных видов загрязнений, из-за того, что первый имеет более низкую пористость. В исследуемом диапазоне плотностей теплопроводность теплопроводность к в исследуемом диапазоне плотностей теплопроводность слабее, чем для остальных видов загрязнений, из-за того, что первый имеет более низкую пористость. В исследуемом диапазоне плотностей теплопроводности теплопроводности от плотности исследованных различных типов загрязнителей имели относительно близкое взаимное расположение, что позволяет рекомендовать при расчете теплопроводности слоя загрязнения с произвольным сочетанием и концентрацией компонентов следующую обобщенную зависимость теплопроводности от плотности в диапазоне насыпных плотности в 30 до 550 кг/м³, Вт/(м·К): $\lambda = 0,062 + 7,7\cdot10^{-5}\rho$.

Литература

1. Шмеркович В. М. Применение аппаратов воздушного охлаждения при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1971.

2. Кунтыш В. Б., Кузнецов Н. М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат, 1992.

3. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977.

4. Камалетдинов И. М. Энергосбережение при эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения на магистральных газопроводах: Дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2002.

5. Беркутов Р. А. Повышение энергоэффективности систем охлаждения газа на компрессорных станциях: Дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2010.

6. Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Филатов С. О. и др. Исследование теплопроводности внешних загрязнителей теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения // Хим. техника. 2013. № 11. С. 35–38.

УДК 536.24

ВЛИЯНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ СТЕНКИ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА И КОЭФФИЦИЕНТ МОЩНОСТИ В АППАРАТЕ С МЕШАЛКОЙ

Т. Ш. Маграквелидзе, А. Н. Микашавидзе, Н. О. Банцадзе, Х. Н. Ломидзе, Ц. С. Шенгелия, И. Г. Мантидзе

Грузинский технический университет, г. Тбилиси, Грузия Институт систем управления им. А. Елиашвили, г. Тбилиси, Грузия qvelit@rambler.ru

Аппараты с мешалками, как известно, широко применяются в химической, пищевой и других отраслях промышленности. Процессы, протекающие в таких аппаратах, часто сопровождаются интенсивным тепловыделением или, наоборот, поглощением тепла. Поэтому интенсификация теплообмена в аппаратах с мешалками является весьма актуальной проблемой. В настоящее время для интенсификации теплообмена широко применяется метод установки в аппарате вертикальных отражательных перегородок. Применение такого метода обеспечивает заметное увеличение интенсивности теплообмена (30–40%), однако при этом гораздо существенно растет мощность, потребляемая на перемешивание жидкости (7–8 раз) [1].

Одним из наиболее эффективных способов интенсификации теплообмена, как известно, является метод искусственной шероховатости. Применение такого метода с целью интенсификации теплоотдачи в случае турбулентного течения жидкости в каналах обеспечивает существенное (2.5–3 раза) увеличение коэффициента теплоотдачи [2]. Влияние искусственной шероховатости на теплоотдачу в аппарате с мешалкой впервые было исследовано в работе авторов [3], где было установлено, что создание шероховатости на одной ветви теплоотдающего змеевика, погруженного в аппарате с мешалкой обуславливает увеличение интенсивности теплоотдачи примерно в два раза.

Опыты по определению коэффициента мощности в аппарате с мешалкой с шероховатыми стенками, насколько нам известно, не проводились.

Ниже приведены результаты экспериментального исследования по теплоотдаче и мощности, потребляемой для перемешивания жидкости в цилиндрическом сосуде с мешалкой с гладкой и шероховатыми боковыми стенками. Опыты по теплоотдаче проводились на установке, подробно описанной в работе [3]. В этих опытах в качестве теплоносителя использовалась дистиллированная вода. В результате экспериментов было установлено, что шероховатость теплоотдающей стенки обусловливает увеличение интенсивности теплоотдачи примерно в два раза.

Для определения мощности, потребляемой на перемешивание жидкости, была создана экспериментальная установка, показанная на рис. 1. Основным элементом установки являлся цилиндрический сосуд, укрепленный на подшипниковом механизме, обеспечивающем свободное вращение сосуда вокруг своей оси. Крутящий момент *M* определялся методом взвешивания. Применяемая методика обеспечивала учет силы трения покоя цилиндрического сосуда. В экспериментах использовались электронные весы типа JDS20.

Вращение мешалки осуществлялось с помощью электродвигателя типа УМФ. Число оборотов мешалки *n* измерялось тахометром типа ДТ-2234В. В экспериментах использовалась двухлопастная мешалка с вертикально расположенными лопастями. Диаметр мешалки $d_{\rm M} = 71$ мм, а ширина лопастей B = 12 мм. Эксперименты проводились как с гладкой, так и шероховатыми поверхностями.



Рис. 1. Экспериментальная установка: 1 – цилиндрический сосуд; 2 – каркас; 3 – электродвигатель; 4 – ось мешалки; 5 – лопасти мешалки; 6 – кольца; 7 – элементы шероховатости; 8 – подшипниковый механизм; 9, 14 – нить; 10, 15 – направляющий; 11, 16 – контейнер; 12, 17 – гиря; 13 – электронные весы

В опытах шероховатость представляла собой сетку из пластмассы. В этих опытах высота элементов шероховатости h = 1.5 мм, размеры ячейки сетки $s_1 = 13$ мм, $s_2 = 12$ мм. Были проведены также опыты с двухмерной шероховатостью. Эксперименты выполнялись и с дистиллированной водой.

Коэффициент мощности определялся по формуле

$$K_N = \frac{2\pi M}{\rho n^2 d_M^5},$$

где р – плотность жидкости.

Все данные экспериментов автоматически обрабатывались на компьютере по созданной нами специальной программе. Часть экспериментальных данных в координатах K_N , Re_{II} предоставлена на рис. 2 ($\text{Re}_{II} = nd_M^2 / \nu$, ν – коэффициент кинематической вязкости).



Рис. 2. Зависимость коэффициента мощности от числа Рейнольдса: 1 – гладкая поверхность; шероховатые поверхности: 2 – сетка, 3 – двумерная шероховатость, h = 1.5 мм, s/h = 8. I – по формуле С. Нагата [4]

Как видно из рисунка, результаты опытов для гладкой стенки находятся в удовлетворительном согласии с известной формулой С. Нагата [4]. Видно также, что создание на поверхности сосуда шероховатости высотой элементов h = 1.5 мм и шагом между элементами – s = 12мм обуславливает увеличение коэффициента мощности менее, чем в два раза.

На основании анализа полученных экспериментальных данных по интенсивности теплоотдачи и мощности, потребляемой на перемешивание жидкости, можно сделать вывод о том, что применение метода искусственной шероховатости с целью увеличения эффективности аппарата с мешалкой является гораздо выгодным, чем установка отражательных перегородок.

Литература

1. Брагинский Л. Н., Бегачев В. И., Барабаш В. М. Перемешивание в жидких средах. Л.: Химия, 1984. – 336 с.

2. Gomelauri V. Influence of two – dimensional artificial roughness on convective heat transfer // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 1964. Vol. 7, No. 6. Pp.653–663.

3. Magrakvelidze T., Bantsadze N., Lekveishvili N., Mikashavidze A., Rusishvili J., Lomidze Kh. Influencie of Artificial Roughness on Convective and Boiling Heat Transfer in the Rotating Flow // 9th WSEAS Intern. Conf. on Heat and Mass Transfer (HMT'12). Harvard, USA, 2012. Pp. 53–58.

4. Штербачек З., Тауск П. Перемешивание в химической промышленности. Л.: Госхимиздат, 1963. – 410 с.

УДК 621.186:536.3

РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕНА И РАЗРАБОТКА ИННОВАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОДУГОВЫХ И ФАКЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

А. Н. Макаров, А. В. Кузнецов, М. К. Галичева, В. В. Окунева

Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Россия

Россия входит в число мировых лидеров по теме исследования, коллективу авторов принадлежат лидирующие позиции в аналитическом исследовании процессов теплообмена в дуговых, плазменно-дуговых сталеплавильных и факельных нагревательных печах, топках, камерах сгорания. Приоритет коллектива в аналитическом исследовании процессов теплообмена в электродуговых, плазменно-дуговых и факельных металлургических печах энергетических установок признан международным и российским научным сообществом и подтвержден представлением Международной ассоциацией авторов научных открытий диплома № 417 на открытие законов, сопровождающих преобразование электрической энергии в тепловую в электрических дугах, горящих в парах металлов, и энергии топлива в тепловую энергию при факельном сжигании топлива, данными Интернета о рекламе статей и патентов на изобретения, монографий по теплообмену в электродуговых и факельных печах, авторами которых являются члены коллектива. Для проверки информации достаточно набрать в поисковых системах Интернета слова "Макаров, теплообмен".

При проведении исследований теплообмена в электродуговых, плазменно-дуговых, факельных печах были открыты законы излучения изотермических коаксиальных цилиндрических полидисперсных неионизированных и ионизированных излучающих газовых объемов, слоев, образующихся при факельном сжигании газообразного, жидкого топлива и горении электрической дуги, столба плазмы в парах металлов при атмосферном давлении. Суть законов в следующем [1–4]. По разработанной методике факел в нагревательных печах, топках моделируется несколькими десятками изотермических коаксиальных цилиндрических полидисперсных неионизированных слоев; электрическая дуга, столб плазмы моделируются несколькими изотермическими коаксиальными цилиндрическими ионизированных слоев; электрическая дуга, столб плазмы моделируются несколькими изотермическими коаксиальными цилиндрическими ионизированных слоев; электрическая дуга, столб плазмы моделируются несколькими изотермическими коаксиальными цилиндрическими ионизированных слоев, высотой от 2 до 10 м диаметром от 0,2 до 5 м, что соответствует размерам факела (длина факела от 1 до 10 м, максимальный диаметр окружности эллипсоида вращения, ограничивающего факел от 0,5 до 4–5 м) и дуги (длина дуги от 0,2 до 2 м, диаметр от 0,1 до 0,3 м). В результате исследования обнаружили следующие законы излучения изотермических коаксиальных полидисперсных неионизированных и газовых ионизированных слоев.

Первый закон: элементарные угловые коэффициенты излучения слоев равны между собой. Из первого закона следует, что при расчете угловых коэффициентов излучения коаксиальных цилиндрических объемов достаточно определить угловой коэффициент излучения коаксиального цилиндра малого диаметра или, как его принято называть, линейного источника излучения, соосного с цилиндрическим газовым объемом. Угловые коэффициенты излучения являются основными расчетными величинами теплообмена излучением, их определение связано с вычислением двух-, четырехкратных интегралов, что усложняет задачу. Первый закон излучения изотермических коаксиальных цилиндрических полидисперсных и газовых слоев позволяет определять их угловые коэффициенты путем однократного интегрирования геометрических и тригонометрических зависимостей цилиндра малого диаметра.

Второй закон: средняя длина пути лучей от квадриллионов излучающих частиц коаксиальных цилиндрических газовых объемов до расчетной площадки одинакова и равна среднеарифметическому расстоянию от расчетной площадки до оси симметрии цилиндрических газовых объемов.

Третий закон: плотность потока излучения, падающего от коаксиальных цилиндрических газовых объемов на расчетную площадку, одинакова и не зависит от диаметра цилиндрических объемов.

Четвертый закон: суммарная плотность потока излучения, падающая на расчетную площадку от нескольких излучающих и поглощающих коаксиальных цилиндрических газовых объемов, равна плотности потока излучения коаксиального цилиндрического газового объема малого диаметра на расчетную площадку при мощности излучения, выделяющейся в цилиндрическом объеме малого диаметра, равной суммарной мощности излучения, выделяющейся во всех коаксиальных цилиндрических объемах, излучающих на расчетную площадку.

Пятый закон: при моделировании факела коаксиальными цилиндрическими газовыми объемами результаты расчета теплообмена включают в себя объемное излучение и поглощение всех слоев факела и их теплообмен со всеми поверхностями нагрева.

Все пять законов объединяются общим понятием инвариантности (одинаковости) излучений изохорных изотермических коаксиальных цилиндрических полидисперсных неионизированных и газовых ионизированных излучающих объемов, слоев, образующихся при факельном сжигании газообразного, жидкого топлива и горении электрической дуги в парах металлов при атмосферном давлении. Впервые в хаотичном излучении квадриллионов частиц, сопровождающих факельное сгорание топлива, выявлены законы, определяющие порядок в хаосе, позволяющие рассчитывать теплообмен и учитывать излучение всех частиц

вместе и каждой частицы в отдельности на расчетную площадку в печах, топках, камерах сгорания. Открытые законы теплового излучения позволили разработать модель факела в виде излучающего газового объема и современную теорию теплообмена в факельных печах, топках, камерах сгорания [5].

Практика эксплуатации электродуговых, плазменно-дуговых плавильных и факельных нагревательных печей подтверждает открытые законы теплообмена излучением в этих печах, открытие позволяет находить методы совершенствования печей и способов нагрева, плавления металла в них. Открытие законов излучения изотермических коаксиальных цилиндрических слоев, объемов электрической дуги и факела в печах позволило объяснить научные факты и экспериментальные данные, которые не находили ранее своего научного объяснения, создать новые способы плавки металла в дуговых и плазменно-дуговых печах, новые конструкции этих печей, снизить расход электроэнергии, время плавки, повысить производительность печей. На основании открытия создаются способы нагрева изделий в факельных печах, новые печи, топки, в которых повышаются равномерность нагрева, качество металла, производительность, сокращается расход топлива [6–13].

Литература

1. Makarov A. N. Regularities Pertinent to Heat Transfer between Torch Gas Layers and Steam Boiler Firebox Waterwalls. Part I. Geometrical and Physical Torch Model as a Source of Heat Radiation // Thermal Engineering. 2014. Vol. 61, No. 9. Pp. 642–648.

2. Makarov A. N. Regularities Pertinent to Heat Transfer between Torch Gas Layers and Steam Boiler Firebox Waterwalls. Part II. Gas Layer Radiation Laws and the Procedure for Calculating Heat Transfer in Furnaces, Fire Boxes, and Combustion Cambers Developed on the basis of these Laws // Thermal Engineering. 2014. Vol. 61, No. 10. Pp. 717–723.

3. Makarov A. N. Regularities Pertinent to Heat Transfer between Torch Gas Layers and Steam Boiler Firebox Waterwalls. Part III. Examples of Heat Transfer Calculation in Torch Furnaces and Steam Boiler Fireboxes // Thermal Engineering. 2014. Vol. 61, No. 11. Pp. 814–821.

4. Makarov A. N. Theory of radiative heat exchange in furnaces, fire boxes, combustion chambers is replenished by four new laws // Science Discovery. 2014. No. 2. Pp. 34–42.

5. Макаров А. Н. Теплообмен в электродуговых и факельных металлургических печах и энергетических установках: Учеб. пособие для вузов. СПб: Лань, 2014, – 384 с.

6. Макаров А. Н., Кузнецов А. В., Рыбакова В. В., Галичева М. К. О влиянии формы электрода и параметров дуги на ее заглубление в ванну металла в дуговых сталеплавильных печах // Промышленная энергетика. 2014. № 10. С. 10–15.

7. Макаров А. Н., Кузнецов А. В., Галичева М. К. Инновационные факельные нагревательные колодцы // Промышленная энергетика. 2014. № 3. С. 17–21.

8. Пат. № 2516896 (RU 2516896 C1) F27B 3/08. Дуговая сталеплавильная печь постоянного тока / А. Н. Макаров, Е. В. Круглов, В. В. Рыбакова // Изобретения. 2014. № 14.

9. Пат. № 2517079 (RU 2517079 C2) F27B 3/00. Нагревательная печь с кольцевым подом / А. Н. Макаров, Е. В. Круглов, В. В. Рыбакова // Изобретения. 2014. № 15.

10. Пат. № 2521772 (RU 2521772 C1) C21D 9/70. Рекуперативный нагревательный колодец / А. Н. Макаров, М. К. Галичева, В. В. Рыбакова // Изобретения. 2014. № 19.

11. Пат. №2524173 (RU 2524173 C1) Н05Н 1/34. Плавильный плазмотрон / А. Н. Макаров, В. В. Рыбакова // Изобретения. 2014. № 21.

12. Макаров А. Н. Излучение больших газовых объемов и теплообмен в топках паровых котлов // Электрические станции. 2015. № 3. С. 19–24.

13. Пат. на изобретение № 2547675 F 23C 3/00. Топка для сжигания газомазутного топлива / А. Н. Макаров, Ф. Н. Неверов, А. В. Кузнецов // Изобретения. 2015. № 10.

УДК 621.56/57

КАСКАДНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА

Н. И. Мирмов^{1,2}, А. А. Добкин², А. Б. Гаряев³

¹Научно-инженерный центр, г. Ма'алот, Израиль ²Company "N.A.M. Technology" Ltd., Israel ³Национальный исследовательский университет "МЭИ", г. Москва, Россия

В низкотемпературных холодильных установках в основном используют парокомпрессорные холодильные машины: одноступенчатые, многоступенчатые (двух- и трехступенчатые) и каскадные. Для получения в морозильных аппаратах температуры минус 40–45 °C применяют холодильные агенты NH₃, R22, R502, R131b с использованием, как правило, двухступенчатых холодильных машин. Это компрессорные агрегаты, которые комплектуют из поршневых, поршневого и бустерного винтового, винтовых компрессоров. Такая холодильная машина содержит компрессор низкого давления (низкая ступень сжатия) и компрессор высокого давления. Отношения теоретических объемов компрессоров низкой и высокой ступеней составляет (2:1)–(6:1), в зависимости от температур кипения и конденсации, а также от типа компрессора.

Каскадная холодильная машина представляет собой систему двух или нескольких холодильных машин-каскадов, работающих в разных температурных пределах с различными холодильными агентами. В каждой из входящих в такую систему холодильных машин совершается свой холодильный цикл, который может быть одно- или двухступенчатым. Связующими звеньями отдельных каскадов служат теплообменные аппараты, называемые испарителями-конденсаторами. Для одного каскада такой аппарат является испарителем, а для другого, работающего на уровне более низких температур, конденсатором.

Как для двухступенчатых машин, так и для каскадных потребляемая мощность двигателями компрессоров по ступеням давления (по верхнему и нижнему каскаду) распределяется неравномерно. В двухступенчатых холодильных машинах на ступень высокого давления падает порядка 46% потребляемой мощности, а на ступень низкого давления – 54% потребляемой мощности компрессора. В каскадных холодильных машинах на верхнюю ветвь каскада падает около 52% потребляемой мощности (верхний каскад работает на фреоне-22), компрессор нижнего каскада (фреон-13, температура кипения –70 °C) потребляет 48% электроэнергии от общей установочной мощности каскадной машины.

На предприятиях мясной, молочной и пищевой промышленности широко используют скороморозильные аппараты для шоковой заморозки продуктов большого числа наименований. Для шоковой заморозки в морозильном аппарате необходимо поддерживать температуру минус 35–40 °C. На заводах биопрепаратов и некоторых производствах химической и нефтехимической промышленности также имеется потребность в низкотемпературном холоде. В настоящее время, для получения указанных температур, используют двухступенчатые аммиачные компрессорные машины. Как правило, это машины устаревших типов, а используемое в них теплообменное оборудование малоэффективное и тяжелое. Как показал проведенный нами анализ, целесообразно заменить двухступенчатые холодильные машины каскадными машинами, которые работают с двумя холодильными агентами.

На всех без исключения предприятиях пищевой и химической промышленности в избытке имеются вторичные энергоресурсы, такие как дымовые и парогазовые выбросы, обратный конденсат, различные горячие теплоносители. Наличие большого количества вторичных энергоресурсов, позволяет использовать абсорбционные холодильные машины в

качестве верхнего каскада каскадной холодильной машины. Каскадная холодильная машина комбинированного типа состоит из двух одноступенчатых холодильных машин, в которой верхняя ветвь каскада представляет абсорбционную холодильную машину, а нижняя ветвь каскада – компрессионная холодильная машина.

Инженерной группой компании "N.A.M. Technology" Ltd. разработана рабочая модель каскадной холодильной машины комбинированного типа. Верхний каскад – абсорбционная холодильная машина – была изготовлена и собрана на заводе компании "MILGAM". Окончательная сборка и испытания проводились в испытательном цехе компании "N.A.M. Technology".

Целью данной работы было создание промышленных образцов каскадных холодильных машин комбинированного типа. Одновременно предусматривались исследования рабочих характеристик абсорбционных холодильных машин с двумя рабочими растворами: фреон-22/ диметиловый эфир тетраэтиленгликоля (ДМЭ-ТЭГ) и метанол/бромистый литий (CH₃OH/ LiBr). В генераторе и абсорбере абсорбционной машины были внесены конструктивные новшества, поэтому в процессе испытаний определяются коэффициенты тепломассопереноса в данных аппаратах, удельные тепловые нагрузки в зависимости от температуры греющего источника и температуры конденсации. Предусматривается проведение ресурсных испытаний разработанной машины для определения стойкости рабочего раствора фреон-22/ДМЭ-ТЭГ, который используется в верхнем каскаде. На нагнетательной линии циркуляции раствора перед генератором установлен теплообменник, а на сливной линии циркуляции между теплообменником раствора и абсорбером установлен водяной переохладитель раствора.

Производительность изготовленной холодильной машины 5 кВт по замораживаемому продукту. Температура кипения в испарителе морозильной камеры –45 °C. Нижняя ступень каскада – компрессионная холодильная машина, работает на фреоне-410А. В машине использован спиральный компрессор фирмы "Copeland" с электродвигателем мощностью 3.745 кВт. Морозильная камера оснащена испарителем сухого типа, холодопроизводительностью 5.5 кВт. Для обеспечения стабильной работы компрессора на всасывающей и нагнетательной стороне установлены каплеуловители. Кроме того, для снижения температуры нагнетаемого из компрессора пара, на нагнетательном трубопроводе установлен водоохлаждаемый маслоотделитель и регенеративный теплообменник типа пар – пар. Верхняя ветвь каскада – абсорбционная холодильная машина содержит абсорбер, генератор, конденсатор с ресивером для холодильного агента верхнего каскада. Верхний и нижний каскад соединен между собой аппаратом испаритель-конденсатором, который имеет испарительный и конденсаторный контур.

Испарительный контур испаритель-конденсатора является испарителем холодильного агента верхнего каскада, конденсаторный контур – конденсатором холодильного агента нижнего каскада. Испаритель-конденсатор представляет собой вертикальный теплообменный аппарат кожухотрубного типа. Теплообменные трубки медные, с внешним и внутренним оребрением. Внутренний диаметр трубок 16 мм, толщина стенки 1.5 мм. Температура кипения в контуре испарения –15°С для фреона-22, для метанола –12°С. Температура конденсации в контуре конденсации для фреона-410А, соответственно –10°С и –6°С. Холодильный агент верхнего каскада поступает из конденсатора абсорбционной холодильной машины через ресивер верхнего каскада в межтрубное пространство испаритель-конденсатора (контур испарения). Холодильный агент нижнего каскада компрессором подают в трубки испаритель-конденсатора (контур конденсации). Жидкий холодильный агент нижнего каскада сливается в ресивер, а оттуда поступает в регенеративный теплообменник типа жидкость – пар. В указанном теплообменнике жидкость переохлаждается паром холодильного агента, который отводят из испарителя морозильной камеры. Использование в верхнем каскаде метанола в качестве холодильного агента, пар которого

при отрицательных температурах обладает большим удельным объемом, потребовало внесение изменения в конструкцию испаритель-конденсатора, а также в конструкции абсорбера, генератора и конденсатора абсорбционной холодильной машины. Чтобы исключить повышенных скоростей в паровых трубопроводах, контур испарения испаритель-конденсатора и основные аппараты абсорбционной машины верхнего каскада снабжены двумя отводами. На соединительных патрубках между аппаратами установлены самодействующие обратные клапаны. Система циркуляции рабочего раствора оснащена герметичным шестеренчатым насосом. Насос снабжен регулируемым электроприводом. Для опытного экземпляра машины мощность электродвигателя насоса принята 1.5 кВт. Холодильная машина верхнего каскада потребляет бросовую теплоту производства, на котором используют каскадную машину. Для рабочего раствора R22/ДМЭ-ТЭГ температура греющего источника должна находиться в пределах 83–93 °C. Для рабочего раствора метанол/бромистый литий температура греющего источника составляет в пределах 65–70 °C.

Проведенные установочные испытания каскадной холодильной машины комбинированного типа дали возможность определить интервал температур кипения в контуре испаритель-конденсатора. При температуре кипения -1 °C в испарительном контуре испаритель-конденсатор в морозильной камере достигали температуры -42.2 °C. При температуре кипения -5 °C в испарительном контуре получаем в морозильной камере температуру -46.5 °C. При этом давление нагнетания компрессора нижнего каскада не превышает 5.7 бар, а температура перегрева на выходе из компрессора не более 60 °C.

Установочные испытания позволили определить коэффициент преобразования тепла (СОР) в абсорбционной холодильной машине верхнего каскада. В зависимости от начальной температуры греющего источника и тепловой нагрузки испаритель-конденсатора для рабочего раствора R22/ДМЭ-ТЭГ величина СОР составила 0.6–0.62.

При некоторых улучшениях конструктивных элементов системы циркуляции раствора в верхнем каскаде можно будет достичь величины СОР порядка 0.65–0.66. Для рабочего раствора CH₃OH /LiBr величина СОР составляет порядка 0.8–0.82.

Холодильный коэффициент нижнего каскада при температуре кипения в испарительконденсаторе $t_0 = -1$ °C равен $\varepsilon = 5.97$. Общий холодильный коэффициент каскадной машины при $t_c = 22$ °C в конденсаторе верхнего каскада равен $\varepsilon = 3.76$.

Выводы

1. Экспериментально подтверждена эффективность использования каскадных холодильных машин комбинированного типа вместо двухступенчатых установок.

2. Каскадная машина комбинированного типа потребляет на 49–51% меньше электрической энергии, чем соответствующая по холодильной мощности двухступенчатая машина.

3. Холодильный коэффициент каскадной холодильной машины на 20–25% больше, чем холодильный коэффициент двухступенчатой машины аналогичной производительности.

4. Каскадная машина комбинированного типа обеспечивает более высокую величину холодильного коэффициента, чем у каскадной машины с двумя компрессорами в 2.2–2.6 раза.

УДК 532.62, 532.5.013

ГИДРОДИНАМИКА ПЛЕНКИ ЖИДКОСТИ, ОСАЖДЕННОЙ ИЗ ИМПУЛЬСНОГО ИМПАКТНОГО ГАЗОКАПЕЛЬНОГО ПОТОКА НА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКА

А. Д. Назаров^{1,2}, А. Ф. Серов¹, В. И. Терехов¹, П. Н. Карпов¹, В. И. Мамонов¹

¹Институт теплофизики им С. С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск, Россия ²Высший колледж информатики Новосибирского государственного университета, г. Новосибирск, Россия

Эффективное использование охлаждения струями диспергированной жидкости требует детального исследования физических процессов, связанных с движением газокапельной струи от источника (форсунки) до охлаждаемой поверхности, взаимодействия частиц жидкости с поверхностью и пленкой на поверхности, влияния импактной воздушной струи на взаимодействие диспергированной жидкости с осажденной пленкой жидкости. Необходима оценка вклада каждого из этих процессов на теплообмен. Данная работа посвящена исследованию поведения пленки жидкости осажденной из импульсного многоструйного газокапельного потока на вертикальную низкотемпературную поверхность, и находящуюся под периодическим воздействием частиц жидкости импульсного спрея и импактной струи воздуха.

Эксперименты были проведены на стенде, позволяющим исследовать влияние параметров газокапельного потока на теплообмен с плоским теплообменником [1, 2]. Многоструйный источник импактного газокапельного потока и теплообменник были расположены на расстоянии 0,24 м напротив друг друга вертикально относительно горизонта.

В экспериментах рабочей жидкостью являлась дистиллированная вода. В качестве основных методов регистрации гидродинамических параметров жидкостного потока применялся диэлькометрический регистратор локальной толщины пленки жидкости авторской разработки [3], оптические регистраторы (тепловизор, быстродействующие фото- и видеокамеры) и традиционные приборы для термометрии.

Струя импульсного газокапельного потока представляла собой сформированные источником области капельной массы, движущиеся к теплообменнику в постоянном спутном воздушном потоке. Температура теплообменника поддерживалась на постоянном значении, равном 70 °C. Изменение удельного расхода от 110 г/(с·м²) до 970 г/(с·м²) жидкостно-капельной фазы осуществлялось за счет изменения длительности капельных областей *t*: 100 мс, 50 мс, 25 мс, 10 мс и 4 мс с периодом T = 200 мс (частота 5 Гц), что соответствует скважности Q = T/t: 2, 4, 8, 20 и 50. Импактный многоструйный газокапельный поток формирует пленку жидкости на центральной части поверхности равной 80% от всей площади.

По анализу экспериментальных видеоданных и данных, полученных емкостным методом измерения локальной толщины пленки жидкости, видно, что при расходе жидкой фазы до 503 г/(с·м²) на поверхности теплообменника нет однородного пленочного покрытия, особенно при спутном воздушном потоке. Капельные области осаждались на поверхность в виде капель и отдельных областей тонкой пленки. В диапазоне расходов жидкости от 247 до 503 г/(с·м²) есть вероятность возникновения переходного режима, характеризующегося тем, что без импактной воздушной струи локальное пленочное покрытие проявляет устойчивость, но интенсивно разрушается при ее наличии.

При расходе выше 503 г/(с·м²), что соответствует длительности открытия клапанов t > 50 мс, на поверхности теплообменника наблюдалось пленочное течение как без спутного воздушного потока, так и с ним. Фотография пленочного покрытия, сформированного

импульсным газокапельным потоком с параметрами t = 50 мс и T = 200 мс приведена на рис. 1. На рис. 2, *а* показан профиль локальной толщины пленки жидкости для этого же режима без спутного воздушного потока. На поверхности пленки наблюдается неравномерность амплитудой до 10 мкм, что говорит о безволновой пленочной структуре. На рис. 2, *б* показан профиль локальной толщины пленки для того же режима импульсного спрея, но со спутным воздушным потоком скоростью Va = 8 м/с. Под действием воздушного потока на поверхности пленки наблюдаются пульсации, которые не превышает 10 мкм, и которые сравнимы с режимом без спутного потока. На графиках показано, что режим источника, формирующий капельные области с периодом T = 200 мс и длительностью t = 50 мс, поддерживает на поверхности теплообменника постоянное пленочное покрытие.



Рис. 1. Фотография пленочного покрытия



Рис. 2. Пленка жидкости на поверхности теплообменника, осажденная из импульсного газокапельного потока с параметрами: t = 50 мс, T = 200 мс (R = 10 г/с). a и δ – профиль локальной толщины пленки жидкости без спутного воздушного потока и со спутным потоком V = 8 м/с

На рис. 3 показаны зависимости средней расчетной толщины пленки жидкости и средней толщины пленки, осажденной на поверхность теплообменника из импульсного аэрозоля, без спутного воздушного потока (Va = 0) и со спутным воздушным потоком (Va = 8 м/c) от расхода. Экспериментальные кривые соответствуют значениям средней толщины, вычисленные по показаниям всех емкостных датчиков. Расчетная кривая отображает среднюю толщину пленки, посчитанную по формуле [4] $\delta_{res} = 0.52 \sqrt{\mu V/g}$.



Расчетные значения значительно меньше полученных данных в экспериментах. Это можно объяснить тем, что формула для расчета средней толщины пленки была получена для гравитационной пленки, текущей по вертикальной поверхности с источником орошения в верхней части пластины. Кроме того, в нашем случае, при орошении импульсным спреем капельные области смачивают не всю поверхность теплообменника, а площадь, равную 80% от общей поверхности.

По результатам сравнения средней толщины пленки без спутного и со спутным потоком можно сделать вывод, что спутный воздушный поток уменьшает среднюю толщину пленки жидкости. Радиальное направление воздушных струй образует сдвиговое растекание жидкости к периферии смоченной области, тем самым утончая пленку в центральной части [5, 6] и увеличивая площадь жидкости на поверхности стенки.

Для определения скорости пленки были сделаны фотографии виде последовательных серий с временным интервалом 0,1 с между снимками. Для метрических измерений на фотографиях присутствуют метки в виде линейки со шкалой в 5 мм. Анализ данных показал, что без спутного воздушного потока осажденная из импульсного газокапельного потока пленка под действием гравитации стекает вниз. При спутном воздушном потоке наблюдается движение от центра к периферийной части поверхности. И в первом, и во втором случаях скорость движения пленки невелика и не превышает 0,1 м/с.

По измеренным данным средней толщины и скорости движения пленки, и по формуле числа Рейнольдса $\text{Re} = Vh_0/\delta$ получаем соответствующее этому течению число Рейнольдса, которое в зависимости от расхода имеет диапазон Re = 0-20.

Исследование выполнено в ИТ СО РАН за счет гранта Российского научного фонда (проект № 14-19-00402)

Обозначения

t – продолжительность открытия жидкостных клапанов источника аэрозоля, мс; T – период открытия жидкостных клапанов, мс; Q – скважность открытия жидкостных клапанов; Va – скорость спутного воздушного потока, м/с; R – расход жидкостной фазы импульсного газокапельного потока, гр/с; δ_{res} – расчетная толщина пленки жидкости, м; h_0 – средняя толщина пленки жидкости, полученная измерением, м; μ – кинематическая вязкость воды при температуре 70 °C, M^2/c ; V – скорость пленки, полученная в эксперименте по видеоданным, м/с; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Литература

1. Назаров А. Д., Серов А. Ф., Бодров М. В. Интенсификация охлаждения импульсным газокапельным потоком. Аппаратура, параметры, результаты. // ЖТФ. 2010. Т. 80, № 5. С. 132–135.

2. Назаров А. Д., Серов А. Ф., Терехов В. И. Влияние спутного газового потока в импульсном аэрозоле на процесс испарительного охлаждения // ТВТ. 2014. Т. 52, № 4. С. 605–609.

3. Назаров А. Д. Разработка методов и электронных средств для теплофизических исследований двухфазных потоков: Дис. ... д-ра техн. наук. 2013. – 273 с.

4. White D. A., Tallmadge J. A. Theory of Drainage of Liquids on Flat Plates // Chem. Eng. Sci. 1965. Vol. 20. P. 33.

5. Пахомов М. А., Терехов В. И. Интенсификация турбулентного теплообмена при взаимодействии туманообразной осесимметричной импактной струи // Прикладная механика и техническая физика. 2011. Т. 52, № 1. С. 119–131.

6. Исаченко В. П., Кушнырев В. И. Струйное охлаждение. М.: Энергоатомиздат, 1984. - 216 с.

УДК 536.244:697.921.4

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХО-ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ПЕРЕМЕННЫМ НАПРАВЛЕНИЕМ ПОТОКА НА ЕГО ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

М. И. Низовцев, В. Ю. Бородулин, В. Н. Летушко

Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе, г. Новосибирск, Россия

Значительная доля общих энергетических потерь в многоквартирных и малоэтажных жилых зданиях с высоким уровнем теплоизоляции ограждающих конструкций связана с потерями на вентиляцию и кондиционирование воздуха [1]. Доля этих потерь может превышать 50% и поэтому их снижение в системах отопления и кондиционирования зданий является серьёзной проблемой [2–5].

Для организации энергосберегающей вентиляции широкие возможности открывает применение воздушных регенераторов тепла и холода с периодическим изменением направления воздушного потока. В процессе работы аппаратов такого типа регенеративная насадка периодически продувается то нагретым, то холодным воздухом, при этом аккумулирование тепла происходит на этапе удаления вентиляционного воздуха из теплого помещения, а регенерация тепла – при нагреве холодного внешнего воздуха теплой насадкой в процессе его поступления в помещение. Для таких аппаратов в зимний период характерны более высокая устойчивость к обмерзанию, а также поддержание нормируемого уровня влажности внутреннего воздуха. Небольшие размеры и тепловая эффективность 60-80% позволяют применять их автономно в системах вентиляции отдельных квартир или даже отдельных помещений.

В работах [5–7] приведен ряд экспериментальных результатов исследований регенераторов тепла и холода вентиляционного воздуха с периодическим изменением направления воздушного потока. Особенности регенераторов с теплообменными матрицами в виде засыпок из различных материалов обсуждаются в работах [8, 9]. Все эти аппараты компактны и не требуют при своей работе значительной электрической мощности. Теплообмен в таких аппаратах зависят от большого количества конструктивных и режимных параметров, а также от свойств используемых материалов. Важной задачей является оптимизация их работы с целью повышения тепловой эффективности.

Нами представлены результаты экспериментального и численного исследования тепловых параметров воздухо-воздушного регенеративного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока, в котором в качестве теплообменного тела используется матрица из полипропилена с продольными воздушными каналами. При помощи численного моделирования регенератора проведен анализ влияния различных факторов на его тепловую эффективность, что позволяет сформулировать требования к эффективным конструкциям аппаратов, а также определить оптимальные режимы их эксплуатации.

В разработанной математической модели рассматривается одиночный теплообменный канал, который с противоположных сторон попеременно продувается в продольном направлении несжимаемым увлажненным газом. Обмен тепловой энергией в модели происходит через поверхность контакта, которая определяется площадью поверхности канала насадки. Расчёт теплообмена с учётом фазовых превращений проведен в одномерной постановке с помощью следующей системы уравнений:

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\Pi K_D}{S} (\omega - \omega_S) = 0, \qquad (1)$$

$$\frac{\partial t_{e}}{\partial \tau} + u \frac{\partial t_{e}}{\partial x} + \frac{\alpha \Pi}{\rho_{e} \left(c_{e} + \omega c_{n} \right) S} \left(t_{e} - t_{\mu} \right) = 0, \qquad (2)$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\rho_s \Pi K_D}{\rho_u S_u} (\omega - \omega_S), \qquad (3)$$

$$\left(c_{\mu}+\eta c_{\mu}\right)\frac{\partial t_{\mu}}{\partial \tau}=\frac{\lambda_{\mu}}{\rho_{\mu}}\frac{\partial^{2} t_{\mu}}{\partial x^{2}}+h_{\mu}\frac{\partial \eta}{\partial \tau}+\frac{\alpha \Pi}{\rho_{\mu}S_{\mu}}\left(t_{e}-t_{\mu}\right).$$
(4)

Граничные условия для уравнения (1) со стороны левого (x = 0) или правого (x = L) краевого сечения канала задаются в зависимости от направления воздушного потока. Если поток воздуха поступает в канал в сечении x = 0, то принимается условие

$$\omega(x,\tau)\Big|_{x=0} = \omega_1(\tau),$$

если в сечении x = L, то

$$\omega(x,\tau)\Big|_{x=L} = \omega_2(\tau).$$

Граничные условия для уравнения (2) задаются аналогично, как для уравнения (1). В сечении x = 0:

$$t_{g}(x,\tau)|_{x=0} = t_{1}(\tau)$$

а в сечении x = L:

$$t_{\mathfrak{g}}(x,\tau)\big|_{x=L} = t_{x1}(\tau) \,.$$

Переключение граничных условий осуществляется каждую половину цикла синхронно с изменением направления воздушного потока.

Начальные условия для уравнения (3) и (1):

$$\eta(0) = \eta_0, \quad \omega(0, x) = g(x).$$

Граничные условия для уравнения (4):

$$\frac{\partial t_{\mu}}{\partial x}\Big|_{x=0} = \frac{\partial t_{\mu}}{\partial x}\Big|_{x=L} = 0.$$

Начальные распределения температуры воздуха и стенок насадки принимались одинаковыми:

$$t_{\mu}(x,\tau)|_{\tau=0} = t_{e}(x,\tau)|_{\tau=0} = f(x)$$

Проведен анализ влияния параметров теплообменника и влажности воздушных потоков на его тепловую эффективность, которая определялась как

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_3 - t_2},$$

где t_1 – температура воздуха, входящего в помещение, t_2 – температура воздуха на улице, t_3 – температура воздуха в помещении.

В качестве примеров на рис. 1 представлены полученные в расчетах зависимости эффективности теплообменника от скорости воздуха и длины канала насадки. В результате получено, что увеличение скорости воздуха через насадку приводило практически к линейному снижению эффективности (рис. 1, a). Согласно расчетам с увеличением длины каналов матрицы эффективность теплообменника увеличивалась (рис. 1, δ), а темп её роста снижался.



Рис. 1. Влияние скорости потока (a), длины канала (δ) на эффективность (l) и на относительную эффективность (2)

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда, грант № 14-19-00402.

Обозначения

 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К); t – температура, К; h – удельная теплота парообразования, Дж/кг³; c – удельная теплоёмкость, Дж/(кг К); S – площадь сечения, м²; Π – периметр сечения воздушного канала, м; ρ – плотность, кг/м³; K_D – коэффициент Дальтона, м/с; ω – влагосодержание в воздухе, кг/кг; η – удельная доля адсорбированной стенками канала влаги; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); x – продольная координата, м; τ – время, с; u – скорость воздушного потока, м/с. Индексы: e – воздух; n – водяной пар; H – регенеративная насадка; s – значение на линии насыщения.

Литература

1. Roulet C. A., Heidt F. D., Foradini F., Pibiri M. C. Real heat recovery with air handling units // Energy and Buildings. 2001. Vol. 33. Pp. 495–502.

2. Hughes B. R, Chaudhry H. N, Calautit J. K. Passive energy recovery from natural ventilation air streams // Applied Energy. 2014. Vol. 113. Pp. 127–140.

3. Ramponi R., Angelotti A., Blocken B. Energy saving potential of night ventilation: sensitivity to pressure coefficients for different European climates // Applied Energy. 2014. No. 123. Pp. 185–195.

4. Haniff M. F., Selamat H., Yusof R., Buyamin S., Ismail F. S. Review of HVAC scheduling techniques for buildings towards energy-efficient and costeffective operations // Renew Sustain Energy Rev. 2013. Vol. 27. Pp. 94–103.

5. Низовцев М. И. Экспериментальное исследование динамических и тепловых характеристик дискового вентилятора-регенератора тепла вентиляционного воздуха // Изв. ВУЗов. Строительство. 2007. № 10. С. 46–50.

6. Низовцев М. И., Захаров А. А., Бородулин В. Ю., Летушко В. Н. Экспериментальное исследование регенератора тепла и холода вентиляционного воздуха с переменным направлением воздушного потока // Докл. Всерос. конф. «ХХХІ Сибирский теплофизический семинар». Новосибирск, 2014. С. 430–435.

7. Бородулин В. Ю., Низовцев М. И., Летушко В. Н., Захаров А. А. Теплообмен в приточно-вытяжных регенераторах тепла и холода вентиляционного воздуха // РНКТ-6: Тр. 6-й Рос. нац. конф. по теплообмену. М., 2014. Т. 1. С. 123–124.

8. Yang C. M, Chen S. I., Chen S. L. Energy-efficient air conditioning system with combination of radiant cooling and periodic total heat exchanger // Energy. 2013. Vol. 59. Pp. 467–477.

9. Aristov Yu. I., Mezentsev I. V., Mukhin V. A. A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems // Energy and Buildings. 2008. Vol. 40. Pp. 204–208.

УДК 664.854

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОМБИНИРОВАННЫХ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИНЫХ РЕЖИМОВ СУШКИ ПЕРСИКОВ, ХУРМЫ, ГРУШИ И ТЫКВЫ

А. Н. Остриков, Е. Ю. Желтоухова

Воронежский государственный университет инженерных технологий, г. Воронеж, Россия

Использование переменного теплоподвода при сушке персиков, хурмы, груши и тыквы позволит интенсифицировать процесс сушки, сократить время сушки плодов. Применение щадящих температурных режимов, максимально адаптированных к основным кинетическим закономерностям, позволит снизить негативное воздействие на термолабильные вещества исследуемых плодов и повысить их качество [1].

Целью работы является улучшение качества готового продукта и повышение тепловой эффективности процесса сушки за счет использования ступенчатого комбинированного режима радиационно-конвективной сушки плодов, снижение энергозатрат на получение готового продукта.

Сушку плодов персиков, хурмы, груши и тыквы осуществляли радиационноконвективным способом и исследовали при следующих режимных параметрах: скорость теплоносителя 0,3–1,8 м/с, его температура 313–333 К, толщина ломтиков продуктов 1–3 мм, длина волн инфракрасных лучей 1,16–1,65 мкм, плотность теплового потока 2,69–5,44 кВт. Мытые плоды подвергались инспекции и сортировке, а затем нарезались тонкими дольками толщиной 1,5 мм.

При анализе стационарных режимов радиационно-конвективной сушки персиков установлено, что в периоде постоянной скорости сушки удаляется, в основном, капиллярная и осмотическая влага. При этом вся теплота, подводимая к долькам персиков, затрачивается на интенсивное поверхностное испарение влаги, и температура продукта остается постоянной.

По результатам дифференциально-термического анализа и исследования кинетических закономерностей стационарных режимов процесса сушки плодов персиков, хурмы, груши и тыквы предлагается следующий подход к доказательству правильности выбора комбинированных режимов их сушки. Процесс сушки разделяется на различные по времени этапы, на каждом из которых в зависимости от формы связи испаряемой влаги из плодов персиков, хурмы, груши и тыквы подбирается свой рациональный комбинированный режим сушки. При этом температуры продукта и скорости воздуха принимали фиксированные значения, которые определялись в ходе эксперимента. Их подбор для каждого этапа осуществляли в зависимости с ограничениями, накладываемыми технологической необходимостью к требованиям качества фруктовых и овощных чипсов. Режимы многоступенчатого теплоподвода представляют собой изменение поочередно температуры, скорости обдува воздухом и изменение времени этапов обусловлено следующим.

Влажность на верхнем слое продукта находится в зависимости от скорости движения влаги в толще материала, т. е. от влагопроводности. Следовательно, скорость сушки в этом периоде будет зависеть от влагопроводности материала и от скорости диффузии влаги с верхнего слоя материала. На первом этапе сушки испаряется механически связанная влага из продукта, имеющая наименьшую связь с плодами, т. е. влага, содержащаяся в микро- и макрокапиллярах, а также влага смачивания [4].

Главной величиной, оказывающей влияние на скорость удаления влаги в этот период, является скорость теплоносителя. Поэтому наиболее рационально в начальный момент сушки задавать высокое значение скорости теплоносителя. По мере испарения влаги из микро- и макрокапилляров на втором этапе сушки скорость теплоносителя, как основной параметр ускорения процесса, теряет свое значение. При дальнейшей сушке удаляется осмотическая, поли- и моноадсорбционная влага, на интенсивность испарения которых значительно оказывает влияние температура теплоносителя, так как только температура теплоносителя определяет интенсивность внутреннего влагопереноса. В результате второй этап сушку плодов персиков, хурмы, груши и тыквы рекомендуется проводить при уменьшении скорости и возрастании температуры продукта. На четвертом этапе сушку плодов необходимо проводить при наименьшей скорости и наибольшей температуре.

В итоге после исследования кинетических зависимостей процесса сушки плодов персиков, хурмы, груши и тыквы при стационарных режимах разработаны комбинированные режимы сушки, которые приведены в табл. 1. На рис. 1–4 представлены кинетические зависимости комбинированных режимов сушки персиков, хурмы, груши и тыквы [2, 3].

Наилучшими способом сушки плодов персиков, хурмы, груши и тыквы по всем показателям качества и энергетическим затратам являются рекомендованные способы с обоснованием выбора режима и каждого конкретного параметра.



Рис. 1. Кинетические зависимости комбинированного режима (табл. 1) процесса сушки персиковых чипсов: *а* – кривые сушки и скорости сушки, *б* – температурные кривые и термограммы



Рис. 2. Кинетические зависимости комбинированного режима (табл. 1) процесса сушки чипсов из хурмы: *а* – кривые сушки и скорости сушки, *б* – температурные кривые и термограммы



Рис. 3. Кинетические зависимости комбинированного режима (табл. 1) процесса сушки грушевых чипсов: *а* – кривые сушки и скорости сушки, *б* – температурные кривые и термограммы


Рис. 4. Кинетические зависимости комбинированного режима (табл. 1) процесса сушки чипсов из тыквы: *а* – кривые сушки и скорости сушки, *б* – температурные кривые и термограммы

Таблица 1

Dury or my g	Этапы сушки					
вид сырья	Ι	I II		IV		
	T = 318 K,	T = 323 K,	<i>T</i> = 328 K,	<i>T</i> = 333 K,		
Персик	<i>v</i> =1,6 м/с,	<i>v</i> = 1,2 м/с,	$v = 0,9 \mathrm{M/c},$	v = 0,6 M/c,		
	τ = 7,5 мин	τ = 7,5 мин	τ = 25 мин	$\tau = 20$ мин		
	<i>T</i> =321 K,	T = 330 K,	<i>T</i> = 335 K,			
Хурма	<i>v</i> = 1,5 м/с,	<i>v</i> = 1,0 м/с,	v = 0,5 M/c,	-		
	$\tau = 18$ мин	τ = 22 мин	$\tau = 20$ мин			
	<i>T</i> = 310 K,	T = 320 K,	T = 330 K,	<i>T</i> = 340 K,		
Груша	v = 1,7 м/c,	<i>v</i> = 1,5 м/с,	<i>v</i> = 1,2 м/с,	v = 0,8 M/c,		
	$\tau = 7$ мин	$\tau = 8$ мин	τ = 15 мин	τ = 15 мин		
	<i>T</i> = 315 K,	<i>T</i> = 325 K,	<i>T</i> = 333 K,			
Тыква	v = 1,5 M/c,	<i>v</i> = 1,3 м/с,	v = 0,7 M/c,	_		
	τ=10 мин	τ = 15 мин	τ = 20 мин			

Комбинированные режимы сушки плодов персиков, хурмы, груши и тыквы

Рекомендуемые комбинированные режимы сушки позволяют получить равномерно высушенные плоды и ускорить процесс испарения влаги с верхних слоев. При этом прогрев плодов персиков, хурмы, груши и тыквы происходит постепенно, что совершенно исключает перегрев продукта и позволяет получать готовый продукт высокого качества.

Литература

1. Гинзбург А. С. Анализ данных по терморадиационным характеристикам различных материалов с целью выбора рациональных режимов термической обработки и сушки // Электронная обработка материалов. 1982. № 2. С. 66–71.

2. Остриков А. Н., Желтоухова Е. Ю. Применение ступенчатого режима комбинированной сушки чипсов из хурмы // Хранение и переработка сельхозсырья. 2011. № 9. С. 79–81. 3. Остриков А. Н., Желтоухова Е. Ю. Радиационно-конвективная сушка грушевых чипсов при импульсном энергоподводе // Изв. ВУЗов. Пищевая технология. 2012. № 1. С. 83–86.

4. Рудобашта С. П., Проничев С. А. Кинетика импульсной инфракрасной сушки зерна в монослое // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ «Агроинженерия». Вып. 3. М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2006. С. 53–55.

УДК 536.24

ВЛИЯНИЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПРОГРЕВА БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ РЕБРИСТЫХ ТРУБ С ЛЕНТОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ НА ТЕРМИЧЕСКОЕ КОНТАКТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ОТВОДЕ ТЕПЛОТЫ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

А. Э. Пиир, А. Ю. Верещагин, И. М Агафонов

Северный (Арктический) федеральный университет, г. Архангельск, Россия

ЗАО «Октябрьскхиммаш» («ОХМ») выпускает высокоэффективные биметаллические ребристые трубы (БРТ) как с накатным, так и с ленточным оребрением на стальных несущих трубах $Ø25 \times 2,5$ мм. Биметаллическая ребристая труба (рис. 1) состоит из алюминиевой оболочки и стальной несущей трубы, на внешней поверхности которой с помощью зубчатого ролика наносится искусственная шероховатость в виде продольных рисок глубиной 0,2–0,3 мм для повышения механической прочности присоединения ножки ребра к трубе ($d_{\rm H}$ – наружный диаметр несущей трубы, $d_{\rm p}$ – диаметр по вершине ребер, $d_{\rm 1}$ – внутренний диаметр несущей трубы, $\delta_{\rm cp}$ – средняя толщина ребра, s – шаг ребра, $h_{\rm p}$ – высота ребра).

Продольную насечку характеризуют три геометрических параметра: шаг $s_{\rm H}$, глубина впадины $h_{\rm H}$ и ширина полки $b_{\rm H}$ (рис. 2).

Для оценки рельефа поверхности несущей трубы после насечки используем коэффициент

$$r=\frac{S_{\rm H}+2h_{\rm H}}{S_{\rm H}},$$

который приближенно показывает увеличение поверхности контакта благодаря рифлению.

С целью определения тепловых и аэродинамических характеристик с учетом термического контактного сопротивления (ТКС) БРТ производства ЗАО «ОХМ» были проведены исследования шестирядных шахматных пучков с шагами $S_1 = S_2' = 64$ мм.

Геометрические параметры трубы: оребрения $d_{\rm H} \times d_{\rm o} \times h \times s \times \Delta_{\rm cp} = 25 \times 25,74 \times 15,25 \times 3,15 \times 0,35$ мм, насечки – $s_{\rm H} \times h_{\rm H} \times b_{\rm H} = 0,6 \times 0,1 \times 0,3$ мм (r = 1,3). Коэффициент оребрения $\phi = 16,55$.

Данные результатов испытаний теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучка согласуются с аналогичными показателями для труб производства Таллиннского машиностроительного завода (ТМЗ) с похожими геометрическими размерами. Однако ТКС исследованных труб ЗАО «ОХМ» достигает значений 0,8–1,1 м²·К/кВт, что превышает ТКС у выпускаемых БРТ ТМЗ в 3–5 раз и может вызвать ограничение тепловой производительности аппарата.





Рис. 2. Геометрические параметры насечки несущей трубы

Для снижения ТКС был предложен новый вид насечки на несущей трубе с параметрами $s_{\rm H} \times h_{\rm H} \times b_{\rm H} = 0.7 \times 0.25 \times 0.2$ мм (r = 1.7), отличающийся большей глубиной и соответственно коэффициентом увеличения поверхности контакта. Результаты исследования ТКС труб с этой насечкой приведены на рис. 3. Из полученных данных следует, что при изменении температуры в зоне контакта от 83 до 95 °C величина контактного термического сопротивления колеблется в диапазоне $R_{\rm K} = 0.24 - 0.26$ м²·K/кВт.



Рис. 3. Термическое контактное сопротивление калориметров БРТ с ленточным оребрением в зависимости от температуры: 1 – до высокотемпературного прогрева паром, 2, 3 – после высокотемпературного прогрева паром при охлаждении за счет естественной конвекции

Сравнение результатов исследований пучков труб с разными насечками показывает, что теплоотдача и аэродинамическое сопротивление не изменяются (при неизменной геометрии оребрения), но снижение ТКС в 4 раза приведет к заметному повышению коэффициента теплопередачи.

С целью установить характер и величину повреждения механического контакта несущей трубы и ребристой оболочки БРТ с ленточным оребрением в процессе эксплуатации был предпринят высокотемпературный прогрев. В качестве источника теплоты для прогрева образцов БРТ был использован дросселированный свежий пар ТЭЦ с температурой до 400 °C. Опытный образец БРТ длиной 400 мм в течение 10 мин прогревали сильной струей пара. Алюминиевая ребристая оболочка при этом заметно белела, и ее некоторое время окутывал дымок от испаряющегося масла. Выходящая из свободного конца БРТ струя пара на протяжении 0,5 м была прозрачной. Подобные испытания в России были проведены впервые. После высокотемпературного прогрева те же образцы БРТ устанавливали на экспериментальную установку, где по обычной методике электропарового калориметрирования выполняли измерения ТКС. Результаты измерения ТКС у БРТ с ленточным оребрением после прогрева стальной несущей трубы струей пара, имеющего температуру 340–380 °C, приведены на рис 3.

После высокотемпературного прогрева термическое контактное сопротивление осталось на том же уровне. Этот факт объясняется тем обстоятельством, что при термическом расширении стальной несущей трубы, имеющей коэффициент линейного расширения $\lambda_{cm} = 11,7 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, алюминиевая оболочка также термически расширяется с коэффициентом

линейного расширения $\lambda_{an} = 23,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, т. е. вдвое большим, чем у несущей трубы, и при этом растягивающих или распирающих ее усилий не возникает.

Сравнение результатов по величине ТКС до и после прогрева показало, что высокотемпературный прогрев БРТ в условиях естественного охлаждения ребристой оболочки не вызывает снижения плотности механического соединения алюминиевой ленты с несущей трубой и, следовательно, не влияет на величину ТКС.

Литература

1. Пиир А. Э., Верещагин А. Ю., Миннигалеев А. Ш., Мулин В. П., Кунтыш В. Б. Влияние многократных высокотемпературных циклов нагрева до 300 °С – охлаждение на ТКС в БРТ с ленточным и накатным оребрением // Ш Междунар. науч.-техн. конф. «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке». Санкт-Петербург, 2007. С. 55–61.

2. Бессонный А. Н., Дрейцер Г. А., Кунтыш В. Б. и др. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник. СПб.: Недра, 1996. – 512 с.

3. Пиир А. Э., Верещагин А. Ю., Миннигалеев А. Ш. Влияние высокотемпературного прогрева несущей трубы на ТКС БРТ // РНКТ-5: Тр. 5-й Рос. нац. конф. по теплообмену. Т. 7. Теплопроводность, теплоизоляция. М.: Изд. дом МЭИ, 2010. С. 153–155.

УДК 536.24:533.6.011

ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОПЕРЕЧНО ОМЫВАЕМЫХ ПУЧКОВ ВИНТООБРАЗНЫХ ТРУБ

Е. Н. Письменный, С. А. Рева, А. М. Терех, А. В. Баранюк

Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев, Украина

Введение. Актуальной задачей является улучшение массогабаритных и эксплуатационных характеристик теплообменных устройств типа "газ–газ", широко распостраненных в промышлености. Для решения этой задачи в НТУУ "КПИ" были разработаны равноразвитые поверхности теплообмена в виде винтообразных труб [1, 2].

Приведены результаты экспериментальных исследований теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных пучков однозаходных и трехзаходных винтообразных труб при поперечном обтекании потоком воздуха в диапазоне чисел Рейнольдса (6–90)·10³. Выполнена оценка их теплоаэродинамической эффективности.

Анализ экспериментальных данных. Равное развитие наружной и внутренней поверхностей исследуемых труб, необходимое для увеличения отводимого теплового потока, сопровождается созданием условий для интенсификации теплопереноса с обеих сторон путем дополнительного вихреобразования и закрутки потока. Оптимизация геометрических характеристик равноразвитых поверхностей требует решения как внутренней, так и наружной задач. Некоторые результаты исследований теплообмена и гидродинамики внутри винтообразных труб опубликованы в работе [3].

В настоящей работе приведены результаты экспериментальных исследований наружного теплообмена и аэродинамического сопртивления трех типоразмеров таких труб (табл. 1), собраных в шахматные пучки, при поперечном их обтекании. Геометрия поверхности исследуемых труб отличается не только глубиной h и шагом t винтовых канавок, но и числом их заходов n.

Таблица 1

Тип труб	Количество заходов спирали	<i>D</i> , мм	<i>d</i> , мм	<i>t</i> , MM	<i>h</i> , мм	ψ	H _{Inm}
1	1	38	28	12	5	1,163	0,1388
2	1	38	31	8	3,5	1,241	0,1481
3	3	38	31	8	3,5	1,241	0,1481

Геометрические характеристики исследуемых труб

Как отмечено в работе [3], варьирование числа заходов *n* важно для решения задачи оптимизации характеристик процессов переноса при продольном движении теплоносителя внутри трубы. Но условие "равноразвитости" приводит к возниконовению этого дополнительного геометрического фактора при рассмотрении наружной задачи. Значения относительных поперечного и продольного шагов $\sigma_1 = S_1/D$ и $\sigma_2 = S_2/D$ варьировались соответственно в пределах $\sigma_1 = 1,105-1,842$ и $\sigma_2 = 0,96-2,368$. Однако в нижеследующем анализе использовались данные для наиболее интересных в плане практического применения "плотных" пучков винтообразных труб ($\sigma_1 = 1,105$; $\sigma_2 = 0,96-1,46$), которые сравнивались с данными по теплообмену и сопротивлению соответствующих по шагам пучков гладких труб наружным диаметром *D*. Параметр *D* (рис. 1), использовался в качестве определяющего размера в числах Nu и Re как для пучков гладких, так и винтообразных труб. Такой подход при анализе связан с тем, что винтообразные трубы изготавливались путем деформирования гладких труб диаметром *D* и рассматриваются как альтернатива последним. Скорость определялась в самом узком сечении пучка.





Рис. 1. Общий вид (*a*) и геометрические характеристики винтообразных труб (*б*): 1 – живое сечение; 2 – винтообразная труба; 3 – контур гладкой трубы

Значения Nu и Eu₀ для пучков гладких труб определялись расчетным путем в соответствии с [4, 5].

В табл. 2 приведены значения отношений чисел Нуссельта и Ейлера для исследованных пучков винтообразных (Nu, Eu₀) и базовых гладких (Nu_{гл}, Eu_{0гл}) труб, определенные при Re = *idem* на границах исследованного интервала чисел Рейнольдса. Для всех рассмотренных пучков наблюдается заметная интенсификация теплообмена, причем большие значения Nu/Nu_{гл} получены для пучков труб типов 1 и 3. Имеет место также заметное снижение аэродинамического сопротивления при малых числах Рейнольдса для пучков труб типа 1 с более глубокими винтообразными канавкамии. Прирост аэродинамического сопротивления характерен для пучков труб типа 3, что связано с большим углом атаки спиральной навивки по отношению к направлению набегающего потока.

Таблица 2

	Тип трубы						
σ_2	1		2		3		
	Nu/Nu _{гл}	Eu/Eu _{гл}	Nu/Nu _{гл}	$Eu/Eu_{r\pi}$	Nu/Nu _{гл}	Eu/Eu _{гл}	
0,96	1,13–1,27	0,84-1,07	1,05–1,14	0,92-1,08	1,12–1,25	1,13–1.12	
1,184	1,22–1,31	0,84–0,95	1,10–1,21	0,86-1,01	1,16–1,31	1,20–1,14	
1,46	1,28–1,34	0,77–0,99	1,13-1,26	0,86-1,03	1,17–1,37	0,97-1,07	

Сравнительные теплоаэродинамические характеристики пучков винтообразных труб

Оценка теплоаэродинамической эффективности пакетов винтообразных труб проводилась на основе зависимостей $(Q/Q_{\Gamma\pi}) = f(\text{Re}_{\Gamma\pi})$ при $\Delta P/\Delta P_{\Gamma\pi} = 1$ (рис. 2), где Q – тепловой поток, отводимый от одного погонного метра труб при постоянном температурном напоре, ΔP – потери давления в пучке. Анализ этих зависимостей показывает, что удельный тепловой поток Q, отводимый от пакетов винтообразных труб, на (30–65%) превышает удельный тепловой поток от соответствующих пакетов гладких труб. При этом максимальные значения $Q/Q_{\Gamma\pi}$ характерны для пучков труб типов 1 и 3 с $\sigma_1 = 1,105$; $\sigma_2 = 1,46$.



Столь существенный прирост удельного теплового потока *Q* можно объяснить следующими тремя факторами.

Первым, наиболее очевидным, фактором является фактор развития поверхности ψ , пропорционально которому при прочих равных условиях увеличивается Q. Теплоотдающая поверхность одного погонного метра трех исследованных типов винтообразных труб на 16,3% и 24,1% больше поверхности исходных гладких труб (табл. 1).

Второй фактор – более высокая, чем при обтекании гладких труб, турбулизация потока при поперечном обтекании винтообразных труб. Численные исследования особенностей течения у поверхности таких труб (рис. 3) показали образование в лобовых частях впадин винтообразных канавок вихревых структур, напоминающих подковообразные вихри, которые наблюдаются при обтекании поперечно-оребренных труб [6]. Эти вихревые структуры создают существенную трехмерность в следе, чего нет при обтекании гладких труб. В результате, уровень возмущенности потока в межтрубном пространстве пучков винтообразных труб значительно повышается. Сопоставление данных для труб типов 2 и 3, геометрия которых отличается только числом заходов винтовой канавки, показывает, что увеличение *n*, приводящее к увеличению угла атаки винтовых выступов по отношению к направлению набегающего потока, также заметно турбулизирует поток и приводит к росту интенсивности теплоотдачи. Определяющая роль турбулизации потока в рассматриваемых процессах подтверждается тем, что интенсивность теплообмена повышается с ростом σ_2 при $\sigma_1 = \text{const:}$ для малых значений относительного продольного шага ($\sigma_2 = 0.96$), когда прирост теплоотдачи наименьший, турбулентность подавляется в узких межтрубных промежутках; в случае $\sigma_2 = 1.46$ эти промежутки становятся достаточно большими для развития турбулентности в ближнем следе при сохранении высоких локальных скоростей обтекания труб и значение Q/Q_{rn} в рассматриваемом интервале σ_2 становиться максимальным.



Рис. 3. Траектории движения частиц при обтекании винтообразной трубы

Третий фактор – меньшая, чем у соответствующих гладких труб, площадь миделевого сечения винтообразных труб (рис. 1, δ). Это обеспечивает большее живое сечение для прохода теплоносителя в пучках винтообразных труб при σ_1 = idem, уменьшает кривизну линий тока (рис. 4), а значит и коэффициент сопротивления пучка. Более низкие коэффициенты сопротивления позволяют достигать значений ΔP , характерных для гладкотрубных пучков ($\Delta P/\Delta P_{ra} = 1$), при больших скоростях потока, что приводит к интенсификации теплообмена.



Рис. 4. Схема течения в "плотном" шахматном пучке: а – гладкие трубы; б – винтообразные трубы

Заключение. Применение винтообразных труб позволяет увеличить интенсивность теплообмена при умеренном росте аэродинамического сопротивления, в результате чего можно существенно улучшить массогабаритные характеристики теплообменных аппаратов.

Литература

1. Письменный Е. Н., Баранюк А. В., Вознюк М. М. Равноразвитые поверхности теплообмена и методика численных исследований их теплогидравлических характеристик // Промышленная теплотехника. 2012. Т. 34, № 1. С. 45–54.

2. Пат. на корисну модель №67783 Україна, МПК F28F1/08. Теплообмінна труба / Є. М. Письменний, О. М. Терех, О. І. Руденко, О. П. Ніщик, О. В. Баранюк; заявник та володар патенту на корисну модель НТУУ"КПІ" – u201108293; заявл. 01.07.2011; опубл.12.03.2012. Бюл. № 5.

3. Демчук Л. В., Рогачов В. А., Терех О. М., Руденко О. I. Теплоаеродинамічна ефективність гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею // Восточно-Еврпейский журнал передовых технологий. 2011. № 5/8(53). С. 26–30.

4. Аэродинамический расчет котельных установок: нормативный метод / Под ред. С. И. Мочана. М.: Энергия, 1977. – 256 с.

5. Тепловой расчет котельных агрегатов: нормативный метод / Под ред. Н. В. Кузнецова. М.: Энергия, 1973. – 296 с.

6. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребренных труб. Киев: Альтерпресс, 2004. – 244 с.

УДК 536.242

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОКОНВЕКЦИИ В УСЛОВИЯХ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПРИСТЕННОМ ЗЕРНИСТОМ СЛОЕ ЖИДКОСТИ

Б. Г. Покусаев, С. П. Карлов, Д. А. Некрасов, Н. С. Захаров

Университет машиностроения, г. Москва, Россия

Изучение теплогидравлических процессов в недогретой жидкости в присутствии зернистого или пористого слоя является актуальной задачей ввиду его широкого применения во многих областях техники и различных промышленных технологиях. Одним из главных факторов применения зернистых сред является обеспечение эффективных тепло- и массообменных процессов в ограниченном объеме. С другой стороны, изучение определяющих механизмов тепло- и массоотдачи, а также влияние различных факторов на протекающие при этом процессы, способствующих безопасному и экономичному режиму работы установок, является актуальным и открытым вопросом для современной теплофизики [1–3]. Одним из факторов, влияющих на процесс образования паровой фазы, является необходимость учета механизма свободной конвекции в процессе прогрева пристенного слоя жидкости, включая стадию образования первых паровых пузырьков. В таких условиях при определенных соотношениях скорости разогрева поверхности, размерах частиц и материала засыпки конвекция может существенно влиять как на общую динамику протекания процессов, так и на механизмы парообразования [4, 5].

В настоящей работе приводятся результаты экспериментального и численного исследования процесса возникновения свободной конвекции при нестационарном прогреве пристенного зернистого слоя жидкости. В условиях варьирования теплофизических свойств жидкости, частиц зернистого слоя, а также величины подводимого теплового потока изучен механизм возникновения микроконвекции в модельной ячейке и ее влияние на условия зарождения паровых пузырей вблизи обогреваемой снизу стенки. Используя градиентный датчик теплового потока, были получены данные по предельным тепловым потокам возникновения микроконвекции для различных сочетаний свойств жидкостей и частиц модели зернистого слоя.

Для исследования свободной конвекции применялся оптический метод голографической интерферометрии с элементами иммерсионной томографии, позволяющий в сочетании со скоростной видеосъемкой фиксировать изотермы, как в жидкости, так и в элементе засыпки. Характерное время, при котором происходит искривление параллельных изотерм относительно поверхности нагрева, в экспериментах отождествлялось со временем начала возникновения конвекции.

На рис. 1 представлена схема экспериментальной установки для исследования теплои массообменных процессов в многофазных средах. Установка включает в себя гелийнеоновый лазер (He–Ne) мощностью 20 мВт, длиной волны $\lambda = 0,63$ мкм, оптическую систему, состоящую из зеркал, линз, голографической пластинки и кюветы, выполненной из прозрачного оптического стекла. Оптическая кювета размером 5×10 мм и высотой 15 мм загружалась исследуемой жидкостью и элементами (частицами) засыпки. В качестве модели зернистого слоя использовались частицы сферической и цилиндрической формы диаметром d = 5 мм. В качестве жидкой фазы использовались: вода, иммерсионная жидкость, изопропиловый спирт, хлористый метилен и диэтиловый эфир. Исходная температура рабочего участка соответствовала заданной величине недогрева жидкости. В нижней части кюветы осуществлялся подвод теплоты электрическим нагревателем в виде пластины, выполненной из нихрома (марка X20H80). Размеры пластины 5×10 мм, толщиной 0.06 мм. Изменение происходящих тепловых процессов с помощью скоростной видеокамеры Fast Video-500M отображалась на экране компьютера в режиме реального времени от начала нагрева.



Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – лазер; 2 – отражающие зеркала; 3 – полупрозрачное зеркало – делитель лазерного пучка; 4 – линзы; 5 – исследуемый объект – оптическая кювета; 6 – голограмма; 7 – видеокамера; 8 – градиентный датчик теплового потока; 9 – система электропитания; 10 – нагреватель; 11 – система контроля; 12 – компьютер

Отличительной особенностью от теплометрических измерений [5] в данном исследовании являлось использование градиентного датчика теплового потока (ГДТП), выполненного совместно с кафедрой «ТОТ» СПбПУ им. Петра Великого. Применение ГДТП, основанного на поперечном эффекте Зеебека, имеет существенное преимущество в теплометрии, поскольку, отражает измерение непосредственно величины теплового потока, а не его косвенное значение, как в случае с использованием термопар [6].

На рис. 2 представлены видеокадры, характеризующие начало возникновения микроконвекции в ячейке, образованной стальными (a, b) и пластиковыми (b, c) цилиндрами с разными жидкостями.





На основе полученных экспериментальных данных была развита расчетная модель [2] процесса прогрева пристенного слоя жидкости с учетом конвективной составляющей в уравнении теплопроводности. Математическое описание полей вектора скорости и температуры вязкой несжимаемой жидкости при свободной термогравитационной конвекции в ограниченной полости, выполнено в соответствии с моделью неоднородной жидкости в приближении Буссинеска. Задача численно решалась для исследуемой ячейки методом конечных разностей в программной среде Visual Fortran 6.6. На рис. 3 приведены результаты численного моделирования характерные для динамики возникновения микроконвекции в исследуемой ячейке, образованной в воде со стальными цилиндрами.





Работа выполнена при поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 14-08-00626).

Литература

1. Филиппов Г. А., Богоявленский Р. Г., Авдеев А. А. Перспективы создания прямоточных микротвэльных ядерных реакторов с перегревом пара // Тяжелое машиностроение. 2002. № 1. С. 43.

2. Покусаев Б. Г., Некрасов Д. А. Математическое моделирование переходных процессов в кольцевом канале с зернистым слоем при вскипании недогретой воды. Формирование волны давления // ТВТ. 2008. Т. 46, № 3. С. 406–412.

3. Сорокин В. В. Гидравлика и теплообмен шаровых засыпок в условиях активной зоны водо-водяных ядерных реакторов с микротвэлами. Минск: Беларус. навука, 2010. – 191 с.

4. Situ R., Ishii M., Hibiki T., Tu J. Y., Yeoh G. H., Mori M. Bubble departure frequency in forced convective subcooled boiling flow // Int. J. Heat Mass. Transf. 2008. Vol. 51, No. 25-26. Pp. 6268–6282.

5. Покусаев Б. Г., Карлов С. П., Некрасов Д. А., Захаров Н. С. Возникновение конвективных течений в пристенном зернистом слое в процессе нестационарного вскипания жидкости // Письма в ЖТФ. 2014. Т. 40, № 16. С. 8.

6. Сапожников С. З., Митяков В. Ю., Митяков А. В. Основы градиентной теплометрии. СПб.: Изд-во политехн. ун-та. 2012, С. 203. УДК 66.047:621.547

ОСЦИЛЛИРУЮЩАЯ ИНФРАКРАСНАЯ СУШКА И СТИМУЛЯЦИЯ СЕМЯН

С. П. Рудобашта¹, Г. А. Зуева², А. Н. Зуев¹

¹Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева, г. Москва, Россия ²Ивановский государственный химико-технологический университет, г. Иваново, Россия

Сушка семян осуществляется после их сбора с поля для обеспечения влажности, необходимой по условиям хранения. Процесс сушки необходимо провести так, чтобы не только понизить влажность семян до требуемого стандартом значения, но и сохранить, а по возможности и улучшить посевные качества материала, которые зависят от способа сушки, режима сушки (в первую очередь от температуры и длительности нагрева семян). Они определяются такими показателями, как энергия прорастания и всхожесть семян [1]. В [2] было показано, что применение осциллирующей (импульсной) инфракрасной сушки семян овощных культур при колебании температуры семян в процессе сушки в интервале от $t_{\rm min} = 34 \,^{\circ}{\rm C}$ до $t_{\rm max} = 40 \,^{\circ}{\rm C}$ вызывает стимуляцию семян, проявляющуюся в увеличении их энергии прорастания и всхожести. Исследования были проведены с семенами таких культур, как томат, огурец, бобы, свекла, морковь, петрушка, пастернак, иссоп, шалфей, змееголовник молдавский, кресс-салат, укроп, собранными с поля, в качестве излучателей использовали лампы «КГТ», «OSRAM», керамический излучатель «ELCER. Было установлено, что наибольший стимулирующий эффект дает применение лампы «OSRAM», что объясняется лучшим соответствием ее спектральных характеристик таковым у семян. При использовании этой лампы всхожесть в среднем по семенам всех исследованных культур увеличивается на 24–30%, примерно настолько же возрастает и энергия прорастания.

Были проведены также исследования по изучению влияния начальной влажности семян и продолжительности осциллирующей инфракрасной термообработки (ОИКТ) на стимулирующий эффект – на семенах лука репчатого сорта «Штутгартер ризен» [3]. Исследования проводили с семенами, взятыми со склада, которые предварительно замачивали, а затем подвергали ОИКТ. Наибольший стимулирующий эффект по всхожести достигался при влагосодержании семян ~40%, при котором всхожесть увеличивалась в 1,68 раза по сравнению с контролем. Однако и при более низком влагосодержании в интервале 18-40% также наблюдается высокий прирост всхожести по сравнению с контролем. Из результатов опытов по влиянию длительности ОИКТ на стимулирующий эффект следует, что наибольшее увеличение энергии прорастания и всхожести семян достигается при длительности этого процесса 2400 с. Были проведены также опыты по изучению длительности сохранения стимулирующего эффекта. Для этого семена после ОИКТ анализировали на энергию прорастания и всхожесть сразу после ОИКТ, через 4 месяца и через 8 месяцев после нее. Было установлено, что эффект стимуляции сохраняется длительное время (8 месяцев, а возможно и долее), поэтому семена, собранные с поля и высушенные методом осциллирующей ИК-сушки (инфракрасной сушки), будут сохранять стимулирующий эффект до посева.

Проведенные исследования показали, что подвергать осциллирующему инфракрасному воздействию можно как семена, собранные с поля, – с целью их сушки до кондиционной влажности, требуемой по условиям хранения, и получая при этом стимулирующий эффект, который будет сохранятся до посева, а можно этому воздействию подвергать семена, взятые со склада, непосредственно перед посевом – исключительно с целью их стимуляции (в этом

случае семена для увеличения эффекта стимуляции предварительно замачивают). Возможен еще третий случай стимуляции, когда со склада берут застарелые, заплесневелые семена и, не замачивая их, подвергают осциллирующему ИК-воздействию – с целью повышения их кондиционных свойств перед продажей или продления срока хранения. Ниже приведены результаты исследований по осциллирующей ИК-стимуляции такого рода сухих семян с целью повышения их всхожести. Стимулировали семена огурцов сортов «Кураж» и «Мурашка» с помощью ламп «OSRAM Sicatherm I 250 W» при плотности теплового потока, падающего на семена $q_0 = 1810$ Bт/м², при колебании температуры семян в цикле от $t_{min} = 34$ °C до $t_{max} = 40$ °C. Изменение температуры семян в опытах иллюстрирует рис.1. Простимулированные семена анализировали на энергию прорастания и всхожесть. Всего было проведено три серии опытов с семенами, имеющими разную первоначальную всхожесть, каждая серия содержала три опыта с длительностью термообработки 600, 1200 и 2400 с. Результаты испытаний посевных качеств семян, проведенных в лаборатории ООО «Гавриш», представлены в табл. 1.



Рис. 1. Экспериментальная термограмма поверхности семян лука репчатого сорта «Штутгартер ризен» при осциллирующей ИК-термообработке монослоя семян ($q_0 = 1810 \text{ BT/m}^2$; v = 1.8 м/c; излучатели – лампы «OSRAM Sicatherm»; $t_{\min} = 34 \text{ °C}$; $t_{\max} = 40 \text{ °C}$)

Таблица 1

Результаты испытаний посевных качеств семян огурца (3-я степень зараженности плесенью), стимулированных методом ОИКТ

Номер	Лот	Первичная	«ЭП» после	«В» после	Время
опыта		ЭП/В, %	ОИКТ, %	ОИКТ, %	обработки, с
1	AUS 64	35/35	_	65	600
2	AUS 64		35	75	1200
3	AUS 64		25	85	2400
4	AUS 63	57/57	60	90	600
5	AUS 63		70	80	1200
6	AUS 63		50	75	2400
7	AUS 18	84/84	75	80	600
8	AUS 18		80	80	1200
9	AUS 18		70	70	2400

Проведенные исследования показали, что стимулирование семян с низкой всхожестью приводит к ее существенному росту (опыты $N \ge N \ge 1-3$), энергия прорастания при этом существенно не изменяется. Наибольший эффект стимуляции проявился для сухих семян с низкой всхожестью (B = 35%) при длительности облучения 2400 с (опыт $N \ge 3$): увеличение

всхожести в 2,43 раза. Однако и при меньшей длительности стимуляции (600 с – опыт № 1 и 1200 с – опыт № 2) наблюдается примерно двукратное увеличение всхожести, поэтому эти длительности облучения представляют практический интерес, поскольку расход энергии на проведение процесса при этом соответственно в 4 и в 2 раза меньше, чем при $\tau = 2400$ с. Было также выявлено, что ОИКТ семян значительно снижает степень их зараженности плесенью: 3-я степень зараженности понижается до 1-й (табл. 1).

Таким образом, в результате исследований, проведенных в [2, 3], а также в данной работе установлено, что обрабатывать семена с плохой всхожестью осциллирующим ИКспособом можно: 1) высушивая семена после сбора их с поля перед закладкой на хранение (при этом основным процессом является сушка, а стимуляция семян – сопутствующий эффект), 2) специально стимулируя предварительно увлажненные семена, взятые со склада, перед посевом, 3) специально стимулируя сухие семена, взятые со склада, для продления срока их хранения. В первом из указанных случаев необходимо рассчитывать длительность сушки при изменении влажности семян от ее полевого значения до конечного, необходимого по условиям хранения, тогда как во втором и третьем случаях длительность ИК-термообработки задается, исходя из соображений достижения максимального эффекта стимуляции.

Поскольку при ИК-сушке глубина проникновения лучистого потока внутрь материала не велика, то при проведении этого процесса необходимо создать условия для облучения каждого индивидуального семени. Это может быть сделано, например, при проведении процесса в плотном монослое облучаемых семян или в условиях их виброожижения в тонком слое. Поскольку семена имеют форму, близкую к правильной, то в этом случае кинетику сушки можно рассчитывать на основе решения дифференциального уравнения массопроводности, записываемого для единичного семени. Эксперименты показали, что изза малого интервала колебаний температуры в рассматриваемом процессе и большой инерционности поля влагосодержаний кривая сушки имеет гладкий монотонный характер. Это позволяет рассчитывать кривую сушки при средней температуре семени, задаваемой как $t_{cp} = (t_{min} + t_{max})/2$. Для проверки этой возможности экспериментально были получены данные по коэффициенту массопроводности для семян лука репчатого, горчицы белой, петрушки и перца сладкого – в функции от влагосодержания и температуры [4]. Форма семян указана в табл. 2. Коэффициент массопроводности семян определяли зональным методом [5] из кривых конвективной сушки, полученных при отсутствии внешнего диффузионного сопротивления. установлена значительная зависимость коэффициента массопроводности Была ОТ влагосодержания и температуры семени [4]. На основе этих данных рассчитывали кривые осциллирующей ИК-сушки монослоя семян – по решению линейной задачи массопроводности для единичного семени, зональным методом, с помощью которого учитывали изменение значения коэффициента массопроводности в ходе процесса.

Таблица 2

Культура	Форма семян	Диаметр семян, мм	Длина семян, мм
Лук «Штутгартер Ризен»	чизен» Эквивалентный ограниченный цилиндр		0,9
Горчица белая	Эквивалентная сфера	2,16	_
Петрушка «Кучерявец»	Эквивалентный ограниченный цилиндр	1,55	0,65
Перец сладкий «Соната»	Эквивалентный ограниченный цилиндр	4,20	0,8

Массопроводность семян

В частности, для сферического семени горчицы задача массопроводности имеет вид

$$\frac{\partial u(r,\tau)}{\partial \tau} = k \left(\frac{\partial u^2(r,\tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial u(r,\tau)}{\partial r} \right), \quad 0 < r < R, \quad \tau > 0, \tag{1}$$

$$u(r,0) = u_{\rm H} = {\rm const}, \quad \tau = 0, \quad 0 \le r \le R,$$
 (2)

$$-k\rho_0\left(\frac{\partial u(R,\tau)}{\partial r}\right) = \beta_c \left(C_{c.\Pi} - C_c\right), \quad \tau > 0, \quad r = R,$$
(3)

$$\frac{\partial u(0,\tau)}{\partial r} = 0, \quad \tau > 0, \quad r = 0.$$
(4)

Из решения (4) в регулярном режиме при зональном расчете следует уравнение [5]

$$\tau_{j} = \frac{R^{2} \mu_{n=1.j}^{2}}{\mu_{n=1.j}^{2} k_{j}} \ln \left(B_{n=1.j} / \overline{E}_{j} \right), \tag{5}$$

где
$$\overline{E}_{j=1} = (\overline{u}_{k,j} - u_p^*) / (\overline{u}_{H,j} - u_p^*), \beta_c^* = \beta_c / A_{p,\Pi}; u_p^* = u_p \frac{A_{p,\Pi}}{A_p}; A_{p,\Pi} = \frac{u_{p,\Pi}}{C_{c,\Pi}}; A_p = \frac{u_p}{C_c}$$

Расчет кривых осциллирующей ИК-сушки зональным методом показал, что расчетные и экспериментальные кривые сушки удовлетворительно согласуются (рис. 2) – погрешность в определении времени сушки составляет 8–10%.



Рис. 2. Сравнение расчетной (1) и экспериментальной (2) кривых сушки семян: горчица белая; $q_0 = 1810 \text{ Bt/m}^2$; v = 1.8 м/c; $t_{\min} = 34 \text{ °C}$, $t_{\max} = 40 \text{ °C}$; $\tau_{\text{u}} = 23 \text{ c}$

Таким образом, коэффициенты массопроводности, определенные в условиях конвективной сушки, успешно «работают» при описании кинетики осциллирующей ИКсушки, причем в условиях, когда кинетическая задача по своему характеру является смешанно-диффузионной. Это свидетельствует о возможности использования данных по коэффициенту массопроводности, полученному указанным способом, и зонального метода кинетического расчета в инженерных расчетах процесса осциллирующей ИК-сушки семян – по средней температуре семян в циклах t_{cp} .

Обозначения

 $A_{\rm p}$ – коэффициент распределения функции концентрационного фазового равновесия, (кг/(кг сух. м-ла))/(кг/м³); $C_{\rm c}$, $C_{\rm c.n}$ – концентрация пара в воздухе (в ядре потока и у поверхности испарения), кг/м³; k – коэффициент массопроводности, м²/с; r – радиальная координата, м; R – радиус сферы, м; u, \overline{u} – локальное и среднее по объему семени влагосодержание, кг/(кг сух. м-ла); v – скорость воздуха; $\beta_{\rm c}$ – коэффициент массоотдачи, м/с;

B – всхожесть, %; ЭП – энергия прорастания, %; τ – длительность стимуляции, с. Индексы: n – номер члена бесконечного ряда в решении задачи массопроводности; κ – конечный; н – начальный; п – поверхность семени; р – равновесный; с – сушильный агент; ц – цикл; j – номер концентрационного интервала.

Литература

1. ГОСТ 12038-84. Семена сельскохозяйственных культур. Методы определения всхожести. М.: Изд-во стандартов. 2004. – 63 с.

2. Рудобашта С. П., Григорьев И. В. Импульсная инфракрасная сушка семян овощных культур, нетрадиционных и редких растений // Пром. теплотехника. 2011. Т. 33, № 8. С. 85–90.

3. Рудобашта С. П., Зуева Г. А., Зуев Н. А. Стимуляция семян путем осциллирующей инфракрасной термообработки // Пром. теплотехника. 2013. Т. 35, № 7. С. 218–222.

4. Рудобашта С. П., Зуева Г. А., Дмитриев В. М., Зуев Н. А. Массопроводность при сушке коллоидных капиллярно-пористых материалов // Изв. ВУЗов. Химия и химич. технол. 2014. Т. 57, вып.1. С. 103–107.

5. Рудобашта С. П. Массоперенос в системах с твердой фазой. М.: Химия, 1980. – 248 с.

УДК 66.011

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕТИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ПРОЦЕССАХ СУШКИ И ТЕРМОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

С. П. Рудобашта¹, М. К. Кошелева²

¹Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева, г. Москва, Россия ²Московский государственный университет дизайна и технологии, г. Москва, Россия

Определение кинетических коэффициентов, необходимых для расчёта кинетики процессов сушки и термовлажностной обработки материалов, осуществляется опытным путем. Их нахождение связано с определенными трудностями, в частности, с проблемой измерения локальных концентраций и с зависимостью коэффициента массопроводности от концентрации распределяемого компонента. Отсутствие во многих случаях данных по коэффициентам массоотдачи и массопроводности затрудняет кинетический расчет аппаратов.

Целью данной работы является разработка метода определения коэффициента массоотдачи β_c и зависимости k = f(u) из кинетической кривой процесса, не требующего в последнем случае отсутствия внешнего диффузионного сопротивления. Коэффициент β_c при его измерении находят обычно из уравнения массоотдачи

$$i_{\rm n} = \beta_{\rm c} \left(C_{\rm c.n} - C_{\rm c} \right). \tag{1}$$

В условиях сушки при этом принимают, что в первом ее периоде пар у поверхности высушиваемого тела является насыщенным. Аналогично при экстрагировании вещества из твердой фазы, когда его содержание достаточно для создания насыщенного раствора у поверхности тела при постоянной концентрации распределяемого вещества в ядре внешней фазы наблюдается период постоянной скорости процесса, аналогичный таковому при сушке (рис. 1). Концентрация *С*_{с.п} при этом равна концентрации насыщенного раствора при

соответствующей температуре. По мере удаления вещества из тела при экстрагировании возникают диффузионные затруднения в его переносе изнутри к поверхности тела и начинается период уменьшающейся скорости процесса, аналогичный второму периоду сушки (рис. 1). Таким образом, картина процесса в обоих случаях аналогична и коэффициент массоотдачи при экстрагировании может быть рассчитан из кривой кинетики для периода постоянной скорости процесса.



Рис. 1. Кинетика промывки хлопчатобумажных тканей различной плотности от щелочи при разных модулях ванны: 1 – ткань двунитка (Mв = 100); 2 – ткань двунитка (Мв = 500); 3 - ткань миткаль $(M_B = 100)$

τ,c

Во втором периоде рассматриваемых процессов их кинетика в общем случае определяется диффузионными сопротивлениями как во внешней, так и во внутренней фазах. Для определения коэффициента массопроводности используют различные методы [1]. Недостатком многих из них, как отмечено выше, является необходимость определения локальных концентраций. В [1] описан зональный метод определения концентрационной зависимости коэффициента массопроводности k = f(u) из кривой кинетики процесса, полученной при $Bi_m \rightarrow \infty$. Недостатком этого метода является необходимость исключения внешнего диффузионного сопротивления, что не всегда выполнимо. Предлагаемый метод определения зависимости k = f(u) от описанного в [1] отличается тем, что используется кривая кинетики, полученная при любом Bi_m. Он предполагает комплексное определение из кривой кинетики коэффициента β_c и зависимости k = f(u) - kak для процессов сушки, так и для процессов экстрагирования. Необходимым условием его применения является наличие периода постоянной скорости процесса, из которого рассчитывают сначала коэффициент $\beta_c^* = \beta_c / A_p$, а затем истинный коэффициент массоотдачи β_c . Пусть точка K (критическая точка) на кривой кинетики разграничивает оба периода (рис. 1).

Предлагаемый метод заключается в следующем:

1. Из кривой кинетики в первом периоде по углу наклона кинетической кривой, построенной в координатах $\tau - \overline{u}$, определяем скорость процесса: $N = -(d\overline{u} / d\tau)_1 = \text{const.}$

2. Записываем граничное условие массообмена для критической точки в следующем виде, считая равновесную зависимость линейной и принимая в силу пренебрежимо малого внутридиффузионного сопротивления в первом периоде $u_{\text{п.кр}} = \overline{u}_{\text{кр}}$:

$$i_1 = NR_{\rm V}\rho_0 = \beta_{\rm c}^*(\overline{u}_{\rm KD} - u_{\rm p}),\tag{2}$$

Вычисляем из (2) модифицированный коэффициент массоотдачи β^{*}.:

$$\beta_{\rm c}^* = \frac{NR_{\rm V}\rho_0}{(\overline{u}_{\rm kp} - u_{\rm p})}.$$
(3)

3. Находим истинный коэффициент массоотдачи $\beta_c = \beta_c^* A_p$.

Для определения зависимости k = f(u) зональным методом используем решение дифференциального уравнения массопроводности для тела соответствующей формы, считая $\overline{u}_{\rm H} \, \overline{u}_{\rm K}$, k, $\beta_{\rm c}^*$, $u_{\rm p}^*$, $R = {\rm const}$, приняв за начало отсчета времени критическую точку и поместив начало координат в центр тела

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = k \Delta u, \quad 0 < x < R, \quad \tau > 0, \tag{4}$$

где Δ – оператор Лапласа.

Решение задачи (4) для среднеобъемного массосодержания в теле в регулярном режиме массообмена имеет вид [1]

$$\overline{E} = B_1 \exp\left(-\frac{\mu_1^2}{R^2} k\tau\right),\tag{5}$$

где *B*₁ и µ₁ – предэкспоненциальные множители и корни характеристических уравнений для первого члена решений задач, зависящие от формы тела и числа Bi_{*m*} [1].

Для нахождения зависимости k = f(u) разбиваем весь диапазон изменения массосодержания распределяемого вещества от $u_{\rm H} = \overline{u}_{\rm kp}$ до $\overline{u}_{\rm k}$ (где $\overline{u}_{\rm k}$ – конечное массосодержание на опытной кривой кинетики) на *n* интервалов (концентрационных зон), для каждого из которых находим значение коэффициента *k*. При этом для первой зоны используем решение (5). Для второй и последующих зон, в которых начальное распределение концентраций уже не является равномерным, а равно конечному распределению концентрации в предыдущей зоне, параметр B_1 необходимо заменить на $B_1^* = \gamma_i B_1$, где γ_i – поправочный коэффициент [1].

Обозначив в *i*-й концентрационной зоне $P_i = k_i \mu_{1,i}^2$, выразим этот сомножитель из уравнения (5), переобозначив B_1 на B_1^* :

$$P_{i} = k_{i} \,\mu_{1,i}^{2} = \frac{R^{2}}{\tau_{i}} \ln \frac{B_{1}^{*}}{\overline{E}_{i}}.$$
(6)

Запишем далее характеристическое уравнение для решения (5) [1], заменив в нем первые корни в концентрационных зонах $\mu_{1,i}$ на выражения $\mu_{1,i} = \sqrt{P_i/k_i}$. Для пластины имеем (аналогично можно записать выражения и для тел другой формы)

$$\operatorname{ctg}\left(\sqrt{P_i / k_i}\right) = \frac{\rho_0 \sqrt{P_i \cdot k_i}}{\beta_c^* \cdot R}.$$
(7)

Таким образом, имеется четыре выражения: (6), (7), $\operatorname{Bi}_{m} = (\beta_{c}^{*}R)/(k \rho_{0}), \mu_{1,i} = \sqrt{P_{i}/k_{i}}$, содержащие четыре неизвестных: $B_{1,i}^{*}, P_{i}, \mu_{1,i}, k_{i}$, что позволяет вычислить их при условии, что известны остальные величины, входящие в эти зависимости. Указанные зависимости алгебраически не разрешимы относительно искомых неизвестных, которые, однако, могут быть найдены как корни уравнений. Предлагается следующая процедура их нахождения: 1) задаются величиной B_{1}^{*} в интервале $\overline{E_{i}} < B_{1}^{*} \leq 1$; 2) по уравнению (6) определяют параметр P_{i} ; 3) по уравнению (7) (или иному, соответствующему форме тела) находят значение k_{i} как

корень этого уравнения; 4) вычисляют число Bi_m , используя найденное из первого периода кинетики значение β_c^* ; 5) проверяют правильность задания B_1^* , при необходимости перезадают значение B_1^* и повторяют расчет до совпадения предварительно принятых и найденных из расчета значений этого параметра.

Для иллюстрации предлагаемого метода определения кинетических коэффициентов β_c^* и k_i рассмотрим кинетическую кривую промывки, полученную при удалении технологического загрязнения (щёлочи) из хлопчатобумажых тканей (ткань обрабатывается щёлочью в процессе мерсеризации). Исследования проводили на лабораторной установке, моделирующей процесс промывки при обтекании ткани жидкостью [2]. Объектами исследования являлись лёгкая и средней плотности хлопчатобумажные ткани: миткаль ($\rho_{\pi} = 0,101 \text{ кг/m}^2$) и двунитка ($\rho_{\Pi} = 0.340 \text{ кг/m}^2$) толщиной 2R = 0.00042 м и 2R = 0.00091 м соответственно. Скорость движения ткани составляла 100 м/мин, модуль ванны Мв менялся от 100 до 500. Образец ткани пропитывали раствором едкого натра с концентрацией 100 кг/м³, время пропитки было больше времени достижения равновесия, концентрацию щелочи определяли методом обратного титрования [3]. Полученные кривые кинетики промывки приведены на рис. 1. Как видно из рисунка, на кривой кинетики наблюдаются два периода, процесса, что характерно для промывки от щелочи хлопчатобумажных тканей различной плотности и при фильтрации промывного раствора сквозь полотно ткани [2, 3]. Из линейного участка кривой кинетики 2 был найден коэффициент $\beta_c^* = 0,0615$ кг/(м² с). Соответствующий ему истинный коэффициент массоотдачи $\beta_c = \beta_c^* A_p = \beta_c^* A_p' \epsilon / \rho_0$. Принимая $\epsilon = 0,57$, $\rho_0 = \rho_{II}/(2R) = 750$ кг/м³, получили $\beta_c = 0,467 \cdot 10^{-4}$ м/с. Коэффициенты массопроводности определяли, разбивая кривую кинетики при $\overline{u} < \overline{u}_{\rm kp}$ на три интервала (табл. 1).

Таблица1

Показатели	Номер концентрационной зоны				
	1 2		3		
$(\bar{u}_{{}_{\mathrm{H},i}}-\bar{u}_{{}_{\mathrm{K},i}})\cdot10^2$, кг/(кг с. м.)	0,0995–0,0765	0,0765–0,0645	0,0645–0,0475		
\overline{E}_i	0,755	0,831	0,712		
$P_i \cdot 10^9$	2,91	1,28	1.17		
$k_i \cdot 10^9$, m ² /c	1,258	0,534	0,486		
μ1	1.521	1,548	1,551		
Bi _m	29,7	69,7	76,7		

Расчет коэффициента массопроводности *k* зональным методом для хлопчатобумажной ткани средней плотности

Как видно из таблицы, коэффициент k_i имеет порядок 10^{-9} , что согласуется по порядку величины со значениями этого коэффициента при экстрагировании целевых компонентов из твердой фазы [4]. С уменьшением концентрации технологического загрязнения коэффициент массопроводности снижается. Это объясняется тем, что по мере развития процесса удаляется технологическое загрязнение, более прочно связанное со структурой ткани. Величина числа Bi_m указывает на то, что в рассматриваемом процессе реализуется преимущественно смешанно-диффузионная задача массообмена, при которой на скорость процесса влияют как внутреннее, так и внешнее диффузионные сопротивления.

Обозначения

 $A_{\rm p}$ – коэффициент распределения функции концентрационного фазового равновесия, (кг/кг)/(кг/м³); $C_{\rm c.n}$, $C_{\rm c}$ – концентрация распределяемого вещества во внешней фазе соответственно у поверхности тела и в ядре потока, кг/м³; $\overline{E} = (\overline{u}(\tau) - u_{\rm p}^{*})/(u_{\rm H} - u_{\rm p}^{*})$ – среднее относительное массосодержание; i_1 – плотность потока распределяемого вещества в первом периоде, кг/(м² · c); k – коэффициент массопроводности, м²/c; R – половина толщины пластины, радиус цилиндра или шара; $R_{\rm V}$ – отношение объема тела к его поверхности, м; $\beta_{\rm c}$ – коэффициент массоотдачи, м/с; ε – пористость твердой фазы, м³/м³; $\beta_{\rm c}^* = \beta_{\rm c} / A_{\rm p}$ – модифицированный коэффициент массоотдачи, кг/м²; $\mathrm{Bi}_m = (\beta_{\rm c}^* R)/(k \rho_0)$ – число Био массообменное модифицированное. Индексы: п – поверхность тела; р – равновесный.

Литература

1. Рудобашта С. П. Массоперенос в системах с твердой фазой. М.: Химия, 1980. – 248 с.

2. Сажин Б. С., Кошелева М. К., Сажина М. Б. Процессы сушки и промывки текстильных материалов. М.: ФГБОУ ВПО "МГУДТ", 2013. – 301 с.

3. Реутский В. А., Щёголев А. А., Кошелева М. К. Расчёт процесса промывки при фильтрации моющего раствора сквозь полотно ткани // Изв. ВУЗов. Технология текстильной промышленности. 1984. № 5. С. 50–54.

4. Аксельруд А. А., Лысянский В. М. Экстрагирование. Система твердое тело-жидкость. Л.: Химия, 1974. – 255 с.

УДК 674.04:674.8

ПРИМЕНЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ В ПРОЦЕССАХ СУШКИ ДРЕВЕСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Р. Р. Сафин, П. А. Кайнов, И. Ф. Хакимзянов, Ш. Р. Мухаметзянов

Казанский национальный исследовательский технологический университет, г. Казань, Россия

Энергосбережение на сегодняшний день является актуальной проблемой не только при проведении процессов сушки, но и в различных отраслях производства. Рациональное использование природных ресурсов, сокращение вредных выбросов в атмосферу и эффективное использование электрической и тепловой энергии приобретают исключительно важное значение в промышленности. В то же время существует проблема возрастания дефицита как традиционных, так и возобновляемых источников энергии. При этом наиболее доступным видом таких источников является биомасса, основную долю которой составляет древесина.

В настоящее время на промышленных предприятиях древесные отходы и другие биопродукты в лучшем случае сжигаются в печах и топках котлов. Однако стандартные топки имеют низкий КПД, требуют регулярной очистки и ремонта, а в атмосферу в виде дыма выбрасываются не сгоревшие сложные и вредные углеводородные соединения. Поэтому поставлена цель существенного сокращения потребления теплоэнергетических ресурсов (ТЭР) путем эффективного использования энергии сгорания возобновляемого топлива методом термохимической конверсии в газогенераторной установке. Газификация биомассы является одним из наиболее дешевых и экологичных способов получения механической и тепловой энергии.

В связи с этим была предложена идея создания технологического комплекса, основанного на газификации отходов деревообработки для производства тепловой и механической энергии, используемых в процессах сушки пиломатериалов (рис. 1) [1, 2]. Основное конструктивное достоинство данного технологического комплекса состоит в том, что для большей эффективности использования тепловой энергии в процессах сушки имеет место применение теплового насоса, который способен передать намного больше энергии, чем потребляет. Таким образом, повышается эффективность проведения процесса сушки в сушильной камере [3, 4].



Рис. 1. Схема технологического комплекса по экономии топливно-энергетических ресурсов

Сырьем для переработки являются отходы деревообработки, образующиеся на лесопильном и столярном производствах. Сырье в виде древесных отходов поступает в газификатор. В газификаторе при высокой температуре происходит процесс разложения растительных отходов с получением синтез-газа, который поступает в двигатель внутреннего сгорания. При сжигании газа в двигателе внутреннего сгорания вырабатывается энергия, примерно 60% которой – это тепловая составляющая, которая может быть направлена на различные промышленные и технологические процессы (например, отопление помещений и т. п.), и примерно 30% – это механическая составляющая, которая направляется на привод теплового насоса, благодаря чему повышается полезный температурный уровень отработанной теплоты. Количество тепловой энергии, отдаваемое тепловым насосом нагреваемому объекту, равно сумме тепловой энергии отработанной из окружающей среды и затраченной механической энергии. Преимущество теплового насоса заключается в потреблении сравнительно малого количества энергии по отношению к получаемой в нем тепловой энергии. Так, тепловой насос вырабатывает 3-5 кВт·ч тепловой энергии на 1 кВт·ч, затрачиваемой на его работу электроэнергии. Совмещение в процессе сушки нагрева воздуха тепловым насосом и рекуперации тепла теплонасосной установкой делает процесс сушки более эффективным.

С целью получения показателей энергоэффективности применения теплового насоса в процессах сушки пиломатериалов, было проведено сравнение энергопотребления различных пород древесины с электрическим и теплонасосным нагревом (рис. 2). Электрический нагрев проводился в программируемом вакуумном сушильном шкафу Memmert 400. Как видно из графиков, сушка с электрическим подводом тепла проходит со значительным энергопотреблением (примерно в три раза). Таким образом, применение теплового насоса в процессах

сушки пиломатериалов является перспективным направлением рационального использования тепловой и электрической энергии [5].



Рис. 2. Показатели энергопотребления с электрическим и теплонасосным нагревом для разных пород древесных материалов (*Q* – количество тепла, кВт/ч; *s* – толщина древесного материала, мм)

Разработка и внедрение предложенного ресурсосберегающего комплекса позволит уменьшить потребление топливно-энергетических ресурсов примерно в три раза, повысить эффективность проведения процессов сушки древесных материалов. Кроме экономичности, сушильные камеры на базе тепловых насосов являются наиболее экологичным и безопасным способом осушения древесины. Данный технологический комплекс может применяться как в конвективных, так и в вакуумных методах осушения древесных материалов.

Литература

1. Сафин Р. Р., Хакимзянов И. Ф., Кайнов П. А., Хасаншина Р. Т. Разработка комплекса эффективного использования топливных ресурсов для получения тепловой энергии // Вестн. Казанского технол. ун-та. 2014. Т. 17, № 18. С. 219–221.

2. Хакимзянов И. Ф., Кайнов П. А. Разработка энергоэффективного комплекса для процессов сушки древесины // Деревообрабатывающая пром-ть. 2014. № 4. С. 12–15.

3. Сафин Р. Р., Хакимзянов И. Ф., Кайнов П. А., Николаев А. Н., Сафина А. В. Обзор современных технологических решений повышения энергоэфективности в процессах сушки пиломатериалов // Вестн. Казанского технол. ун-та. 2014. Т. 17, № 21. С. 50–52.

4. Сафин Р. Р., Хасаншин Р. Р., Кайнов П. А. Обзор современных решений сотрудников ФГБОУ ВПО "КНИТУ" в области техники и технологии сушки пиломатериалов // Вестн. Казанского технол. ун-та. 2013. Т. 16, № 23. С. 76–78.

5. Кайнов П. А., Мухаметзянов Ш. Р., Хакимзянов И. Ф. Применение энергосберегающих мероприятий в процессах сушки пиломатериалов // Энергетика Татарстана. 2015. № 2 (38). С. 73–77.

УДК 664.723.011

МЕХАНИЗМЫ «КАПИЛЛЯРНОГО ТОРМОЖЕНИЯ» В ПРОЦЕССАХ СУШКИ

Г. Ф. Смирнов, А. В. Зыков

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, Украина

Основы подходов к моделированию процессов сушки были созданы в основном в конце прошлого века академиками А. В. Лыковым и П. А. Ребиндером [1, 2] и дополнены П. П. Луциком соотношениями для учёта деформации в материале [3] и Н. И. Никитенко [4]. С другой стороны, широко используются кинетические методы, основанные на описании кривой сушки и балансовых уравнениях теплоты и влаги. Объективный анализ современных взглядов на закономерности процессов сушки приводится в монографии [5]. Очевидно на данный момент аналитические решения задачи сушки индивидуальных частиц, с одной стороны, не могут учесть реальную сложность процессов внутри капиллярно-пористой структуры материала и на его внешней границе, а, с другой стороны, имеющиеся решения даже в значительно упрощенном виде оказываются довольно громоздкими для их дальнейшего использования в условиях массовой сушки, которые, как правило, не могут быть заданы независимым образом, а сами являются функциями процесса взаимодействия сушильного агента с большой массой дисперсного материала. Последнее обстоятельство физически является весьма существенным, поскольку это означает, что внешние по отношению к частицам условия формируются самим процессом и, следовательно, уравнения кинетики отработки отдельных частиц и уравнения балансов процесса по влаге и теплоте должны рассматриваться совместно.

Кинетические методы отражают кинетику процесса сушки в реальных условиях переменного режима в сушильной камере, однако они не раскрывают внутренних механизмов процесса сушки. Таким образом, опираясь на приведенную информацию и объективную оценку существующего положения в теоретическом анализе процессов сушки можно считать, что существующие взгляды и концепции на физическую природу и принципиальные внутренние механизмы процессов сушки нуждаются в углубленном подходе, вскрывающем сущность тех механизмов процесса, которыми объясняются главные его особенности. В настоящей работе авторами предпринимается попытка сделать в этом направлении свой шаг.

Основной идеей авторов является существование минимум двух форм торможения во время сушки. Первая проявляется, когда влага на поверхности начинает исчезать. Вторая проявляется, когда начинает испаряться влага из внутреннего объема, в том числе происходит углубление зоны испарения. Торможение в первой форме связано с элементами влаги, остающимися в углах мест контакта. В результате, это приводит к возрастанию капиллярного давления и, соответственно, уменьшению давления паров над поверхностью материала и, соответственно, движущей силы. В случае, который изучался авторами и относился к сушке слоя зерна, испарение влаги с внешней поверхности зёрен приводит к снижению её объёма и, как следствие, к утонению некоей плёнки жидкости, что ведёт к её перемещению к узким местам слоя: к местам контактов отдельных зёрен. Так как это имеет место при испарении, то в этих местах контактов возникают «углубляющиеся» по мере испарения криволинейные границы раздела фаз пар – жидкость. При этом кривизна этих границ раздела возрастает, что ведёт к появлению существенного по величине «капиллярного давления» снижающего «движущую силу» процесса массоотдачи. Схема расчётов отвечающих этому положению имеет следующую форму:

$$V_{i} = \frac{M_{i}}{\rho_{0}} = \left[\left(M_{0} - M_{2i} \right) - \sum \left(\Delta M_{i} \right) \right] / \left(N_{1i} m \rho_{0} \right)$$

Зная остаток поверхностной влаги и полагая, что он распределяется, главным образом, в местах контакта элементов (зёрен) слоя, можно оценить радиус кривизны криволинейной границы раздела фаз, допуская, что этот радиус связан с масштабом объёмов жидкости в местах её размещения кубическим законом, т. е.

$$R_{0i}^3 \approx \operatorname{const} \cdot V_i$$
.

Знание радиуса позволяет вычислить отвечающее ему «капиллярное давление»:

$$\Delta P_{\sigma i} = 2 \cdot \frac{\sigma}{R_{0i}} \, .$$

Когда этот радиус кривизны становится близким к радиусам внутренних каналов среды, которая осушается, тогда наступает переход к испарению влаги из внутренних каналов. При этом возникают свои не менее существенные особенности. Рассмотрим их, привлекая условную схему (рис. 1).



Рис. 1. Условная схема модели внутреннего испарения. Диагональная штриховка – элементы скелета; горизонтальная – влага в капилляре; криволинейные стрелки – выход пара, его диффузия в парогазовую смесь, находящуюся над границей раздела фаз в внутреннем капилляре

Для испарения влаги из внутреннего объёма зерна нужно «преодолеть» сопротивление массопередачи, состоящее из внутреннего сопротивления, обусловленного диффузией пара внутренней влаги к внешней поверхности зёрен, гидравлического сопротивления внутри каналов и собственно диффузионное сопротивление над поверхностью раздела фаз с учетом кривизны этой поверхности. Этот процесс авторами не рассматривался по целому ряду причин:

1) в столь малых по размерам каналах движение паровоздушной смеси перестаёт быть сплошным, т.е. оно подчиняется закономерностям молекулярных течений;

2) на внутренних поверхностях этих каналов при испарении должны иметь место скачки температур и давлений;

3) нам не известна необходимая исходная информация по таким расчётам, включая сведения о размерах этих каналов, их распределении и т. д.

В дальнейшем, при необходимости, такие расчёты могут быть выполнены при условии, что нужная исходная информация получена и достаточна надёжна. Понятно, что анализ процесса удаления влаги из внутренних каналов станет источником своего механизма торможения. При этом возможны разнообразные физические причины возникновения и развития таких внутренних каналов. Они могут присутствовать во внутренних объёмах объекта изначально; могут возникать как результаты физических, биологических (для пищевых продуктов), химических или механических, или различных комбинаций этих воздействий. Естественно, в каждом таком случае необходимы соответствующие исследования и изучение этих проблем с целью получения нужной исходной информации. Можно предполагать, что результаты названных исследований и развитие на их основе анализа соответствующих процессов тепломассопереноса, приведут к обнаружению, отвечающих этим формам испарения, своих механизмов торможения процесса сушки.

Так как необходимо сравнение с данными опытов для объективной оценки справедливости предлагаемого подхода, то для этого использовались полученные под руководством проф. О. Г. Бурдо данные опытов по сушке зернового слоя. Рассматривается сушка нагреваемого, но не деформируемого материала. Принимается, что нагрев осуществляется через контакт греющей поверхности с нагреваемым материалом. Эта схема отвечает реальным условиям опытов, результаты которых используются для сопоставления с расчётами по предлагаемой модели, а условия опытов изложены в [6, 7]. Принципиальная схема подхода авторов состоит в следующем:

1. Необходимо задать математическое описание температурного поля, по которому определить температуры на поверхности испарения с учетом информации о подводимой к источнику тепла энергии и условий теплоотдачи от источника к объекту сушки и в окружающую среду.

2. Определить основные уравнения движения паровоздушной смеси, используя исходные данные о физических свойствах объекта сушки.

3. Определить парциальное давления пара и "движущие силы" массопереноса, используя данные распределения температуры.

4. Включить некоторые дополнительные уравнения, чтобы учесть дополнительные механизмы торможения.

5. Объединить расчётные соотношения в некую единую общую модель.

Алгоритм и важные результаты для испарения поверхностной влаги представлены ниже.

Алгоритм расчета основан на определении для каждого момента времени толщины прогретого слоя, в пределах которого происходит испарение, и решении системы уравнений материального баланса, учитывающей материальные потоки в прогретом слое – испарение с поверхности, фильтрация сквозь слой материала, диффузия водяного пара и воздуха:

$$\begin{cases} \frac{dG1}{d\tau} = \beta \Big[P_n - (P_{pv} + dP_{pv}) \Big] VS_y, \\ \frac{dG2}{d\tau} = \frac{K_f}{\delta_{30}\mu} \Big[(P_{sl} + dP_{sl}) - P_0 \Big] \rho_a S_y V, \\ \frac{dG3}{d\tau} = \frac{D_{op}}{R_v T 1} \frac{(P_{pv} + dP_{pv}) - P_{pv0}}{D_t - \frac{\delta_e}{2}} \pi L_t (D_t + 2\delta_e), \\ \frac{dG4}{d\tau} = \frac{D_{op}}{R_a T 1} \frac{(P_{pv} + dP_{pv}) - P_{pv0}}{D_t - \frac{\delta_e}{2}} \pi L_t (D_t + 2\delta_e), \end{cases} \begin{cases} dM = dG1 - dG2 - dG3 + dG4, \\ dM = dM_a + dM_v, \\ dM_a = -\frac{1}{1+x} dG2 + dG3, \\ dM_v = dG1 - \frac{x}{1+x} dG2 - dG3, \end{cases}$$
(1)

 $P_{sl} = P_{pv} + P_{pa}, \quad dP_v = \frac{R_v I}{V_a} dM_v, \quad dP_a = \frac{R_a I}{V_a} dM_a, \quad dP_{sl} = dP_a + dP_v.$

Система (1) может быть преобразована к виду

$$ZX28 \cdot dM_a^4 + ZX33 \cdot dM_a^3 + ZX34 \cdot dM_a^2 + ZX35 \cdot dM_a + ZX36 = 0.$$
 (2)

Корнем этого уравнения является изменение массы сухого воздуха в слое за время Δτ. Решение уравнения (2) позволяет определить изменение массы водяного пара в прогретом слое и количество удаленной влаги:

$$dG1 = \left[dG3 + dM_v - \frac{dM_a \left(M_v + dM_v \right)}{M_a + dM_a} \right]$$

Так как изменение массы слоя происходит только за счет удаления влаги ($\Delta M = dG1$), то, используя полученные зависимости, можно определить снижение движущей силы процесса испарения влаги с поверхности за счет капиллярного торможения. Это снижение движущей силы учитывается при расчете процессов в прогретом слое в следующий момент времени.

Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными представлено на рис. 2. Уменьшение количества влаги на внешней поверхности приводит к уменьшению радиуса кривизны на границе фаз, что сопровождается увеличением капиллярного давления и соответствующим снижением "движущей силы" переноса массы в этот момент. Это, в свою очередь, приводит к резкому сокращению скорости удаления влаги.



Рис. 2. Динамика удаления влаги в перемешиваемом зерновом слое при пористости 0,7; 0,9 и 0,99

Таким образом, предложенный подход является новым шагом в описании внутренних механизмов процесса сушки. Он полезен для углубления анализа внутреннего механизма процессов сушки. Полагаем, что он может быть развит для разных объектов сушки с учётом конкретных их особенностей.

Обозначения

 V_i — остаток внешней влаги к моменту начала этапа «капиллярного» механизма торможения, м³; M_0 — исходное количество (масса) влаги в слое, кг; M_{2i} — масса влаги внутри зёрен, кг; $\Sigma \Delta M_i$ — сумма всех уменьшений массы влаги от начального нулевого момента до данного *i*-го, кг; ρ_0 — плотность влаги, кг/м³; N_{1i} — число зёрен в *i*-й части слоя, *m* — среднее число узлов, в которых формируются границы раздела фаз; $\Delta P_{\delta i}$ — повышение «капиллярного давления», что ведёт к уменьшению «движущих сил» процесса масоотдачи, Па; σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; R_{0i} — текущее значение некоторого радиуса кривизны, м; *G*1 — поток водяного пара с поверхности зерна; *G*2 — фильтрационный поток воздуха; D_{op} — коэффициент диффузии водяного пара в воздухе.

Литература

1. Лыков А. В. Теория сушки. М.: Энергия, 1968. – 472 с.

2. Ребиндер П. А. О формах связи влаги с материалами в процессе сушки // Всесоюз. науч.-техн. совещание по сушке. М., 1958. С. 20–33.

3. Луцик П. П. Массопроводность деформируемого в процессе сушки твердого пористого тела // Промышленная теплотехника. 1987. Т. 9, № 5. С. 29–34.

4. Никитенко Н. И. Теория тепломассопереноса. Киев: Наукова думка, 1983. – 352 с.

5. Бурдо О. Г. Эволюция сушильных установок. Одесса: Полиграф, 2010. – 368 с.

6. Безбах И. В., Бурдо О. Г. Термомеханический агрегат для дисперсных продуктов // Наукові праці ОНАХТ. 1999. Вип. 21. С. 234–237.

7. Воскресенская Е. В. Особенности кинетики процесса сушки в термосифонномеханическом агрегате // Наукові праці ОНАХТ. 2010. Вип. 37. С. 81–84.

УДК 536.245:662.994

ТЕПЛООБМЕН И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ С ВНУТРИТРУБНЫМИ ВСТАВКАМИ

Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев, В. С. Кудрявцев, В. А. Згурский, Р. С. Карабчиевская

Институт газа НАН Украины, г. Киев, Украина

В трубчатых рекуперативных теплообменниках высокотемпературных агрегатов с температурой продуктов сгорания до 1000 °С и выше лимитирующей стадией теплопередачи является нагрев компонентов горения (прежде всего воздуха горения) в трубных каналах. Для преодоления этого ограничения современные рекуператоры снабжены интенсификаторами теплообмена по воздушному тракту. В большинстве случаев в качестве таких устройств в рекуператорах зарубежных фирм используются спиральные вставки [1–3], которые турбулизируют поток внутри труб при обеспечении способности приобретать форму изогнутых криволинейных труб в рекуперативных секциях. Рекуператоры со вставками в форме ребер, расположенных в плоскостях, проходящих через образующие теплообменных труб, за рубежом имеют конструкцию с двумя трубными досками, между которыми расположены пучки прямых теплообменных труб [4].

В Институте газа НАН Украины предложена концепция и созданы конструкции рекуператоров с гибкими вторичными излучателями в форме радиальных ребер, которые могут быть установлены по всей длине теплообменных труб с криволинейными участками [5]. С увеличением числа радиальных ребер в трубе взаимная поверхность лучистого обмена «теплообменная труба – поверхность ребер (вставки)» возрастает.

Цель и содержание испытаний состояли в сравнении между собой основных характеристик: теплообменных и температурных, гидравлических и теплогидравлических – рекуперативных секций в виде трубчатых петель. Оценивались возможности улучшения теплообменных характеристик за счет размещения вставок внутри труб, соответствующих авторским разработкам, с одной стороны, и зарубежным аналогам – с другой.

Экспериментальные исследования проводили на компьютеризированном огневом стенде, разработанном и сооруженном в Институте газа НАН Украины. Методология испытаний

заключалась в одновременных исследованиях двух рекуперативных секций, каждая из которых состоит из трех параллельных U-образных петель. Секции изготовлены из труб промышленного сортамента $D_t \times \delta = 89 \times 4,5$ мм, а суммарная длина трех петель $L_{rs} = L_1 + L_2 + L_3$ соответствует петле промышленного рекуператора $3 \times 3385 \approx 10\,155$ мм.

Для испытаний были выбраны следующие типы трубчатых петлевых рекуператоров: 1) гладкотрубной (без вставок) конструкции (*BD*) – из трех последовательных U-образных петель без вставок; 2) конструкции со спиральными вставками двух типов – *SP*1 и *SP*2, которые установлены по всей длине теплообменных труб в таких же петлях, как в конструкции *BD*. Относительный шаг спиралей $\sigma_1 = s_1/d = 4,0$ и $\sigma_2 = s_2/d = 2,5$ в конструкциях *SP*1 и *SP*2 соответственно; 3) авторской конструкции с гибкими крестообразными вставками – вторичными излучателями, которые установлены по всей длине теплообменных труб – конструкция *MD*3. Схема петель опытных секций рекуператора показана на рис. 1. Для изготовления спиральных вставок были разработаны соответствующие технология и оснастка. Процесс закрутки спиральных лент осуществлялся в «холодном», статическинапряженном состоянии.

Отметим, что упомянутые спиральные вставки *SP*1 соответствуют геометрическим характеристикам спиральных турбулизаторов, используемых в трубчатых рекуператорах фирмы «Helmut Peiler Montanwaerme» (Германия – США).



Рис. 1. Конструкции петель трубчатого рекуператора: a – гладкая труба (без вставок) конструкции (*BD*); δ – авторская конструкция *MD*3 с гибкими вставками – крестообразными вторичными излучателями, установленными по всей длине теплообменных труб; s – конструкции *SP*1 и *SP*2 со спиральными вставками – турбулизаторами

Сопоставление опытных секций рекуператора проведено в топочной камере упомянутого огневого стенда при среднем и высоком уровне рабочих температур в топочной камере $T_{fl} = 823-1273$ К (550–1000 °C) при автоматическом поддержании в сравниваемых секциях одинаковых массовых расходов воздуха $\dot{m}_a = 0,053$; 0,061; 0,072 кг/с, что отвечает объемным расходам $\dot{V}_a = 150$; 170; 200 нм³/ч соответственно. Выбор указанных массовых и объемных расходов определялся возможностями тягодутьевых устройств.

Для определения средних коэффициентов теплоотдачи от стенок труб к воздушному потоку используется специальный «интеллектуальный» блок системы сбора и переработки информации, который в on-line режиме обрабатывает полученные данные по температурным распределениям для коэффициента теплоотдачи внутри каждой из петель:

$$\overline{\alpha}_{i} = \frac{\overline{c}_{pm} \dot{m}_{i} (t_{a,i,en} - t_{a,i,ex})}{\int\limits_{(F_{l,i})} t_{w} dF_{l,i} - \pi D_{i} \int\limits_{(L_{i})} t_{a} dL_{i}}, \qquad (1)$$

при этом суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением, осредненный по длине всей рекуперативной секции *L*_{rs} составляет

$$\overline{\alpha}_{rs} = \overline{\alpha}_{rs,conv} + \overline{\alpha}_{rs,rad} = (\overline{\alpha}_1 F_{l1} + \overline{\alpha}_2 F_{l2} + \overline{\alpha}_2 F_{l3}) F_{rs}^{-1}.$$
(2)

На рис. 2 представлено сопоставление данных по $\overline{\alpha}_{rs}$ для испытанных рекуперативных секций в зависимости от температуры внутри огневой камеры T_{fl} . Данные подтверждают возможность интенсификации теплообмена внутри труб за счет размещения вставок. При любой температуре в камере T_{fl} значение $\overline{\alpha}_{rs}$ для базовой конструкции петель *BD* меньше $\overline{\alpha}_{rs}$ каждой из испытанных конструкций петель с внутритрубными вставками. Из числа последних – конструкция со вставками – вторичными излучателями *MD3* опережает по величине $\overline{\alpha}_{rs}$ конструкции *SP*1 и *SP*2 в форме спиральных турбулизаторов. При этом по мере повышения T_{fl} различие в пользу *MD3* по сравнению с любой другой секцией возрастает.

Необходимо указать, что любая из упомянутых вставок выполняет функции вторичного излучателя, однако радиационная составляющая $\overline{\alpha}_{rs,rad}$ тем выше, чем больше площадь поверхности вставки в пределах петли в связи с увеличением угловых коэффициентов и взаимных поверхностей в системе теплообменная поверхность трубы – поверхность вставки.





На рис. З для сравниваемых секций рекуператора представлены зависимости изменения выходной температуры воздушного потока $T_{a,ex}$ (рис. 3, *a*), средней температуры стенок \overline{T}_w (рис. 3, *б*), разности температур (рис. 3, *в*): средней по стенкам трех петель каждой из секций \overline{T}_w и $T_{a,ex}$ – на выходе из секций от температуры продуктов сгорания в топочной камере T_{fl} при расходе воздуха через каждую из секций $\dot{m}_a = 0,061$ кг/с (170 нм³/ч).

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что в условиях относительно невысоких температурах в камере ~823 К (~550 °C) температура нагрева воздуха $T_{a,ex}$ для секции *MD*3 незначительно (~10 К) превышает $T_{a,ex}$ для *BD* секции (рис. 3, *a*), но при этом уменьшается температура стенки (на рис. 3, *б* показана средняя температура стенки \overline{T}_w), а уменьшение разности температур между стенками труб и подогревом воздуха $\overline{T}_w - T_{a,ex}$ для *MD*3 является более существенным (рис. 3, *в*).

За счет увеличения коэффициента теплоотдачи внутри труб для секции *MD*3 отмечается существенное дополнительное (до 170 К) повышение температуры подогрева воздушного потока $T_{a,ex}$, снижение температуры стенки труб (локальной T_w , максимальной $T_{w,max}$, средней \overline{T}_w) и уменьшение разности температур $T_w - T_{a,ex}$ по сравнению с гладкотрубной конструкцией *BD*. При этом огневыми испытаниями и CFD моделированием подтвержден ожидаемый эффект: интенсификация высокотемпературного теплообмена за счет вставок сопровождается снижением обобщенной теплогидравлической характеристики рекуператора *e* по сравнению с гладкотрубной конструкцией.

Экспериментально установлено, что характеристики предложенных рекуператоров с вторичными излучателями (прототип *MD3*) превосходят таковые для зарубежных аналогов,

оснащенных спиральными вставками – турбулизаторами (прототипы *SP*1 и *SP*2), по теплотехническим показателям: повышению температуры подогрева воздушного потока $T_{a,ex}$ (60 K), снижению температуры стенки труб T_w (ориентировочно на 20 K), гидравлическим характеристикам – пониженному аэродинамическому сопротивлению воздушного тракта Δp_a , а также по теплогидравлической эффективности *e*. Превышение эффективности *e* для секции *MD*3 по сравнению с зарубежными прототипами *SP*1 и *SP*2 составляет 14,5–30,5%.





Рис. 3. Зависимость основных теплотехнических характеристик: температуры подогрева воздуха $T_{a,ex}$ (*a*), средней температуры стенки \overline{T}_w (*б*) и разности температур $\overline{T}_w - T_{a,ex}$ (*в*) от температуры в топочной камере T_{fl} при использовании опытных секций рекуператора. Массовый (объемный) расход воздуха $\dot{m}_a = 0,061$ кг/с ($\dot{V}_a = 170$ нм³/ч = *idem*)

Особенно ощутимыми являются преимущества конструкции *MD*3 по наиболее представительному теплообменному критерию – разности температур $\Delta \overline{T}_{w-a} = \overline{T}_w - T_{a,ex}$: отмечается 4-кратное его уменьшение по сравнению с гладкотрубной *BD*-конструкцией, более чем 2-кратное сокращение по сравнению с *SP*1 и *SP*2-конструкциями. Приведенные достоинства и тенденция к их дальнейшему усилению по мере роста рабочих температур в печи T_{fl} позволяют рекомендовать конструкцию рекуператора с внутритрубными вторичными излучателями для широкого внедрения при строительстве новых и реконструкции существующих печей, как более эффективную по сравнению с отечественными (*BD*) и зарубежными (*SP*) рекуператорами.

Литература

1. Technical data bulletins: Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Corp. // High efficiency tubular recuperator series Product series: SWH-G series. – Режим доступа: http://www.shenwu.com.cn/english/index.php?app=product&act=view&column_id=137&id=187.

2. Technical data bulletins: Hülsenbusch Apparatebau GmbH // Construction of Recuperators. – Режим доступа: http://www.huelsenbusch.de/english/recuperators.html.

3. Technical data bulletins: Helmut Peiler Montanwärme // The Peiler Convection Recuperator. – Режим доступа: http://www.peiler-montanwaerme.de/en/convectionrecu.htm#.

4. Technical data bulletins: Alloy Engineering Company // Recuperator Tube Bundles Recuperator Tube. – Режим доступа: http://www.alloyengineering.com/products/recuperator-tube-bundles/.

5. Пат. Украины на изобретение 101124, МПК: F23L 15/04; F27D 17/00. Рекуператор / Б. С. Сорока, П. Шандор, В. С. Кудрявцев, Н. В. Воробьев. Заявитель и патентообладатель Институт газа НАНУ. № а201201938; заявл. 21.02.2012; опубл. 25.02.2013. Бюл. 4.

УДК 539.538:621.039.542.84

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА ЧАСТИЦ В ПЛОТНОМ ВРАЩАЮЩЕМСЯ СЛОЕ ВНУТРИ НЕПОДВИЖНОЙ ВИХРЕВОЙ КАМЕРЫ

В. В. Сорокин

Объединенный институт энергетических и ядерных исследований – Сосны НАН Беларуси, Минск, Беларусь

Внутри короткой вихревой камеры с неподвижными стенками в потоке капельной жидкости может быть создан стационарный толстый плотный вращающийся слой частиц [1]. Он размещается между боковой и торцевыми стенками камеры и имеет четкую внутреннюю свободную границу. Жидкость поступает в камеру через направляющий аппарат, размещенный на боковой стенке, приобретая радиальную и окружную составляющие скорости. Далее, обтекая частицы, проходит через слой, его внутреннюю границу и покидает камеру через центральное отверстие в торцевой крышке. Радиус границы слоя может лишь незначительно превышать радиус центрального отверстия.

При пористости около 0.5 слой демонстрирует высокую устойчивость в широком диапазоне толщин: существует десятки часов без потерь частиц, нечувствителен к ориентации относительно вертикали и различным возмущениям (удары, вибрация, переменность расхода жидкости, внедрение предметов в слой), допускает догрузку или выгрузку частиц на ходу. Несмотря на то, что частицы опираются на стенки камеры и вращаются с постоянной угловой скоростью, слой в целом похож на жидкость: способен обтекать препятствия, тела в нем могут тонуть, всплывать или диффундировать. Для количественного описания такого объекта предложена модель [2].

Важным техническим аспектом использования подвижного слоя является износ частиц и стенок устройств. Наибольшая относительная скорость и нагрузка взаимодействующих элементов характерны для области направляющего аппарата и части торцевых крышек вблизи боковой стенки. В этих областях скорость слоя относительно стенки составляет 5–15 м/с, наблюдается заметный износ. Трущиеся элементы слоя изнашиваются равномерно.

Экспериментально исследовался износ частиц олова диаметром 2–2.8 мм в камере из полиметилметакрилата (оргстекло) с гиперболическим профилем торцевых крышек. Навеска частиц 12 кг вращалась в течение 6 ч, в результате обнаружилась убыль массы в количестве 75 г [3]. Жидкость – водопроводная вода (температура 20 °C).

Вычислим теоретическую и экспериментальную величины интенсивности изнашивания и сравним их. Используем метод [4, 5]. Рассматривается пара трения олово и полиметилметакрилат. Трение считается сухим при коэффициенте µ = 0.17, характерном для олова [5]. Механические свойства материалов взяты из справочной литературы [6–8] и приведены в табл. 1. Поскольку значения твердости и предельных напряжений у олова значительно меньше, чем у полиметилметакрилата, принимаем, что в контакте пары изнашивается олово.

Интенсивность изнашивания определяется [4] как отношение толщины слоя δ_{tr} утраченного материала к длине L_{tr} пройденного пути:

$$I = \delta_{tr} / L_{tr}.$$
 (1)

Толщину слоя установим по балансу масс для равномерного износа частиц: $\delta_{tr} = \Delta e d_s/6$, где $\Delta e = 10^{-3} (0.1\%)$ – относительная потеря материала в процессе износа, $\delta_{tr} = 3.8 \cdot 10^{-4}$ мм, d_s – диаметр частицы, принят равным 2 мм.

Таблица 1

Характеристики	Полиметил- метакрилат	Олово	Свинец
Модуль упругости Е, МПа	3300	55 000	16 000
Предельное напряжение при однократном растяжении σ_0 , МПа	60–90	20	12
Твердость по Бринеллю НВ, МПа	170-240	50	40
Напряжение текучести σ_t , МПа	_	12	5

Механические характеристики материалов

Длина пройденного пути зависит от скорости вращения слоя ΩR и затраченного времени *t*, здесь Ω – угловая скорость, *R* – радиус камеры. Используются следующие модельные предположения: взаимодействие частицы и стенки осуществляется в пределах площадки контакта; эти площадки к концу эксперимента равномерно и сплошь покрывают поверхность каждой частицы; частицы, контактирующие и не контактирующие со стенкой, меняются местами. Поскольку давление слоя и трение уменьшаются с удалением от боковой стенки, то изнашиваются преимущественно частицы в контакте с боковой стенкой. Для упрощения анализа принимается, что износ идет только в контакте с боковой стенкой. Тогда

$$L_{tr} = \Omega R t / M / K, \tag{2}$$

где *М* – число слоев частиц; *К* – отношение площади поверхности частицы к площади пятна контакта.

Расчет параметров слоя с исходными данными [3]: D = 2R = 350 мм; высота слоя $h_0 = 32$ мм; радиус центрального отверстия $R_{II,0} = 70$ мм; высота слоя $H_1 = 88$ мм; доля твердой фазы в слое $\tau = 0.53$ [2]; $\rho_{Sn} = 7.3 \text{ г/см}^3$; $\rho_{BOJbl} = 1 \text{ г/см}^3$; по методике [2] дает $\Omega = 56 \text{ c}^{-1}$ (экспериментальное значение 63 c⁻¹); давление слоя на боковую стенку P = 0.034 МПа; скорость воды во входных отверстиях $W_{III} = 11.9$ м/с; $\Omega R = 9.8$ м/с; скорость свободной границы $W_2 = 4.9$ м/с; скорость фильтрации U = 0.6 м/с.

Число частиц n_1 , одновременно контактирующих с боковой стенкой, определяется выражением $k_1\pi Dh_0 = n_1\pi d_s^2/4$, где k_1 – параметр укладки, числовой коэффициент, учитывающий долю пустот между шарами. Использовалась величина $k_1 = 0.85$, $n_1 = 9520$. Сила давления n_1 шаров на боковую стенку πDh_0P . При общем числе частиц n_2 , определенном выражением $\tau \pi Dh_0H_1 = n_2\pi d_s^3/6 = 3.9 \cdot 10^5$, число слоев составит $M = n_2/n_1 = 41$.

Поскольку олово металл мягкий, а нагрузка на контакт значительная, то контакт будет пластического типа. Среднее давление на контакте p_c определим равным напряжению текучести, площадь контакта S_{κ} составит $\pi Dh_0 P/n_1 \sigma_t = 0.01 \text{ мм}^2$. По критерию $p_c/HB = 0.24 > 0.0625$ контакт классифицируем как пластический насыщенный, поэтому характеристику шероховатости h/r вычисляем по формуле $h/r = 5.4(HB/E)^2$ [5]. Зная площадь контакта, находим

 $K = \pi d_s^2 / S_{\kappa} = 1256$ и $L_{tr} = 685$ мм. Интенсивность изнашивания, согласно формуле (2), составит 4.8 · 10⁻⁷, что характеризует износ, наблюдавшийся в эксперименте [3].

Для расчета теоретического значения интенсивности изнашивания $I_{\rm T}$ рекомендовано выражение [4, 5]

$$I_{\rm T} = 0.2 \ (h/r)^{1/2}/n, \ n = (\sigma_0/\mu\sigma_t)^3.$$
(3)

Совпадение рассчитанной по (3) интенсивности $I_{\rm T} = 4.46 \cdot 10^{-7}$ и наблюдавшейся $I = 4.8 \cdot 10^{-7}$ удовлетворительное.

В паре трения из материалов сильно отличающихся по механическим свойствам преимущественно изнашивается самый слабый материал [4]. Если стоит задача продления срока службы аппарата, то следует выбирать мягкий материал частиц. На практике свойства материалов бывают заданы заранее. Вариантом решения может оказаться ввод между стенкой аппарата и основным слоем дополнительной прослойки мягких частиц со специальной целью снижения износа [1, 3]. Квазижидкие свойства толстого слоя позволяют использовать для этого частицы материала большей плотности. Концентрируясь у стенки, монослой таких частиц минимизируют износ, причем динамические параметры основного слоя и гидравлические характеристики аппарата практически не изменяются [3].

В эксперименте [3] была использована смесь свинцовой дроби диаметром 3.25 мм в количестве 1.6 кг, $\rho_{Pb} = 11.3 \text{ г/см}^3$, и оловянных частиц 10.5 кг. Убыль массы свинца за 6 ч составила 200 г, олова – 3 г. Истирание олова практически прекратилось. Произведем расчет износа частиц изолирующего слоя. Примем, что изнашивается только свинец, тогда $\delta_{tr} = 0.011 \text{ мм.}$ Число частиц $n_1 = 3605$, $n_2 = 7.9 \cdot 10^3$, число слоев составит M = 2.2, $S_{\kappa} = 0.066 \text{ мм}^2$, $h/r = 3.375 \cdot 10^{-5}$, K = 503 и $L_{tr} = 31$ 881 мм. Интенсивность изнашивания будет $I = 3.45 \cdot 10^{-7}$ по уравнению (2), а $I_{T} = 4.1 \cdot 10^{-7}$ по (3). Совпадение интенсивностей удовлетворительное.

Таким образом, адекватное моделирование износа частиц в плотном вращающемся слое внутри неподвижной вихревой камеры может быть осуществлено на базе классической теории трения и износа с привлечением расчетных динамических характеристик слоя, полученных по методу [2].

Литература

1. Гольдштик М. А. Процессы переноса в зернистом слое. Новосибирск: Изд-во Ин-та теплофизики СО РАН, 2005. – 358 с.

2. Сорокин В. В. Гидродинамика вихревой камеры с толстым вращающимся слоем частиц // РНКТ-6: Тр. 6-й Рос. нац. конф. по теплообмену. 27–31 октября 2014 г. М.: Изд-во МЭИ, 2014. С7/22. CD-R.

3. А. с. 1002030 СССР, МПКЗ В 04С 1/00. Способ защиты стенок вихревой камеры / М. А. Гольдштик, В. Н. Сорокин, В. К. Богатырев и др. Заявитель Ин-т теплофизики. № 2011983/26; заявл. 1974.04.05; опубл. 1983.03.07 // БИ. 1983. № 9.

4. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2 кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. Кн. 1. – 400 с.

5. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

6. Смирягин А. П., Смирягина Н. А., Белова А. В. Промышленные цветные металлы и сплавы. М.: Металлургия, 1974. –488 с.

7. Барацихин Е. А., Шульгина Э. С. Технология пластических масс. Л., 1982.

8. Механические свойства олова [электронный ресурс]. Режим доступа: www.shtockman.com/products/ Олово_01пч. Дата доступа: 12.12.2012.

УДК532.546:536.421:622.276

О ЗАВИСИМОСТИ ЭНЕРГИИ АКТИВАЦИИ ДЕГАЗАЦИИ ОТ ДИЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УГЛЕВОДОРОДНЫХ ДИЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ

М. А. Фатыхов

Башкирский государственный педагогический университет им. М. Акмуллы, г. Уфа, Россия

Для нефтяных месторождений с физически обусловленными затруднениями вытеснения, вызванными высокой вязкостью нефти, реологическими свойствами, высокой долей микрокапилляров, требуется прямое длительное действие на флюиды для стимуляции фильтрационных процессов за счет снижения вязкости, градиента сдвига и капиллярных сил [1]. Одним из эффективных методов является воздействие высокочастотного и сверхвысокочастотного электромагнитного поля [2, 3]. Благодаря глубокому проникновению и возникающему вследствие этого объемному тепловыделению, электромагнитное излучение способно обеспечить гораздо более высокий КПД, чем технологии электромагнитного воздействия – классические традиционные способы воздействия нагретым паром или горячей жидкостью [4]. При внедрении технологии электромагнитного воздействия на месторождениях Западной Сибири и Республики Татарстан получены положительные результаты по дополнительной добычи нефти [4, 5].

Сопоставления расчетных технологических показателей процесса разогрева и добычи нефти с использованием энергии электромагнитных полей с данными, полученными на месторождениях, показали значительные расхождения. Источник расхождения – неучет физико-химических процессов и фазовых превращений, неизбежно протекающих в нефтяном пласте. Это связано, прежде всего, с недостаточным научно-техническим сопровождением, в частности, количество экспериментальных исследований крайне мало. Наиболее значимые результаты фундаментальных исследований физико-химических процессов и фазовых превращений в углеводородных средах, взаимодействующих с высокочастотными (ВЧ) и сверхвысокочастотными электромагнитными полями (ЭМП), представлены в работах [6, 7].

Физической основой воздействия ВЧ ЭМП на дегазацию жидкости является то, что при этом выделяется количество тепла, интенсивность которого определяется выражением

$$q = \frac{\omega \varepsilon' \varepsilon_0 \mathrm{tg} \delta}{2} \left| \vec{E} \right|. \tag{1}$$

Повышение температуры приводит к изменению структуры среды и уменьшению значения поверхностного натяжения на границе жидкость – газ. Эти явления и эффекты способствуют дегазации жидкости в высокочастотном электромагнитном поле. Следует отметить, что дегазация сильно влияет на вязкость жидкостей и на поверхностное натяжение на границах сред, а также на фазовые переходы типа плавление [4, 9].

С целью проведения экспериментальных исследований дегазации углеводородной жидкости в ВЧ ЭМП разработана и собрана установка [6]. Основными частями этой установки являются источник ВЧ энергии, реактивная камера, контрольно-измерительная аппаратура. Источником ВЧ энергии служит генератор типа ВЧД-3-6/81 с рабочей частотой 81,36±0,8136 МГц. Реактивная камера представляет собой цилиндрическую трубку из фторопласта, помещаемую между обкладками горизонтального плоского конденсатора,

являющегося одним из основных узлов ВЧ источника. В качестве рабочей жидкости исследовались нефти различных месторождений (Кушкульского, Краснохолмского залежей Башкортостана, битумная нефть Мордово-Кармальского месторождения Татарстана и Мамонтовского месторождения Тюменской области). Методика эксперимента заключалась в регистрации изменения температуры в камере и количества выделившегося из нефти газа. Испытания проводились при разных мощностях. Для измерения температуры служат U-образный термометр и термопара. Выделявшийся газ измеряли микрогазометром. В работе [7] представлены результаты экспериментальных исследований.

Исследования показали, что в электромагнитном поле температура жидкости повышается. Скорость увеличения температуры при одинаковой электромагнитной мощности зависит от состава и электрофизических характеристик исследуемой жидкости (є, tgδ). Чем больше є, tgδ исследуемых нефтей, тем интенсивней происходит нагрев в поле. Вместе с тем, исследованные жидкости отличаются временем начала выделения газа. Следовательно, необходимо определить минимальное количество энергии, необходимой для начала дегазации, т. е. энергию активации дегазации. В работе [10] изложены физические основы и методика экспериментального определения энергии активации при дегазации сред.

Анализируя кривые зависимости температуры и количества выделившегося газа от времени, на рис. 1 представлены зависимости количества выделившегося газа из нефтей исследованных месторождений от температуры.





Накопленный газовый фактор аппроксимировался зависимостью

$$\Gamma = \Gamma_0 \exp\left(\frac{-E_{\gamma}}{R(T - T_0)}\right),\tag{2}$$

где Γ_0 – значение Γ при $E_{\gamma} = 0$. Логарифмирование выражения (2) дает

$$\ln \Gamma = \ln \Gamma_0 - \frac{E_{\gamma}}{R(T - T_0)}.$$
(3)

После дифференцирования (3) по $1/(T - T_0)$ получаем выражение энергии активации

$$E_{\gamma} = R \left[\frac{d \ln(\Gamma)}{d \left(\frac{1}{T - T_0} \right)} \right].$$
(4)

Формула (3) служит для определения энергии активации E_{γ} . Для этого строятся экспериментальные зависимости $\Gamma = \Gamma(\Delta T)$. Затем по наклону $\ln \Gamma(1/\Delta T)$ определяется энергия активации. В табл. 1 представлены результаты вычислений.

Таблица 1

Месторождение	ε′	tgδ	E_{γ} , Дж/моль
Краснохолмское нефтяное	2.41	0.024	$108\pm7, \ \epsilon_4=7\%$
Мамонтовское нефтяное	2.35	0.052	112 ± 6 , $\epsilon_3 = 5,7\%$
Кушкульское нефтяное	2.36	0.075	140 \pm 7, ϵ_2 = 5,1%
Мордово-Кармальское битумное	2.65	0.1	$186\pm11, \epsilon_1 = 5,7\%$

Диэлектрические свойства и энергии активации нефтей на частоте 81 МГц

Известно [8], что дегазация влияет на диэлектрические свойства сред. Сравнивая зависимости изменения температуры сред со временем и зависимость накопленного газового фактора от температуры (рис. 1), можно сделать вывод о том, что энергии активации E_{γ} прямо пропорционально зависят от тангенса угла диэлектрических потерь и диэлектрической проницаемости исследованных жидкостей. Чем больше их значение, тем больше и значение энергии дегазации углеводородных жидкостей.

Обозначения

 ω – циклическая частота поля, рад/с; є' – относительная диэлектрическая проницаемость среды; ε_0 – диэлектрическая постоянная Φ/M ; tg δ – тангенс угла диэлектрических потерь; $|\vec{E}|$

– комплексная амплитуда вектора напряженности электрического поля, В/м; q – интенсивность выделения тепла в диэлектрике, взаимодействующим с электромагнитным полем, Вт/м³; E_{γ} – энергия активации дегазации, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(°С·моль); T – температура, °C; T_0 – начальная температура, °C; ΔT – изменение температуры °C; Γ – накопленный газовый фактор, м³/м³.

Литература

1. Барышников А. А., Стрекалов А. В., Ведменский А. М. и др. Методы электрического воздействия на пласт с целью увеличения нефтеотдачи // Нефтепромысловое дело. 2013. № 7. С. 31–35.

2. Барышников А. А., Стрекалов А. В., Ведменский А. М. др. Применение электромагнитного и плазменно-импульсного воздействия для повышения нефтеотдачи // Нефтепромысловое дело. 2013. № 6. С. 32–33.

3. Фатыхов М. А. Экспериментальные исследования фильтрации высоковязкой нефти в электромагнитном поле // Изв. ВУЗов. Нефть и газ. 2006. № 6. С. 53–57.

4. Фатыхов М. А., Худайбердина А. И. Комбинированные методы воздействия на нефтяные пласты на основе электромагнитных эффектов. Уфа: БГПУ, 2010. – 120 с.

5. Барышников А. А., Стрекалов А. В., Грачев С. И. Повышения нефтеотдачи пластов за счет воздействия электромагнитным полем // Научное обозрение. 2013. № 4. С. 60–62.

6. Фатыхов М. А. Сепарация углеводородной жидкости в высокочастотном электромагнитном поле // Электронная обработка материалов. 2002. № 6. С. 50–53.

7. Фатыхов М. А., Идрисов Р. И. Дегазация углеводородной жидкости в высокочастотном электромагнитном поле // ИФЖ. 2007. Т. 80, № 3. С. 193–197.

8. Фатыхов М. А., Идрисов Р. И. Экспериментальные исследования влияния дегазации на диэлектрические свойства жидкостей в высокочастотном электромагнитном поле // ТВТ. 2008. Т. 46, № 4. С. 583–584.

9. Фатыхов М. А., Фатыхов Л. М. СВЧ электромагнитный метод плавления парафиновой пробки в разомкнутой коаксиальной линии // ИФЖ. 2015. Т. 88, № 3. С. 697–702.

10. Фатыхов М. А., Идрисов Р. И. Энергия активации дегазации углеводородных жидкостей в высокочастотном электромагнитном поле // Научное обозрение. 2015. № 6. С. 121–124.

УДК 621.384.3:621.929.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА В РЕЗИНОСМЕСИТЕЛЯХ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО ТИПА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

С. А. Филатов, Е. В. Батырев, М. Н. Долгих, Г. С. Кучинский

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Традиционно для производства автомобильных шин, где состав ингредиентов смеси меняется мало, в основном использовались резиносмесители с тангенциальными роторами (так называемые смесители Бенбери), обеспечивающие большую интенсивность перемешивания на участке между роторами, вращающимися навстречу друг другу, и кожухом в смесительной камере, в которую последовательно, в соответствии с технологической картой, поступает каучук, сера, углерод и наполнители. Для обеспечения высокой однородности смеси загружаемый каучук пластифицируется в процессе деформации и давления в зазоре между движущимися роторами, и смешивается с остальными компонентами смеси. Вращение роторов обеспечивает однородность смеси, которая нагревается, вследствие деформации с диссипацией механической энергии в тепловую, что требует принудительного охлаждения роторов и стенок смесительной камеры. Вращение роторов обеспечивает непрерывное изменение геометрии рабочего пространства, вследствие чего смесь совершает сложное движение, как тангенциальное, так и продольное, что определяет энергоемкость процесса (резиносмесители с объемом камеры 250 дм³ требуют подвода мощности от 350 до 1200 кВт в зависимости от скорости вращения роторов в диапазоне 20-60 об/мин), причем практически вся мощность выделяется в виде теплоты в смесительной камере. Как правило длительность процесса и выгрузку смеси из камеры смесителя определяют по температуре смеси или по затраченной мощности, или используя комбинированный показатель (по длительности смешения и температуре). Изменение температуры смеси происходит вследствие вязкоупругого деформирования каучука, причем в начальном периоде процесса, когда температура смеси не повысилась до температуры текучести каучука, последний ведет себя как высокоэластичное упругое тело и внедрение в него других компонентов осуществляется путем втирания, вминания и сдвига. По мере повышения температуры каучук становится более податливым, размягчается, что улучшает условия перемешивания, причем зависимость вязкости каучука от температуры может быть выражена формулой
Аррениуса. Однородность распределения ингредиентов в каучуке при смешении достигается в результате деформаций (сдвига, растяжения, кручения), которым подвергается смесь благодаря образованию новых поверхностей контакта смешиваемых материалов [1–4].

Для исследования особенностей теплообмена в резиносмесителях тангенциального типа периодического действия PC 270-40, установленных на предприятиях OAO «Белшина», с целью определения оптимальной длительности и оптимальной зоны контроля температуры была использована компьютерная модель смесителя в трехмерной и двухмерной постановке, реализованной в среде Fluent или QuickField (рис. 1).



Рис. 1. Схематическое изображение камеры смешения типа периодического действия PC 270-40 и ее компьютерной модели в среде QuickField

При аналитической оценке характера объемного тепловыделения в смесителе предполагалось, что тепловыделение за счет химических реакций происходит равномерно во всех частях камеры смешения, а выделение тепла за счет механических деформаций локализовано в областях наибольших сдвиговых напряжений [5]. В случае теплопередачи и конвективного теплообмена на внешней границе решение методом разделения переменных приводит к следующему результату:

$$\frac{T(r,t) - T_0}{T_f - T_0} = 1 + \frac{Po}{6} \left(1 + \frac{2}{Bi} - \frac{r^2}{R^2} \right) - \sum_{i=1}^{\infty} \left(1 + \frac{Po}{\mu_i^2} \right) C_i \frac{\sin\left(\mu_i \frac{r}{R}\right)}{\mu_i \frac{r}{R}} \exp\left(-\mu_i^2 \frac{at}{R^2}\right), \tag{1}$$

где T_0 – начальная температура смеси; T(r, t) – нестационарная температура внутри смесителя с эффективным радиусом R (определяемым как размер шара с объемом эквивалентным объему смесителя); Ро – критерий Померанцева; Ві – критерий Био; μ_i – корни характеристического уравнения задачи $tg\mu = \frac{\mu}{1-Bi}$; $C_i = \frac{2(\sin \mu_i - \mu_i \cos \mu_i)}{\mu_i - \sin \mu_i \cos \mu_i}$ – коэффи-

циенты представления решения (1) в форме бесконечного ряда Фурье. При численном моделировании начальные и граничные условия задавались в явном виде.

На рис. 2 показан результат решения задачи Лапласа, позволяющий локализовать область максимальных механических (сдвиговых) напряжений в резиносмесителях тангенциального типа.

Анализ полученных данных позволил определить оптимальные области для расположения датчиков температуры и рассчитать температурные поля в резиносмесителе периодического действия в зависмости от начальной температуры корпуса и роторов резиносмесителя (рис. 3, 4). Как показывают расчеты, начальная температура корпуса смесителя, температура и расход охлаждающей жидкости во многом определяют температурный режим смешения и его необходимую длительность (рис. 3–5). В то же время, благодаря постоянным изменениям направления перемещения смеси в объеме и в зазорах между роторами и стенкой камеры, а также значительным изменениям по величине и направлению перемещений смеси вдоль оси роторов, в камере создаются благоприятные условия для усреднения состава смеси по всему объему, а также перетирания ее, разогрева и гомогенизации. При этом температура на первой стадии смешения, как правило, не должна превышать 80–90 °C при времени смешения до 10 мин, в то время как характерная постоянная времени применяемых термопар типа ХК в защитных чехлах составляет 6–8 мин.



Рис. 2. Характерный результат численного моделирования механических деформаций в резиносмесителе и термограмма фрагмента резиносмесителя PC 270-40 ОАО «Белшина»



Рис. 3. Результат численного моделирования перемещений и механических напряжений в смешиваемой смеси



Рис. 4. Результат численного моделирования распределения температуры в смесителе при температуре охлаждающей жидкости 20 °C

Анализ динамики изменения температуры смеси также показал, что характерная площадь поверхности роторов и корпуса с контролируемой температурой в смесителях типа Бенбери меньше, чем в смесителях тангенциального типа (интермикс) (для смесителей объемом 250 дм³ составляет 6 м² и 8 м² соответственно), что ухудшает возможности поддержания низкой температуры при смешении и увеличивает вероятность преждевременной вулканизации смеси.



Рис. 5. Результат численного моделирования распределения температуры в смесителе при температуре охлаждающей жидкости 20 °С для смесей с различной вязкостью

Анализ особенностей теплообмена в резиносмесителях тангенциального типа периодического действия, выполненный с учетом экспериментальных данных, полученных на ОАО «Белшина», позволяет говорить о возможности эффективного использования численных моделей для оптимизации процессов резиносмешения и возможности использования в качестве критерия, определяющего длительность процесса смешения величины интегральной энергии расходуемой электроприводом смесителя на процесс резиносмешения при заданной рецептуре.

Литература

1. Махлис Ф. А., Федюкин Д. Л. Терминологический справочник по резине. М.: Химия, 1989. – 400 с.

2. Ильясов Р. С., Дорожкин В. П., Власов Г. Я., Мухутдинов А. А. Шины. Некоторые проблемы эксплуатации и производства. Казань: Казанский гос. технол. ун-т, 2000. – 268 с.

3. Подгаец Р. М., Няшин Ю. И., Скульский О. И. Применение метода конечных элементов к решению нестационарной задачи течения – линейновязкой среды // Механика полимеров и систем: Сб. тр. Свердловск: УНЦ АН СССР, 1974. С. 39–47.

4. Райссвиг Г. Оборудование для производства резинотехнических изделий и полуфабрикатов шин // Проблемы экологии и ресурсосбережения при переработке и восстановлении изношенных шин: Тез. докл. 6-й Московской междунар. спец. выставки "Шины, РТИ и каучуки 2003". М.: ЗАО "ПИК "Максима" на Красной Пресне, 2006. – 246 с.

5. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. – 712 с

УДК 621.928.93

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УЛАВЛИВАНИЯ СИСТЕМ ПЫЛЕОЧИСТКИ В ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССАХ НА ОСНОВЕ КОМБИНИРОВАННЫХ АППАРАТОВ

А. В. Акулич¹, В. М. Лустенков¹, В. М. Акулич²

¹Могилевский государственный университет продовольствия, г. Могилев, Беларусь ²Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь

Тепломассообменные процессы, реализуемые в пищевой промышленности, характеризуются высокими энергозатратами, снижение которых возможно путем внедрения нового энергоэффективного оборудования. Это относится, в том числе, к системам очистки пылегазовых потоков в процессах сушки дисперсных материалов.

Организация процесса тепломассообмена в системе взаимодействующих вихревых потоков комбинированных аппаратов обеспечивает отвод влаги из материалов с возможностью улавливания высушенных дисперсных частиц из газового потока в центробежном поле. Поэтому, для обеспечения высокоэффективной очистки пылегазовых потоков после проведения процессов тепломассообмена, целесообразно направленное применение вихревых потоков при оптимальных интервалах режимных и конструктивных параметров. При этом перспективна реализация принципа комбинированной очистки.

Актуальным направлением развития техники пылеулавливания является разработка и исследование комбинированного пылеулавливающего оборудования нового типа, в едином энергетическом поле которого обеспечивается очистка газов от пыли в системе взаимодействующих вихревых потоков с доочисткой фильтрованием [1, 2]. Установлено, что фильтры эффективно используются для тонкой очистки газов, когда концентрация пыли на входе должна быть меньше 100 мг/м³ [3–6].

По нашему мнению процесс очистки пылегазовых потоков на первой ступени необходимо осуществлять в режиме двух взаимодействующих вихревых потоков, закрученных в одну сторону и движущихся навстречу друг другу. После этого доочистку на второй ступени проводить, сохраняя крутку, путем внешнего фильтрования через кольцевой канал [2–7].

В работе создан комбинированный пылеулавливающий аппарат и проведен комплекс экспериментальных исследований с использованием математического планирования эксперимента. Это позволило изучить влияние одновременно нескольких параметров на выходные функции.

На основе математического планирования эксперимента по плану 3^2 составлена матрица эксперимента, состоящая из девяти опытов. В качестве выходных функций исследованы: эффективность улавливания 1-й ступени комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков (η_I) и общая эффективность улавливания дисперсных материалов в комбинированном аппарате (η). В качестве дисперсного материала использовалась соляная пыль.

Проведение исследований эффективности улавливания комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков на основе взаимодействующих вихревых потоков и внешнего фильтрования основывалось на стандартных методиках [8–11]. При этом в аппарат подавался газ с определенной концентрацией соляной пыли. Подача запыленного газа осуществлялась в течение 120 с при концентрации пыли на входе в аппарат 0,015 кг/м³. Перед началом исследований по методике НИИОГАЗА комбинированный аппарат для очистки пылегазовых потоков выводился на рабочий режим после многократной регенерации фильтровального элемента [8–12].

Эффективность центробежного улавливания первой ступени в системе взаимодействующих вихревых потоков определялась исходя из соотношения массы уловленной и подаваемой соляной пыли. Данные о степени очистки газа в камере центробежного улавливания важны при оценке пылевой нагрузки на фильтровальный материал второй ступени очистки. Для определения общей эффективности улавливания комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков использовался автоматический пробоотборник воздуха (аспиратор) модели "ОП-221 ТЦ", принцип действия которого основан на отборе и прокачивании через аналитические фильтры модели АФА-ВП-10 проб воздуха с заданным объемным расходом. Аспираторы "ОП" позволяют отбирать пробу заданного объема, рассчитываемого по установленным значениям расхода и времени прокачки при контроле атмосферного воздуха и воздуха рабочей зоны. Продолжительность опыта, т. е. прокачки газа, составляет 120 с с концентрацией пыли при входе в аппарат 0,015 кг/м³.

По методике расчета, поставляемой с прибором и соответствующим ГОСТ Р 50820-95, проводились вычисления запыленности газа на выходе из аппарата на основании изменения массы аналитических фильтров и определялась общая эффективность улавливания мелкодисперсных частиц соляной пыли в комбинированном аппарате [13].

Проведен комплекс экспериментальных исследований эффективности улавливания соляной пыли в комбинированном аппарате для очистки пылегазовых потоков при изменении факторов варьирования в соответствии с выбранным планом 3^2 при объемном расходе газа через аппарат $V_0 = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$. Исследования проведены в следующих интервалах изменения факторов варьирования: кратности расходов k = 0,4-0,8 и относительной высоте фильтровального элемента h/H = 0,42-1,0. Полученные в результате исследований экспериментальные данные обработаны в программной оболочке *STATGRAPHICSPlus Centurion XVI* (версия 16.1) для математического и статистического анализа данных. Найдены расчетные зависимости для определения и прогнозирования технических характеристик комбинированного аппарата на основе взаимодействующих вихревых потоков и внешнего фильтрования, а также построены графические зависимости выходных функций от факторов варьирования в интервалах их изменения. Адекватность уравнений регрессии оценивалась по критерию Фишера с допустимой вероятностью 0,95.

При исследовании эффективности улавливания 1-й ступени разработанного комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков на основании карты Парето со стандартной величиной 5% определены наиболее значимые факторы и факторы, оказывающие наименьшее влияние. С учетом наиболее значимых факторов впервые получена зависимость для расчета эффективности улавливания 1-й ступени комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков на основе взаимодействующих вихревых потоков и фильтрования от режимных и конструктивных параметров:

$$\eta_I = -2,74 - 35,1 \cdot \frac{h}{H} + 311,4k - 249,3k^2 + 58,5k\frac{h}{H}.$$
 (1)

В трехмерном пространстве на основании зависимости (1) построена поверхность отклика эффективности улавливания 1-й ступени комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков (η_I) в зависимости от кратности расходов k и относительной высоты фильтровального элемента (h/H) (рис. 1). Из анализа полученной зависимости установлено, что эффективность улавливания 1-й ступени комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков достигает наибольших значений с увеличением кратности расходов. Так при значении факторов k = 0,7 и h/H = 1 эффективность улавливания первой ступени наибольшая: $\eta_I = 98,8\%$ (рис. 1). В интервалах кратности расходов k = 0,55-0,8 и относительной высоты фильтровального элемента h/H = 0,42-1 эффективность улавливания первой ступени комбинированного аппарата достигает 90–98,8%.



Рис. 1. Зависимость эффективности улавливания 1-й ступени комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков от кратности расходов и относительной высоты фильтровального элемента

Проведена оценка уровня значимости факторов варьирования при исследовании общей эффективности улавливания разработанного комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков. Установлено, что наиболее значимыми факторами являются h/H, $(h/H)^2$.

Впервые получена зависимость (2) для расчета эффективности улавливания комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков на основе взаимодействующих вихревых потоков и фильтрования от режимных и конструктивных параметров

$$\eta = 99,88 + 0,23 \cdot \frac{h}{H} - 0,14 \left(\frac{h}{H}\right)^2 - 0,054k^2 + 0,065k.$$
⁽²⁾

В трехмерном пространстве на основании зависимости (2) построена поверхность отклика эффективности улавливания комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков η в зависимости от кратности расходов k и относительной высоты фильтровального элемента h/H. Из анализа полученной зависимости (рис. 2) установлено, что эффективность улавливания комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков на основе взаимодействующих вихревых потоков и фильтрования η достигает 99,99% в интервалах изменения факторов варьирования: кратности расходов k = 0,55-0,8 и относительной высоты фильтровального элемента h/H = 0,71-1.



Рис. 2. Зависимость эффективности улавливания комбинированного аппарата для очистки пылегазовых потоков от кратности расходов и относительной высоты фильтровального элемента

Из комплексного анализа полученных зависимостей и рациональных интервалов режимно-конструктивных параметров следует, что эффективная работа комбинированного аппарата при высокой эффективности улавливания $\eta = 99,99\%$ и небольшом гидравлическом сопротивлении $\Delta P = 1660-1870$ Па обеспечивается в интервалах кратности расходов k = 0,6-0,7 и относительной высоты фильтровального элемента h/H = 0,71-1.

Литература

1. Акулич А. В., Шаршунов В. А., Щемелев А. П. Могилевский государственный университет продовольствия – 40 лет исследований и разработок в пищевых технологиях и технике // Техника и технология пищевых производств: Тез. докл. IX междунар. науч.-техн. конф. Могилев, 25–26 апреля 2013 г. Могилев, 2013. Ч. 1. С. 3–8.

2. Акулич А. В., Лустенков В. М., Акулич В. М., Шушкевич К. В. Разработка новых типов пылеуловителей для очистки газов в текстильной и химической промышленности // Современные технологии и оборудование текстильной промышленности (Текстиль-2011): Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. 29–30 ноября 2011 г. М.: ГОУВПО «МГТУ им. А. Н. Косыгина, 2011. – 226 с.

3. Акулич А. В., Лустенков В. М., Кондриков Н. В. Разработка и внедрение комбинированных пылеуловителей для тонкой очистки воздуха на предприятиях пищевой промышленности // Хранителна наука, техника и технологии – 2008: Научни трудове науч. конф. с междунар. участием. 24–25 октомври 2008 г. Пловдив, Университет по хранителни технологии, 2008. Т. 55, Св. 2. С. 225–233.

4. Акулич А. В., Лустенков В. М., Акулич В. М. Способ комбинированной очистки запыленных газов и исследование гидродинамики пылеуловителя с применением различных фильтровальных материалов // Хранителна наука, техника и технологии – 2008: Научни трудове науч. конф. с междунар. участием. 23–24 октомври 2009 г. Пловдив, Университет по хранителни технологии, 2009. Т. 56, Св. 2. С. 279–285.

5. Акулич А. В., Акулич В. М., Лустенков В. М., Шушкевич К. В. Разработка комбинированных пылеуловителей с различными типами фильтровальных полотен и исследование их эффективности // Современные технологии и оборудование текстильной промышленности (Текстиль-2009): Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. 24–25 ноября 2009 г. М.: ГОУВПО «МГТУ им. А. Н. Косыгина, 2009. С. 262–263.

6. Акулич А. В., Черняк Г. Я., Шустов И. П., Шушкевич К. В., Кондриков Н. В. Промышленное внедрение пылеуловителей на основе вихревых потоков на предприятиях пищевой промышленности концерна «Белгоспищепром» // Техника и технология пищевых производств: Тез. докл. VII Междунар. науч.-технической конф. 21–22 мая 2009 г. Могилев, 2009. Ч. 2. С. 53–54.

7. Акулич А. В., Лустенков В. М., Акулич В. М. Повышение эффективности пылеочистки в сушильных процессах на основе комбинированных аппаратов // Актуальные проблемы сушки и термовлажностной обработки материалов в различных отраслях промышленности и агропромышленном комплексе: Сб. науч. ст. Первых междунар. Лыковских научных чтений. 22–23 сентября 2015 г. Курск: РГАУ-МСХА имени К. А. Тимирязева, ЗАО «Университетская книга», 2015. С. 141–146.

8. Сажин Б. С., Гудим Л. И. Вихревые пылеуловители. М.: Химия, 1995. – 144 с.

9. Пирумов А. И. Обеспыливание воздуха. 2-е изд., перераб и доп. М.: Стройиздат, 1981. – 296 с.

10. Моргулис М. Л. и др. Рукавные фильтры / Под общ. ред. М. И. Биргера. М.: Машиностроение, 1977. – 256 с.

11. Хлебников Ю. П. Фильтры систем кондиционирования воздуха и вентиляции. М.: Стройиздат, 1990. – 128 с.

12. Методика испытания фильтров, применяемых для очистки приточного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования: отраслевая. М.: Изд-во ВЦСПС, 1974. – 40 с.

13. ГОСТ 50820-95. Оборудование газоочистное и пылеулавливающее. Методы определения запыленности газопылевых потоков. Введ. 01.07.96. М.: Изд-во стандартов, 1996.

УДК 532.52:536.423

ОСОБЕННОСТИ ЭВОЛЮЦИИ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ, ГЕНЕРИРУЕМЫХ ВСКИПАЮЩИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

С. В. Алексеенко, С. И. Лежнин, Н. А. Прибатурин, М. В. Алексеев, И. С. Вожаков, А. Л. Сорокин

Институт теплофизики СО РАН им. С. С. Кутателадзе, г. Новосибирск, Россия

Задача о разгерметизации сосуда или трубопровода с перегретым водяным теплоносителем была сформулирована в 60–70 гг. ХХ в. (см., например [1]). Главная цель всех исследований – прогнозирование аварийной устойчивости энергетического оборудования при нештатной разгерметизации.

Для расчета вскипания теплоносителя, вызванного разгерметизацией сосуда высокого давления, использовались термодинамически равновесные и неравновесные модели, основанные на гипотезе гетерогенного зародышеобразования [2, 3]. Модель усложнялась с учетом возможности дробления пузырьков за счёт неустойчивости межфазной границы [4].

Авторами используется альтернативная неравновесная двухфазная модель, основанная на обработке экспериментальных данных по времени релаксации (перехода) «неравновесное – равновесное вскипание» [5]. На базе релаксационной модели с применением вычислительного комплекса LCPFCT [6] был разработан программный код для решения широкого класса задач [7, 8] по разгерметизации сосудов или трубопроводов с перегретым водяным теплоносителем.

В работе представлены результаты численного моделирование процесса формирования и эволюции волны давления при взрывном вскипании теплоносителя, вызванного торцевым разрывом трубопровода высокого давления. Также рассмотрены особенности взаимодействия волн с твердой преградой и влияние на их эволюцию эффекта скольжения фаз.

При проведении численного исследования генерации и эволюции волны сжатия во внешней атмосфере очень важно учитывать особенности, связанные с влиянием длительности и геометрии «раскрытия» сечения (кольцевой или осевой разрыв трубы). Было выбрано две предельных модельных геометрий раскрытия: а) осевой разрыв (раскрытие отверстия от оси), б) кольцевой разрыв (раскрытие в виде кольца от внешней границы трубы). Расчеты проводились при следующих параметрах: начальное давление и температура $P_0 = 15,5$ МПа и $T_0 = 270$ °C, внутренний диаметр трубопровода D = 0,04 м. Время раскрытия диафрагмы изменялось в диапазоне $\Delta t_d = 0,01-1$ мс. Диапазон выбирался так, чтобы самое короткое время соответствовало «мгновенной» разгерметизации. На рис. 1 изображена зависимость максимальной амплитуды волны сжатия от расстояния до диафрагмы для различных типов раскрытия. При кольцевом типе раскрытия максимальное давление выше во всех точках. Отличие между типами раскрытия максимально на малом расстоянии от диафрагмы, с его увеличением разница в максимальном давлении уменьшается.

При моделировании взаимодействия волн с твердой преградой начальные условия численного эксперимента были тождественны условиям, выбранным при моделировании свободного распространения волны. Раскрытие диафрагмы происходило от оси, время раскрытия $\Delta t = 0,1$ мс. Преграда находилось на расстоянии 1D, 3D и 5D от торца канала. Диаметр преграды 10D.

Известно, что амплитуда отраженной от плоской стенки ударной волны, распространяющейся в идеальном газе с показателем адиабаты γ , может быть найдена через давление падающей волны [9]:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{(3\gamma - 1)\frac{p_1}{p_0} - \gamma + 1}{(\gamma - 1)\frac{p_1}{p_0} + \gamma + 1}.$$
(1)

Из выражения (1) в случае волны малой амплитуды получается известный из линейной акустики результат – амплитуда волны после отражения от преграды удваивается. Для сильно нелинейных волн, когда $(p_1 - p_0) \ge p_0$, амплитуда волны после отражения может многократно превышать амплитуду падающей волны.



Рис. 1. Зависимость максимальной амплитуды волны сжатия на оси от расстояния до торца канала в калибрах (D – внутренний диаметр канала) при разном типе открытия диафрагмы (a – осевое, δ – кольцевое) для разного времени открытия диафрагмы ($1 - 10^{-3}$ с, $2 - 10^{-4}$ с, $3 - 10^{-5}$ с)

Результаты расчета параметров падающей и отраженной волн при различных расстояниях от сопла до преграды представлены в табл. 1. Также в таблице представлены расчетные значения отраженной волны (P_2^*), рассчитанные по формуле (1).

Таблица 1

Параметры падающей и отраженной волн в зависимости от расстояния до преграды

Расстояние до преграды	P_2 , Па	p_2^* , Па	$\left(p_2^*-p_2\right)/p_2$	<i>P</i> 1, Па	p_0 , Па
1D	857500	1061090	0,192	365750	101315
3D	429120	438280	0,02	219300	101315
5D	244750	245180	0,002	159860	101315

При небольшом расстоянии от сопла до преграды различия между оценочным значением давления отраженной волны (1) и расчетными данными значительны. В данном случае сказывается близость сопла и влияние парообразования истекающего теплоносителя. При удалении от сопла амплитуда волн падает, а различия между предсказанными значениями давления отраженной волны (1) и расчетными уменьшаются. После «косого» отражения от преграды эволюция волны хорошо прослеживается (рис. 2, б). В момент времени t = 0,464 мс (рис. 2, *a*, линия 1) профиль давления соответствует максимуму амплитуды давления в центре мишени. После происходит распространение волны сжатия Форма профиля давления на мишени представляется вдоль радиуса. В виде «дискообразного» профиля с локальными максимумами на краях. При распространении волны сжатия вдоль мишени амплитуда центральной части диска и локальных максимумов на краях падает (рис. 2, б, линии 2–5).



Рис. 2. Профили давления на оси (расстояние до преграды 5D) (*a*): 1 – в центре мишени, 2 – на том же расстоянии без мишени; радиальный профиль давления на мишени в разные моменты времени (δ): 1 – *t* = 0,464 мс, 2 – 0,525, 3 – 0,600, 4 – 0,675, 5 – 0,700

Исследование влияния эффекта скольжения фаз на процесс истечения теплоносителя моделировалось варьированием коэффициента межфазного трения в системе уравнений для описания двухскоростной двухфазной среды. Сравнительные расчеты проводились для актуальных коэффициентов межфазного трения, для «нулевого» трения, для искусственно завышенного трения (односкоростное приближение). На рис. 3 приведены профили осевого давления для различных значений коэффициентов межфазного трения.



Рис. 3. Распределение давления по оси симметрии в разные моменты времени при сильном межфазном трении (a), при «естественном» межфазном трении (δ), при межфазном трении в 10 раз меньше естественного (e) и при межфазном трении в 20 раз меньше естественного (e)

Межфазное трение для «сильного» взаимодействия фаз было в 10³ больше относительно естественного уровня. В этом случае эволюция профиля давления похожа на случай с естественным значением трения, однако в случае естественного трения наблюдается более выраженный эффект диссипации волны сжатия. Можно сделать вывод, что при выбранном для расчета перепаде давления (1,9 МПа) двухскоростная модель вырождается в односкоростную модель (отношение относительной скорости фаз к абсолютной скорости фаз близко к нулю). При уменьшении межфазного трения относительно естественного уровня в 10 раз происходит укручение второй волны сжатия, при этом первая волна сжатия «размазывается». Дальнейшее уменьшение межфазного трения приводит к формированию переднего ступенчатого фронта сжатия и укручение второго фронта сжатия.

Выводы. Проведенные на основе неравновесной односкоростной модели расчеты эволюции волн при разгерметизации сосуда высокого давления впервые показали, что не только время, но и тип разрыва принципиально влияет на форму и амплитуду волн.

В результате численного моделирования взаимодействия волн давления с преградой установлено, что расчетное давление отраженной от преграды волны вблизи сопла меньше теоретически предсказанного для идеального газа, а при удалении различия между расчетным и теоретическим значениями уменьшается.

Показано, что различия в результатах расчета по односкоростной модели и модели с актуальным значением трения незначительны, однако, в случае «естественного» трения наблюдается более выраженный эффект диссипации волны сжатия. При заниженном трении проявляется расщепление волн по жидкой и газовой фазам.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда, проект No14-29-00093.

Обозначения

 P_0 – давление невозмущенной среды, P_1 – давление за падающей волной, P_2 – давление за отраженной волной, P_2^* – расчетное давление за отраженной волной, γ – показатель адиабаты.

Литература

1. Edwards A. R. and O'brien T. P. Studies Of Phenomena Connected With The Depressurization Of Water Reactors // J. Br. Nucl. Energy Soc. 1970. Vol. 9. C. 125–135.

2. Нигматулин Б. И., Сопленков К. И. Исследование нестационарного истечения вскипающей жидкости из каналов в термодинамически неравновесном приближении // ТВТ. 1980. Т. 18, № 1. С. 118–131.

3. Болотнова Р. Х., Бузина В. А. Пространственное моделирование нестационарной стадии истечения вскипающей жидкости из камер высокого давления // Вычислительная механика сплошных сред. 2014. Т. 7, № 4. С. 343–352.

4. Ивашнев О. Е. Об особенностях моделирования течений кипящей жидкости // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 2008. №. 3. С. 64–76.

5. Downar-Zapolski P., Bilicky Z., Bolle L., Franco J. The non-equilibrium relaxation model for one-dimensional liquid flow // Int. J. Multiphase Flow. 1996. Vol. 22, No. 3. Pp. 473–483.

6. Boris Jay P., Landsberg Alexandra M., Oran Elaine S., Garder John H. LCPFCT – Flux-Corrected Transport Algorithm for Solving Generalized Continuity Equations.

7. Алексеев М. В., Лежнин С. И., Прибатурин Н. А. Формирование и эволюция волн при торцевом разрыве трубопровода со вскипающим теплоносителем // Вестн. Тюменского гос. ун-та. Физико-матем. моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2015. Т. 1, № 2. С. 75–84.

8. Алексеев М. В., Лежнин С. И., Прибатурин Н. А., Сорокин А. Л. Генерация ударноволновых и вихревых структур при истечении струи вскипающей воды // Теплофизика и аэромеханика. 2014. № 6. С. 795–798.

9. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. М: Наука, 1986. – 733 с.

УДК 621.432.263.5

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ СОЗДАНИЕМ ВОЗДУШНОЙ ЗАВЕСЫ ЧЕРЕЗ ПОРИСТЫЙ ЭКРАН

А. В. Гимбицкий, А. Г. Каримова, С. Г. Дезидерьев

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева (КНИТУ-КАИ), г. Казань, Россия Garthur@yandex.ru, AGKarimova@kai.ru

При использовании высокотемпературных ГТД в наземных условиях (на станциях перекачки энергоносителей, судовых и локомотивных установках) возникают проблемы, связанные с защитой окружающего пространства отсеков от воздействия больших тепловых потоков, исходящих от нагретых корпусов [1].

В настоящей работе приводятся результаты экспериментальных исследований процессов теплопередачи и эффективности тепловой защиты при использовании пористых экранов с созданием воздушной завесы навстречу тепловому потоку от нагретой стенки на модельной установке.

Экспериментальный стенд. Для экспериментального изучения процессов теплопередачи и эффективности тепловой защиты экранированием была создана универсальная модельная установка с измерительным оборудованием, разработана методика проведения экспериментальных исследований, позволяющая на основе замеров всех необходимых параметров (давлений, расходов, температур, напряжений и силы электрического тока и других параметров) выявить основные определяющие комплексы и числа подобия, необходимые для установления зависимостей по эффективности тепловой завесы. На рис. 1 представлены схемы экспериментального стенда (*a*) и рабочего участка (*б*).



Рис. 1. Схема экспериментальной модельной установки. Схема стенда (*a*): 1 – поршневой компрессор; 2 – ротаметр; 3 – ресивер; 4 – входной канал с датчиками для измерения полного и статического давления P^*_{BX} , P_{BX} , температуры торможения T^*_{BX} ; 5 – рабочий участок; 6 – выходной канал с датчиками для измерия полного и статического давления P^*_{BLX} , P_{BLX} , температуры торможения T^*_{BLX} ; 7 – мультиметр; 8 – лабораторный автотрансформатор ЛАТР 1М – 9А; 9 – U-образный манометр; 10 – датчик давления ДДМ-40ДИ; 11 – Прома-ИДМ; 12 – аналогово-цифровой преобразователь АЦП; 13 – компьютер; 14 – термометр; 15 – барометр. Схема рабочего участка экспериментальной модельной установки (6): 1 – нагреватель; 2 – горячая стенка; 3 – горячая прослойка; 4 – пористый экран; 5 – холодная прослойка; 6 – наружная оболочка; Λ , V – места установки термопар

Воздух от компрессора, как показано стрелками (рис. 1, δ), подводился в верхнюю холодную прослойку (ресивер) и, проходя по поровым каналам пористого экрана, попадал в горячую прослойку. По нормали к экрану, навстречу тепловому потоку, создавая воздушную завесу. Далее из горячей зоны воздух эвакуировался в выходной канал. Температура горячей стенки $T_{\rm r}$ (нагревателя) изменялась в пределах 600–800 К.

Обсуждение результатов эксперимента. В процессе проведения опытов варьировались: расход воздуха $G_{\rm B}$, температура горячей стенки $T_{\rm r}$ и толщина прослойки $\delta_{\rm r}$. Для каждого режима получены распределения температур как в воздушных прослойках, так и на поверхностях экрана и оболочки [2].

По уравнениям теплового баланса определялись тепловые потоки, по которым рассчитывались коэффициенты теплоотдачи, а по температурным полям определялись эффективность тепловой защиты экрана и оболочки [2, 3]. Результаты опытов представлены на приведенных ниже рисунках.

На рис. 2 показаны результаты опытов в виде зависимости $\operatorname{Nu_{cp}} = f(\operatorname{Re})_{cp}$. Наблюдается расслоение экспериментальных данных в зависимости от влияния температуры горячей стенки и величины зазора δ_{Γ} . Для всех рисунков приняты следующие обозначения: $\Box - \overline{T}_{\Gamma} - 2$ (600 K) $\circ - \overline{T}_{\Gamma} - 2,3$ (673 K); $\Delta - \overline{T}_{\Gamma} - 2,4$ (713 K); $\nabla - \overline{T}_{\Gamma} - 2,7$ (800 K); $\bullet - \overline{\delta}_{\Gamma} = 0,75$ (0,095 м); $\circ - \overline{\delta}_{\Gamma} = 0,56$ (0,072 м); $\bullet - \overline{\delta}_{\Gamma} = 0,41$ (0,052 м); $\bullet - \overline{\delta}_{\Gamma} = 0,2$ (0,025 м). Здесь $\overline{T}_{\Gamma} = T_{\Gamma}/T_{\text{в.вх}} -$ температурный фактор; $\overline{\delta}_{\Gamma} = \delta_{\Gamma}/\delta$ – относительная толщина прослойки.

Результаты опытов в обобщенном виде (рис. 3) описываются зависимостью, учитывающей влияние определяющих параметров: температурного фактора и толщины прослойки и числа Re с удовлетворительной степенью точности:

$$Nu_{cp} = 1,8 \cdot 10^4 \operatorname{Re}_{cp}^{-0,9} \overline{T}_{r}^{1,3} \overline{\delta}_{r}^{-1,9}.$$
(1)

Эффективность тепловой защиты экрана и оболочки (2) при использовании пористого вдува рассчитывались по формулам [3]:

$$\theta_{\mathfrak{I}} = \frac{T_{\Gamma} - T_{\mathfrak{I},\mathsf{BH}}}{T_{\Gamma} - T_{\mathfrak{B},\mathsf{BX}}}, \quad \theta_{\mathfrak{o}\mathfrak{o}} = \frac{T_{\Gamma} - T_{\mathfrak{o}\mathfrak{o},\mathsf{Hap}}}{T_{\Gamma} - T_{\mathfrak{o}\mathsf{kp}}}.$$
(2)





Рис. 2. Зависимость средних чисел Нуссельта от средних чисел Рейнольдса для всех исследованных режимов

Рис. 3. Обобщенные результаты опытов по теплоотдаче к пористому экрану

Результаты опытов по эффективности тепловой защиты экрана в зависимости от чисел Рейнольдса для разных значений температурного фактора и толщин прослоек представлены на рис. 4. В обобщенном виде эти результаты представлены на рис. 5.





Рис. 4. Эффективность тепловой защиты пористого экрана

Рис. 5. Обобщенные результаты опытов по эффективности тепловой защиты пористого экрана

Получены уравнения для расчета эффективности и температуры экрана:

$$\theta_{\mathfrak{g}} = 0, 5 \cdot \operatorname{Re}^{0,1} \left(\frac{T_{\Gamma}}{T_{\mathrm{B,BX}}} \right)^{-0,22} \left(\frac{\delta_{\Gamma}}{\delta} \right)^{0,2}, \qquad (3)$$

$$T_{\mathfrak{H}} = T_{\Gamma} - 0,51 \cdot \operatorname{Re}^{0,1} \left(\frac{T_{\Gamma}}{T_{B,BX}} \right)^{-0,22} \left(\frac{\delta_{\Gamma}}{\delta} \right)^{0,2} \left(T_{\Gamma} - T_{B,BX} \right).$$
(4)

Эффективность тепловой защиты наружной оболочки представлена на рис. 6 в виде зависимости $\theta_{ob} = f(\text{Re}_{cp})$. Видно, что как температурный фактор \overline{T}_r , так и толщина прослойки $\overline{\delta}_x$ в холодной зоне практически не влияют на эффективность тепловой защиты оболочки, изменение расхода воздуха оказывает незначительное влияние.



Рис. 6. Результаты опытов по эффективности тепловой защиты наружной оболочки

Результаты, представленные на рис. 6, обобщаются зависимостью

$$\theta_{\rm of} = 0,87 \cdot \mathrm{Re}_{\rm XOI}^{0,01}.$$
(5)

Температура наружной оболочки:

$$T_{\rm of} = T_{\rm r} - 0.87 \cdot \text{Re}_{\rm xon}^{0.01} \left(T_{\rm r} - T_{\rm okp} \right).$$
(6)

На рис. 7 представлены результаты опытов по местным значениям теплоотдачи в виде $Nu_x = f(Re_x)$ для двух значений зазора ($\delta_r = 0.025$ м и $\delta_r = 0.095$ м). В результате обобщения

экспериментальных данных с учетом влияния определяющих факторов, представленных на рис. 8, получена зависимость







Рис. 7. Зависимость местных чисел Нуссельта от местных чисел Рейнольдса

Рис. 8. Обобщенные результаты опытов по местным значениям чисел Nu_x к пористому экрану

Заключение. Проведенные исследования по эффективности тепловой защиты и теплоотдаче к пористому экрану и наружной оболочке при создании завесы вдувом воздуха через экран в горячую зону показали, что толщины воздушной прослойки, расход охладителя и температурный фактор оказывают влияние на температуру экрана, в то время как на оболочку эти параметры влияют незначительно. Эффективность тепловой защиты экрана в диапазоне варьируемых параметрах изменяется от 0,67–0,97, оболочки – от 0,92–0,98.

Полученные результаты подтвердили высокую эффективность организации тепловой защиты вдувом воздуха через пористый экран даже при малых значениях расхода охладителя.

Обобщение экспериментальных данных позволило получить уравнения для прогнозирования температуры наружной оболочки и экрана при создании завесы при варьировании величинами определяющих параметров: расходом воздуха (Re = var), толщинами прослоек $(\delta_r = var, \delta_x = var)$, значениями температурного фактора ($\overline{T}_r = var$). Изучение других способов экранирования позволит сделать выбор оптимальной схемы защиты для конкретного двигателя.

Обозначения

 $\left(\overline{\rho w}\right)_x = \frac{(\rho w)_n}{\overline{x}(\rho w)_x}$ – относительный массовый расход с учетом изменения по длине канала $\overline{x} = x/L$; $(\rho w)_{\pi}$ – массовый расход через экран; $(\rho w)_{\kappa}$ – массовый расход в горячей прослойке; θ – эффективность тепловой защиты; T – температура; δ – толщина воздушной прослойки; Re – число Рейнольдса; Nu – число Нуссельта. Индексы: в – воздух; вн – внутренний; вх – вход; вых – выход; г – горячая полость; нар – наружный; об – оболочка; окр – окружающая среда; э – экран; х – холодная полость; х – местные значения.

Литература

1. Гимбицкий А. В., Гильфанов Р. Н., Дезидерьев С. Г., Каримова А. Г. Защита поверхности экранированием от горячего источника при свободной конвекции // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. 2014. № 2. С. 60–62.

2. Гимбицкий А. В., Гильфанов Р. Н., Дезидерьев С. Г., Каримова А. Г. Влияние способа тепловой защиты на температурное состояние экрана и оболочки // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. 2015. № 4. С. 62–66.

3. Каримова А. Г., Дезидерьев С. Г., Гимбицкий А. В., Гильфанов Р. Н. Применение проницаемых экранов для тепловой защиты окружающей среды от горячего корпуса ГТУ / Вестник КГТУ-КАИ им. А. Н. Туполева. 2014. № 1. С. 12–15.

УДК 536.24:621.311.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПОДОГРЕВАТЕЛЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА И РАЗРАБОТКА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

В. С. Громов¹, В. Б. Явкин², В. Г. Тонконог², Б. Ф. Серазетдинов¹, И. М. Хабибуллин¹, А. Л. Тукмаков², Ю. В. Агалаков¹

¹ООО «НПП «Авиагаз-Союз+», г. Казань, Россия ²Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева (КНИТУ-КАИ), г. Казань, Россия

Природный газ, транспортируемый по магистральным трубопроводам, должен удовлетворять целому ряду требований, среди которых одним из важнейших является предотвращение выпадения газовых гидратов в процессе различных технологических операций: перекачки, редуцирования газа на газораспределительных станциях (ГРС), в блоках подготовки топливного газа компрессорных станций (КС) и др. Гидраты ухудшают условия транспортировки газа, откладываются на элементах поверхностей трубопроводов, оборудования, что может приводить к нарушениям функционирования технологических систем и авариям [1]. Поэтому подготовка природного газа – необходимое условие для бесперебойной работы магистральных газопроводов и безопасного функционирования технологического оборудования. Используемые на практике подогреватели газа подразделяются на два типа: с промежуточным теплоносителем и непосредственного нагрева. В основном они были разработаны ещё в середине прошлого века и до сих пор эксплуатируются без существенной модернизации. В процессе работы этих подогревателей выявлены такие недостатки, как несовершенство теплофизических процессов, низкий КПД, недостаточная надежность, образование отложений [2].

В ООО «НПП «Авиагаз-Союз+» совместно с КНИТУ-КАИ выполнены исследования, целью которых являлось повышение эффективности и надежности работы подогревателей природного газа. В ходе исследований были использованы методы моделирования теплофизических процессов в подогревателях с последующей экспериментальной апробацией изделий. Конструктивная схема одного из вариантов подогревателей, согласно патенту РФ № 2467260 [3], представлена на рис.1.

Математическое моделирование термогазодинамических процессов в подогревателе выполнялось как полное трехмерное моделирование турбулентного течения на основе

численного решения уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Уравнения сохранения записывались с учетом конвективного и лучистого теплообмена и действия архимедовых сил. Огневые испытания подогревателей проводились на действующих ГРС ОАО «Газпром».



Рис. 1. Подогреватель газа типа ПГТА. 1 – блок инжекционных горелок (БИГ); 2 – кожух; 3 – ТВЭЛы; 4 – опорная решетка; 5 – входной и выходной коллекторы; 6 – дымовая труба с дефлектором; 7 – дренажный колодец

Численное моделирование термогазодинамических процессов в тракте подогревателя, результаты которого представлены на рис. 2, выявило наличие структуры потока, которая содержит большой тороидальный вихрь, занимающий всю периферийную область теплообменной зоны ПГТА – от блока инжекционных горелок (БИГ) до опорной решетки. Продукты сгорания в тороидальном вихре интенсивно охлаждаются при обтекании тепловоспринимающих элементов (ТВЭЛов) в прямом токе, затем разворачиваются у опорной решетки и, двигаясь в обратном токе к БИГ, с одной стороны, продолжают охлаждаться, а с другой стороны, образуют относительно холодный слой, эффективно защищающий ТВЭЛы от горячих продуктов сгорания, истекающих из БИГ.



Рис. 2. Структура потока в плоскости симметрии теплообменной зоны и в выходном коробе

Моделирование тепловых процессов в подогревателе позволило установить зоны экстремальных температур. Наибольшая температура поверхности ТВЭЛов со стороны горячих газов на режиме максимальной тепловой мощности имеет место в зоне внутреннего контура и составляет ~1500 °C (рис. 3), что на 400 °C ниже допустимых эксплуатационных температур для нержавеющей стали 12Х18Н10Т, из которой изготавливаются ТВЭЛы. Наименьшие температуры в периферийной зоне ТВЭЛов ~70°C.



Рис. 3. Температура наружной поверхности ТВЭЛов (внутренний ряд). І – зона максимальных температур $t \approx 120-150$ °C

При этих температурах на поверхности периферийных ТВЭЛов происходит конденсация водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. Наличие фазовых переходов в продуктах сгорания углеводородного топлива влечет за собой усиление положительных термогазодинамических эффектов. Скорость газа в ТВЭЛах не превышает 25 м/с.

Конденсация водяных паров позволяет реализовать в процессе сжигания углеводородного топлива высшую теплоту сгорания, что снижает расход топлива, затрачиваемый на нагрев газа и, как следствие, повышает КПД подогревателя на 10–15%. Доля увеличения КПД зависит от степени конденсации водяных паров. Конденсация водяных паров на поверхности ТВЭЛов приводит также к резкому возрастанию коэффициента теплоотдачи, что улучшает эффективность тепло- и массообменных процессов между дымовыми газами и поверхностью ТВЭЛов [4]. В итоге, это также приводит к повышению КПД подогревателя и уменьшению весогабаритных характеристик изделия.

Процессы конденсации на ТВЭЛах при численном моделировании, не учитывались и это дало основание предполагать, что в реальных условиях можно будет получить более высокий КПД, чем при расчете. Проведенные испытания полностью подтвердили это предположение. Полученные при испытаниях КПД подогревателя на режимах с конденсацией оказались на 5–10% выше расчетных, а на режимах без конденсации практически совпадают с расчетными

На основе моделирования термогазодинамических процессов в тракте подогревателя была проведена оптимизация конструкции теплообменной зоны и расположения ТВЭЛов, обеспечившая повышение эффективности теплоотдачи от продуктов сгорания к ТВЭЛам. Расчеты показали, что КПД подогревателя слабо зависит от мощности в диапазоне от 400 до 1000 кВт и изменяется от 80 до 90%.

Квалификационные испытания показали высокое совершенство теплообменных процессов в подогревателе и подтвердили результаты математического и физического моделирования – расчетный и реальный КПД в широком диапазоне мощностей составляет 90–95%, а также высокую пассивную безопасность конструкции, обусловленную низкими температурами теплонапряженных узлов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской федерации в рамках реализации ФЦП. Соглашение о предоставлении субсидий № 14.577.21.0151 от 28.11.2014. Тема «Моделирование процессов газификации криогенных жидкостей и разработка технологий использования их в энергоустановках». Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57714X0151.

Литература

1. Грищенко А. И., Истомин В. А., Кульков А. Н., Сулейманов Р. С. Сбор и промысловая подготовка газа на северных месторождениях России. М.: ОАО Изд-во «Недра», 1999. – 473 с.

2. Кузьбожев А. С., Посмак М. П., Канев А. В. Анализ причин снижения тепловой производительности подогревателя газа ПТПГ-30 АГРС «Эжва» Микуньского ЛПУМГ // Территория «Нефтегаз». 2009. № 3. С. 21–23.

3. Пат. РФ на изобретение № 2467260. Технологический нагреватель / Б. Ф. Серазетдинов, Ф. Ш. Серазетдинов, В. Г. Тонконог. Опубл. 20.11.2012. Бюл. № 32.

4. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А. В. Клименко и проф. В. М. Зорина. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 564 с.

УДК 674.049.2

СТРУКТУРНЫЕ И ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАСЫПОК ИЗМЕЛЬЧЁННОЙ ДРЕВЕСИНЫ В ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКОМ БУНКЕРЕ

В. В. Лозовецкий¹, В. А. Лебедев¹, Ф. В. Пелевин², А. В. Пономарев²

¹Московский государственный университет леса, г. Мытищи-5, Россия ²Московский государственный университет им. Н. Э. Баумана, г. Москва, Россия

Моделирование движения измельчённой древесины, с целью исследования пористости засыпки, состоящей из различных частиц измельчённой древесины и продуктов на её основе, проводилось на экспериментальной установке, представляющей собой модель цилиндроконического бункера с прозрачной вертикальной стенкой, рассекающей её по оси и проходящей от свободной поверхности до разгрузочного отверстия. Это позволяло визуализировать картину течения засыпки и определять величину пористости или коэффициента полнодревесности и их изменение по объёму бункера с помощью планиметра, измеряющего площадь твёрдой фазы, соответственно, коэффициент полнодревесности, или площадь между частицами, соответственно пористость.

Результаты этих исследований позволили получить изменение коэффициента полнодревесности $K_{\rm n}$ щепы для целлюлозно-бумажного производства по объёму цилиндроконического бункера при $d_{\rm эк} = 10,61-13,18$ мм, которое хорошо описывается следующими зависимостями:

$$K_{\rm no} = 0,19\overline{z}^3 - 0,44\overline{z}^2 + 0,265\overline{z} + 0,31,$$

$$K_{\rm nc} = 0,0023\overline{z}^3 + 0,061\overline{z}^2 - 0,132\overline{z} + 0,39.$$

Первое уравнение соответствует функции распределения порозности по оси бункера K_{no} , второе – вдоль его стенки K_{nc} . Точность аппроксимации распределения коэффициента полнодревесности по оси бункера K_{no} , оцениваемая по среднему квадратичному отклонению экспериментальных и вычисленных значений, составляет не более 0,00663.

Реализация теоретических моделей, описывающих движение таких засыпок, требует помимо данных о распределении пористости знания коэффициентов внешнего и внутреннего

трения, которые оказывают существенное влияние на характер движения частиц засыпок по объёму бункера исследуемой осесимметричной геометрии.

Экспериментальные исследования этих коэффициентов проводились с помощью сдвигового прибора, состоящего из срезывателя, динамометра и привода. Для опытов отбиралась представительная проба элементов измельчённой древесины и продуктов на её основе (пеллеты или топливные брикеты), порядка (3000–10 000), что соответствует условиям представительности по ГОСТ 17495-72 «Методы отбора и подготовки проб для определения физико-механических характеристик насыпных материалов». На первом этапе эксперимента осуществлялось уплотнение образца таких засыпок. При этом нижняя обойма срезывателя без засыпки закрепляется, а верхняя смещается относительно неё на 2-3 мм в сторону динамометра. Срезыватель заполняется засыпкой измельчённой древесины или продуктов на её основе, свободная поверхность которой разравнивается и под действием веса гирь засыпка в срезывателе уплотняется. Для равномерности уплотнения штампу сообщается несколько возвратно-вращательных движений в горизонтальной плоскости. Вес гирь равен заранее выбранной уплотняющей нагрузке Р за вычетом веса штампа, траверсы, верхней обоймы и веса засыпки в верхней обойме срезывателя. Далее засыпка уплотняется горизонтальной сдвигающей нагрузкой под действием привода. При этом происходит рост величины сопротивления сдвигу К. Процесс уплотнения образца заканчивается, когда рост этой величины прекращается. Величины установившегося сопротивления сдвигу S и уплотняющей вертикальной нагрузки Р служат ординатой и абсциссой точки А линии предела текучести.

Вторым этапом эксперимента является сдвиг, который производится при меньшей вертикальной нагрузке $\overline{P_1} = 2P/3$. При этом включается привод, и осуществляется полный срез образца. Замеренное с помощью динамометра усилие среза $\overline{S_1}$ и вертикальная нагрузка $\overline{P_1}$ являются координатами точки *В* линии предела текучести.

Обработка результатов описанных экспериментов позволила получить зависимости для расчёта угла внутреннего δ_+ и коэффициента внешнего f_- трения, которые удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными:

$$\delta_{+} = \arcsin\left(K_{\pi} \left| \frac{a}{\frac{\partial K_{\pi}}{\partial \overline{z}} + A} - \frac{b}{\frac{\partial K_{\pi}}{\partial \overline{r}} + B} \right| \right),$$

$$f = 3,78 \cdot 10^{-7} W^{3} - 5,75 \cdot 10^{-5} W^{2} - 0,0037W + 0,59,$$

где *a*, *b*, *A*, *B* – экспериментальные коэффициенты; *W* – влажность частиц измельчённой древесины.

Литература

1. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. 13-е изд., исправ. М.: Наука, 1986. – 544 с.

2. Николаевский В. Н. Определяющие уравнения пластического деформирования сыпучих сред // ПММ. 1971. Т. 35, № 6. С. 411–420.

3. Кохреидзе М. В. Технологические и конструктивные параметры непрерывного прессования древесностружечных плит: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1995. – 150 с.

УДК 532.542

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАССООБМЕНА ГАЗОВЫХ СНАРЯДОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ В НАКЛОННЫХ ТРУБАХ

Д. П. Храмцов, Д. А. Некрасов, Б. Г. Покусаев

Университет машиностроения, г. Москва, Россия

Известно, что наиболее распространенным режимом течения в трубах энергетических систем, нефте- и газодобычи, а также в микроканалах современных и перспективных теплои массообменных аппаратов является снарядный режим течения двухфазного потока [1]. Вопросы массообмена двухфазных потоков в последнее время активно обсуждаются применительно к широкому классу задач, включая массообмен в парожидкостных потоках [2] и массообмен при истечении из трубчатых насадок [3]. Удовлетворительной теории таких потоков пока не создано. Связано это, в первую очередь, со сложностью таких течений. Проблемы с теоретическим описанием возникают даже для случая движения одиночного газового снаряда в наклонных трубах [2]. Для этого случая недостаточно и экспериментальной информации о гидродинамике межфазной границы. Целью данной работы является получение новых экспериментальных данных по скорости свободно всплывающих газовых пузырей (снарядов) в зависимости от угла наклона труб и процесса массоотдачи [4], а также численное моделирование этого процесса.

Были проведены экспериментальные исследования всплытия газовых снарядов для случая вертикальной и наклонной труб для системы газ – жидкость с помощью специализированного экспериментального стенда, подробно описанного в работе [5]. Рабочий участок установки показан на рис. 1. В качестве жидкой фазы использовался этанол, а в качестве газообразной – углекислый газ, поступающий из генератора. Эксперименты проводились на трубке с внутренним диаметром 12 мм и рабочим участком длиной 400 мм. Перед проведением опыта трубка фиксировалась на штативе 1 с помощью зажима 4 и устанавливалась на заданный угол. Затем в шланг с помощью шприца вводился углекислый газ. Далее включалась подсветка 3 и видеозапись 5, после чего газовый снаряд запускался в трубку 2. Для измерения скорости всплытия газового снаряда использовался времяпролетный метод, при этом опорная длина выбиралась с учетом участка стабилизации движения снаряда в канале и составила 250 мм. Движение газового снаряда записывалось на видеокамеру 5. Далее данные передавались по кабелю в компьютер 6. Методом компьютерной обработки в программе раскадровки рассчитывалась скорость движения газового снаряда. Шаг по углу наклона трубки относительно горизонта составлял 10°. Объем снаряда составлял 8 см³. Для измерения массоотдачи при абсорбции углекислого газа в спирте фиксировались начальное и конечное значения объемов снаряда. По полученным данным строились зависимости скорости всплытия пузыря от угла наклона.

В задаче рассмотрен трехмерный случай движения газового снаряда в трубке, заполненной жидкостью. На основе метода сглаженных частиц была разработана модель движения газового снаряда в трубке с учетом процесса массоотдачи. Метод сглаженных частиц аппроксимирует непрерывные поля физических величин, используя дискретные точки, называемые сглаженными частицами [5]. В дискретном представлении значение для произвольной точки заданную величину можно вычислить по следующей формуле:

$$A(r) = \sum_{i} m_{i} \frac{A_{i}}{\rho_{i}} W(|r-r'|,h).$$
(1)



Рис. 1. Экспериментальный стенд для измерения скорости всплытия газовых снарядов в наклонных трубках: 1 – штатив; 2 – стеклянная трубка; 3 – подсветка; 4 – зажим; 5 – шприц; 6 – видеокамера; 7 – компьютер

Расчеты проводились для углов от 10 до 90° с шагом 5°. Результаты измерения скоростей всплытия газового снаряда в зависимости от угла наклона показаны на рис. 2 и демонстрируют экстремальный характер, что согласуется с ранее полученными результатами для воздуха и воды [5].



Рис. 2. Скорость всплытия газового снаряда CO₂ в спирте в зависимости от угла засыпки: 1 – экспериментальные данные; 2 – расчетные данные

Результаты математического моделирования подтвердили результаты, полученные в эксперименте. В обоих случаях максимум скоростей приходится на угол наклона 40°. Подобный характер изменения скорости всплытия может быть вызван изменением профиля пузыря. Форма профиля определяется балансом сил, действующих на газовый снаряд при заданном угле наклона. В работе [5] для определения степени кривизны профиля была использована кривизна профиля пузыря в области критической точки.

На качественном уровне подобный экстремальный характер поведения скоростей может быть объяснен следующим образом. В области малых углов подъемная сила незначительна, чем объясняется низкая скорость всплытия. В области углов $40-50^{\circ}$ влияние подъемной силы возрастает, а форма профиля пузыря обеспечивает снижение гидравлического сопротивления. Совокупность данных факторов обеспечивает максимальную скорость всплытия при данных углах наклона трубки. При дальнейшем увеличении угла наклона подъемная сила увеличивается, однако профиль газового снаряда создает существенное сопротивление, что приводит к снижению скорости всплытия. Был проведен анализ профиля пузыря на основе трехмерных расчетных данных для случая всплытия пузыря при угле наклона 20° и диаметром трубки 30 мм с целью сравнения с ранее полученным профилем в [5] для аналогичных условий. На основе полученных данных о профиле определен соответствующий радиус кривизны газового снаряда и определено значение константы *B* в формуле (2) для вычисления скорости движения пузыря и сравнения с ранее полученным значением

$$u = 0.4 \frac{d}{2R(1+B\sum\sin\alpha^{0.5})} \sqrt{gd\sin\alpha} .$$
⁽²⁾

Для определения характера массоотдачи газового снаряда при различных углах наклона был введен эффективный безразмерный коэффициент массоотдачи, вычисляемый как отношение объемов газового снаряда в конце рабочего участка при заданном угле и вертикальном положении трубки:

$$\delta = \frac{V_{\alpha}}{V_{90}}.$$
(3)

Полученная зависимость как в эксперименте, так и при расчете, показала прямую связь между объемом газового снаряда и скоростью всплытия (рис. 3).





Вклад в процесс массоотдачи вносит гидродинамика пузыря и поверхность раздела фаз. При этом максимальное значение эффективного коэффициента массоотдачи наблюдается при максимальной скорости движения пузыря (угол наклона 40°), а минимальный – при минимальной скорости всплытия (угол наклона 10°). При увеличении скорости всплытия газовый снаряд проходит рабочий участок за меньшее время, соответственно время взаимодействия между фазами уменьшается. Полученная зависимость позволяет сделать вывод о том, что время межфазного контакта вносит основной вклад в интенсивность процесса массоотдачи.

Представленные в работе экспериментальные и численные результаты относятся к классической задаче движения свободно всплывающего пузыря наклонных трубок. Показано, что и в случае процесса массоотдачи скорость пузыря в зависимости от угла наклона трубы также имеет немонотонный экстремальный характер. Использование метода сглаженных частиц применительно к моделированию движения газового снаряда показало эффективность данного метода при решении подобных задач. С целью оценки интенсификации межфазного массообмена был введен эффективный коэффициент массоотдачи, расчет которого показал, что интенсивность межфазного массообмена уменьшается с ростом скорости всплытия пузыря. Данный эффект может быть связан с тем, что основной вклад в процесс межфазного массообмена вносит время межфазного взаимодействия. Процессы массообмена наблюдаются не только в макросистемах, но также и в системах микромасштаба, в связи с чем разработанная модель в дальнейшем будет адаптирована также для решения задач массообмена в зернистых средах и микроструктурах, таких как гели.

Работа выполнена при поддержке гранта Минобрнауки на проведение НИР (код проекта 2209) и гранта Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 14-08-00626).

Обозначения

A – произвольная физическая величина; d – внутренний диаметр трубки, мм; g – ускорение свободного падения, кг·м/с²; h – расстояние сглаживающей длины, м; m – масса частицы, кг; r – радиус-вектор до заданной точки, м; r' – радиус-вектор точки, ближайшей к r, м; R – радиус кривизны пузыря в области критической точки, мм; V – объем газового снаряда в конце рабочего участка при угле наклона α , м³; W – функция ядра; α – угол наклона трубки; δ – эффективный коэффициент массоотдачи; ρ – плотность частицы, км/м³; Σ – безразмерный параметр.

Литература

1. Hessel V., Löwe H., Müller A., Kolb G. Chemical Micro Process Engineering / Eds. A. Renken. Weinheim: Wiley VCH, 2005.

2. Поникаров А. С., Осипова Л. Э., Теляков Э. Ш. Неэквимолярная массоотдача в системах газ (пар)-жидкость // ТОХТ. 2015. Т. 49, № 3. С. 277–283.

3. Бабак В. Н. Двухфазный массообмен в орошаемых трубчатых насадках в режиме прямотока при ламинарном движении фаз // ТОХТ. 2015. Т. 49, № 5. С. 542–548.

4. Kuznetsov V. V., Shamirzaev A. S. Boiling heat transfer for freon R21 in rectangular minichannel // Heat Transfer Eng. 2007. Vol. 28. Pp. 738–745.

5. Покусаев Б. Г., Казенин Д. А., Карлов С. П., Ермолаев В. С. Скорость движения газового снаряда в наклонных трубах капиллярах // ТОХТ. 2011. Т. 45, № 5. С. 550–556.

УДК 661.939.1+532.72

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗДЕЛЕНИЯ ГЕЛИЙ-МЕТАНОВОЙ СМЕСИ В ПЛОСКОМ МЕМБРАННОМ МОДУЛЕ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ

М. С. Макаров, В. Е. Накоряков, В. С. Наумкин

Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск, Россия

Введение. В настоящее время единственным видом сырья для получения гелия являются природные и нефтяные газы. Содержание гелия в Российских месторождениях на Дальнем Востоке и Восточной Сибири составляет до 0.6% по объёму. Для извлечения гелия в промышленных масштабах на данный момент применяют метод низкотемпературной ректификации (Оренбургский завод) [1]. Технико-экономические оценки показывают перспективность использования мембранной технологии для извлечения гелия [2]. При этом наибольший эффект достигается на мембранах из перфтор-2-метилен-4-метил-1.3-диоксалана и его сополимеров с тетрафторэтиленом и перфторметилперфторвинилэфиром или на асимметричных мембранах из ацетата целлюлозы [3]. Наиболее перспективным является комбинированный процесс – обогащение газа гелием с помощью мембран с последующей переработкой гелиевого концентрата на низкотемпературных установках.

Масштабные испытания плоскорамных мембранных модулей на природном газе, содержащем около 5% гелия, были проведены фирмой "Юнион карбайд Корпорэйшн" в 1970–1972 гг. Двухступенчатая установка с асимметричными мембранами из ацетата целлюлозы обеспечила получение концентрата гелия с содержанием 82.5% при 62% извлечения. Производительность установки составила 18.7% м³/ч.

В России в настоящий момент существует экспериментальная полупромышленная установка по мембранному извлечению гелия из природного газа [4], в которой удаётся за две ступени разделения увеличить содержание гелия в гелиевом концентрате с 0.5 до 30% по объёму. В работе [4] также указывается, что, несмотря на наличие высокоселективной мембраны, для решения конкретной задачи газоразделения необходимо учитывать множество факторов, определяющих задачу: давление, концентрацию исходной смеси и др.

Для извлечения гелия из газовых смесей авторами работ [5, 6] предлагается использовать ценосферы. В данных работах ценосферы помещаются в ёмкость с разделяемой смесью, гелий диффундирует внутрь ценосфер. Затем в ёмкости со сферами резко понижается давление. При понижении давления гелий начинает выходить из ценосфер. Достоинством данного метода извлечения гелия является высокая селективность. Основной недостаток – необходимость "перезарядки" ценосфер, т.е. невозможность работы в непрерывном режиме.

В работе [7] предлагается использовать цеолитовые мембраны для разделения смесей, содержащих метан, но в ней не рассмотрена возможность разделения гелий-метановой смеси. Преимуществом цеолитовых мембран, по сравнению с ценосферами, является непрерывность работы. В работе [7] достаточно подробно представлены результаты по селективности цеолитовой мембраны по парам газов: азот/метан, углекислый газ/метан. Поток гелия через цеолиты экспериментально определялся в работе [8]. Продолжается поиск и изготовление новых мембранных материалов для извлечения гелия [9, 10]. Селективность новых полимерных материалов по паре газов гелий/метан может достигать порядка 150.

В данной работе рассмотрено обогащение гелием гелий-метановой смеси на пористых мембранах типа "Викор" при турбулентном режиме течения в плоском мембранном модуле с учётом зависимости свойств разделяемой смеси от состава.

Постановка задачи. Рассматривался плоский мембранный модуль (рис. 1), состоящий из двух тонких каналов соединённых селективнопроницаемой мембраной, изготовленной из пористого стекла "Викор" [11–14]. В каналы подавалась бинарная газовая смесь гелия и метана. Длина каналов L = 3 м, высота каждого канала h = 2 мм.



Рис. 1. Схема течения газовой смеси

Для описания течения газовой смеси в канале можно воспользоваться приближением узкого канала. Течение в этом случае описывается уравнениями типа уравнений пограничного слоя: уравнением неразрывности, движения и диффузии. Для моделирования турбулентности использовалась *q*– ω -модель. Термодинамические и переносные свойства компонентов газовой смеси моделировались по зависимостям, предложенным в работах [15, 16]. Коэффициенты проницаемости мембраны для каждого компонента смеси рассчитывались по зависимости, предложенной в работах [11, 12].

Потоки компонентов газовой смеси через мембрану определялись по формуле

$$j_{im} = \frac{\Lambda_i \Delta P_i}{\delta_m},\tag{1}$$

здесь Λ_i – коэффициент проницаемости мембраны для *i*-го компонента, ΔP_i – разница парциальных давлений *i*-го компонента в верхнем и нижнем каналах, $\delta_m = 3$ мм – толщина мембраны.

На всех стенках каналов продольная компонента скорости принималась равной нулю U = 0. На внешних стенках модуля задавалось условие непроницаемости – $\partial K_i / \partial Y = 0$. На селективнопроницаемой стенке выполнялся закон сохранения массы: $(j_{\text{He}})_1 = (j_{\text{He}})_2$, $(j_{\text{CH4}})_1 = (j_{\text{CH4}})_2$. На входе в каналы массовые доли компонентов были равны $K_{\text{He}} = 0.1\%$ и $K_{\text{CH4}} = 99.9\%$. Массовый расход газа в нижнем канале равнялся $G_{10} = 5 \cdot 10^{-2}$ кг/с, во втором – $G_{20} = 10^{-4}$ кг/с. Температура смеси на входе в каналы составляла 330 К. Давление в нижнем канале изменялось от 2 до 100 атм, в верхнем канале давление принималось постоянным и равным 1 атм. Степень турбулентности на входе в каналы составляла 2%.

Решение поставленной задачи получено методом численного интегрирования уравнений пограничного слоя в физических координатах по неявной схеме [17] на неравномерной прямоугольной сетке со сжатием вблизи больших градиентов скорости и концентрации. Нелинейность дифференциальных уравнений устранялась методом простых итераций на каждом шаге интегрирования с точностью 10⁻⁵. Количество узлов расчётной сетки в поперечном направлении на один канал составляло 300. Шаг интегрирования в продольном направлении менялся в зависимости от толщины пограничного слоя.

Результаты и их обсуждение. На рис. 2 представлена зависимость отношения среднемассовой концентрации гелия в текущем сечении к среднемассовой концентрации на входе в канал от длины мембранного модуля для нижнего канала, из которого осуществляется отсос компонентов (a), и верхнего канала, в который осуществляется вдув (б). В нижнем канале наблюдается уменьшение исходной концентрации гелия – чем больше перепад давлений, тем меньше должна быть длина мембранного модуля для полного отвода гелия из нижнего канала. В верхнем канале происходит обогащение гелий-метановой смеси гелием. С ростом давления в нижнем канале от 2 до 40 атм наблюдается увеличение концентрации гелия в верхнем канале практически по всей длине модуля. При перепаде давления на мембране 60 атм и выше наблюдается максимум среднемассовой концентрации гелия в канале, после которого происходит уменьшение концентрации гелия. Это связано с уменьшением вдува гелия из первого канала, которое вызвано истощением исходной смеси.



Рис. 2. Распределение концентрации гелия, отнесённой к концентрации гелия на входе, по длине нижнего (a) и верхнего (δ) канала

Поток метана через мембрану при этом остаётся практически постоянным, поскольку в исходной смеси метан является основным компонентом. Из графика также видно, что в рассматриваемых условиях эффективная длина мембранного модуля составляет примерно X/h = 500 калибров. После 500 калибров среднемассовая концентрация гелия во втором канале либо практически не изменяется по длине, либо уменьшается с увеличением перепада давления.

Заключение. В работе представлены результаты численного моделирования разделения гелий-метановой смеси в плоском прямоточном мембранном модуле при турбулентном режиме течения. Показано, что в рассматриваемых условиях эффективная длина мембранного модуля составляет X/h = 500 калибров.

Показано, что при фиксированной длине мембранного модуля, несмотря на увеличение фактора разделения смеси с ростом перепада давления на мембране, по значению среднемассовой концентрации гелия во втором канале существует оптимум давления. При увеличении перепада давления выше 40 атм при фиксированной длине мембранного модуля будет происходить уменьшение степени обогащения гелий-метановой смеси после достижения максимума степени разделения.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (грант № 14-19-00352).

Литература

1. Молчанов С. А. Технологические особенности выделения гелия из природного газа на Оренбургском гелиевом заводе. Защита окружающей среды в нефтегазовом комплексе 11. 2011.

2. Лагунцов Н. И., Курчатов И. М., Карасева М. Д., Соломахин В.И. Оценка эффективности применения мембранных технологий для извлечения гелия из природного газа при повышенных давлениях // Мембраны и мембранные технологии. 2014. Т. 4, № 4. С. 272–279.

3. Мембранная технология – новое направление в науке и технике // Тез. докл. II Всесоюз. конф.по мембранным методам разделения смесей. М.-Владимир: Изд-во ВНИИСС, 1977. – 504 с.

4. Мембранная технология НПК «Грасис» для извлечения гелия из природного газа // Газовая промышленность. 2013. № 11. С. 698.

5. Долгушев С. В., Фомин В. М. Обогащение природного газа гелием при нестационарных диффузионно-сорбционных процессах в слое стеклянных микросфер // Вычислительная механика сплошных сред. 2008. Т. 1, № 3. С. 66–75.

6. Фоменко Е. В., Аншиц Н. Н., Панкова М. В., Соловьев Л. А., Верещагин С. Н., Аншиц А. Г., Фомин В. М. Гелиевая проницаемость микросферических мембран на основе муллитизированных ценосфер // Докл. РАН. 2010. Т. 435, № 5. С. 640–642.

7. Ting Wu, Merritt C. Diaz, Yihong Zheng, Rongfei Zhou, Hans H. Funke, John L. Falconer, Richard D. Noble. Influence of propaneon CO_2/CH_4 and N_2/CH_4 separations in CHA zeolite membranes // J. of Membrane Science. 2015. Vol. 473. Pp. 201–209.

8. Jonas Hedlund, Mattias Grahn, Danil Korelskiy, Mark Rayson, Sven Oberg, Patrick R. Briddon. Mass transport in porous media from first principles: An experimental and theoretical study // J. of Membrane Science. 2012. Vol. 415–416. Pp. 271–277.

9. Лысенко В. И., Труфанов Д. Ю., Бардаханов С. П. Фильтрация и сепарация газов через нанопористую керамику // Теплофизика и аэромеханика. 2011. Т. 18, № 2.

10. Лысенко В. И., Труфанов Д. Ю., Бардаханов С. П. Разделение газов нанопористой керамикой // Весник НГУ. Серия: Физика. 2012. Т. 7, вып. 2.

11. Yuji Shindo, Toshikatsu Hakuta, Hiroshi Yoshitome, Hakuai Inoue Gas diffusion in microporous media in Knudsen's regime // J. of Chemical Engineering of Japan. 1983. Vol. 16, No. 2. P. 120.

12. Yuji Shindo, Toshikatsu Hakuta, Hiroshi Yoshitome, Hakuai Inoue A dimensionless equation for gas diffusion in microporous media in Knudsen's regime // J. of Chemical Engineering of Japan. 1983. Vol. 16, No. 6. P. 521.

13. Хванг С. Т., Каммермейер К. Мембранные процессы разделения: Пер. с англ. / Под ред. проф. Ю. И. Дытнерского. М.: Химия, 1981.

14. Kazuhiro Shiojiri, Yukio Yanagisawa, Akihiro Yamasaki, Fumio Kiyono Separation of Fgases (HFC-134a and SF6) from gaseous mixtures with nitrogen by surface diffusion through a porous Vycor glass membrane // J. of Memb. Sci. 2006. No. 282. P. 442.

15. Gordon S., McBride B. J. Computer program for calculation of complex chemical equilibrium compositions and applications. I. Analysis. Washington, NASA RP1311, 1994. Vol. 1. P. 58.

16. Лапин Ю. В., Стрелец М. Х. Внутренние течения газовых смесей. М.: Наука, 1989.

17. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: в 2-х т. Пер. с англ. М.: Мир, 1990.

УДК 536.246:665.3

ТЕПЛОМАССООБМЕН И ГИДРОГАЗОДИНАМИКА БАРБОТАЖА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МУЛЬТИКОМПОНЕНТНОЙ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ И АППАРАТАХ ПРОИЗВОДСТВА РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ

А. В. Федоров¹, А. Н. Лисицын¹, С. М. Волков¹, А. Г. Новоселов²

¹Всероссийский научно-исследовательский институт жиров (ВНИИЖиров), г. Санкт-Петербург, Россия

²Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (университет ИТМО), г. Санкт-Петербург, Россия

Масложировой комплекс – динамично развивающаяся отрасль пищевой промышленности. Растительные масла вырабатываются из подсолнечника, сои, кукурузы, рапса, горчицы, льна и других менее распространенных, но очень ценных и важных масличных культур. Успешная работа селекционеров вывела на рынок особые сорта маслосодержащих семян с новыми характеристиками, удовлетворяющими требованиям современного производства. Однако потребители требуют еще более качественной масложировой продукции с высоким содержанием ценных веществ при умеренных ценах. Достичь баланса интересов производителей и потребителей в жесткой конкурентной борьбе можно только за счет применения инновационных технологических процессов. Для решения этой проблемы необходимо соединить накопленный научный опыт из различных областей знаний: химия жиров, биотехнология, процессы и аппараты пищевых производств, техническая теплофизика, сенсорика, математическое моделирование.

Технология производства и переработки растительных масел – это организованная последовательность превращений мультикомпонентных многофазных физико-химических систем за счет целенаправленного регулирования химического состава, фазовых состояний, соотношения компонентов, а также температурного режима технологических потоков в пространствах различной геометрии.

Исторически сложившаяся культура пищевого потребления растительных масел, основанная на их высокой энергетической и биологической ценности, обусловила высокий научный интерес к химическому составу и физическим свойствам этого продукта питания. Результатом этих исследований стало создание крупнотоннажного производства растительных масел с использованием, так называемой, традиционной технологической схемы экстракционного производства. Поэтому, с учётом сложившейся технологической структуры данного производства, ключевыми фундаментальными основами повышения эффективности технологических процессов является дальнейшее изучение гидрогазодинамики, тепломассообмена и теплопередачи в мультикомпонентных многофазных системах.

Однако в современных условиях задачи энергосбережения, ресурсосбережения, интенсификации процессов тепломассообмена и улучшения качества готовой продукции должны решаться в комплексе с задачей сохранения в растительных маслах максимального количества их природных, термолабильных, биологически активных компонентов.

Одним из перспективных направлений развития маслодобывания является технология совмещения физико-химических процессов с дополнительным введением инертных газов в пространство технологических потоков на различных этапах производства растительных масел. Применение данного подхода позволит добиться необходимых значений рабочих температур и интервалов времени контактов фаз для эффективного регулирования физико-химических процессов и принципиального улучшения показателей энергоэффективности, ресурсосбережения, а также качества растительных масел.

Ключевым процессом перспективной инновационной технологии является барботажпродувание газа через слой жидкости, так как используется в производстве растительных масел на стадиях дистилляции и дезодорации, в значительной степени определяющих показатели качества, энергоэффективности, а также ресурсосбережения всего производства.

Барботаж – наиболее эффективный способ организации активного переноса энергии и массы между взаимодействующими мультикомпонентными жидкой и газовой фазами. В наших исследованиях жидкая фаза – это нерафинированное (сырое) растительное масло, рафинированное растительное масло и раствор растительного масла в органическом растворителе, называемый мисцеллой, которую получают после экстракции растительного масла из твёрдого маслосодержащего материала. Газовая фаза – это насыщенный или перегретый водяной пар, азот, углекислый газ, пары растворителя в различных сочетаниях.

Изучением закономерностей взаимодействия жидкой и газовой фаз в процессе барботажа занимались многие специалисты, среди них такие выдающиеся ученые как С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович, В. В. Кафаров, В. М. Боришанский, Г. Н. Данилова, Л. А. Витман, создавших теоретическую основу этого процесса. Различные формы барботажа в пищевой промышленности изучали так же В. Н. Стабников, А. В. Багатуров, В. В. Ключкин, А. Ф. Залетнев, А. Г. Сабуров, В. Б. Тишин, В. В. Белобородов.

Техническая простота реализации процесса барбатажа и его очевидная эффективность, оказалась сопряжена с высокой степенью сложности процессов газожидкостного взаимодействия, особенно при наличии химических взаимодействий компонентов обеих фаз, имеющих место в физико-химических системах масложирового производства. Поэтому уже имеющихся разнородных данных исследований оказалось не достаточно для создания теоретических основ и построения целостной математической модели процесса барботажа в перспективных технологиях маслодобывания, Таким образом, на начальном этапе исследований тепломассообмена барботажа с использованием мультикомпонентных жидкой и газовой фаз должны быть получены экспериментальные данные, относящиеся к граничным условиям ее эффективности.

Насыщенный или перегретый водяной пар, традиционно используемый при маслодобывания в качестве теплоносителя, в процессе барботажа оказывается не достаточно эффективным и не обеспечивает решения всего комплекса задач. Использование острого водяного пара для удаления растворителя из мисцеллы на стадии окончательной дистилляции в процессе барбатажа приводит к увлажнению растительного масла, что влечёт к гидролизу триацилглицеринов и снижению качества масла за счёт повышения в нём свободных жирных кислот. Кроме того, наличие конденсата воды в масле требует дополнительных затрат на её удаление впроцессе «сушки» растительного масла, При этом современные системы водоподготовки на парогенераторах не обеспечивают необходимую чистоту пара по примесям кислорода и солей металлов, в частности железа, что приводит к повышенному содержанию продуктов окисления и полимеризации. Таким образом, использованиепри барботаже в качестве теплоносителя инертных газов в чистом виде или в смеси с водяным паром позволит в целом получить требуемое комплексное решение задачи создания перспективной инновационной технологии.

В результате наших экспериментов впервые были получены масштабные изображения газовых пузырей в растительном масле (рис. 1) и проведены измерения скорости всплытия газовых пузырей (рис. 2).



Рис. 1. Разнообразие формгазовых пузырей в растительном масле

При увеличении расхода и приближении к так называемому «факельному» или «канальному» режиму диаметр пузыря может достигать 12–15 мм. Затем форма меняется от «шляпки гриба» до «снаряда». «Хвостовая» часть имеет область, заполненную жидкостью. Разнообразию неустойчивых форм пока не найдено обоснования.



Рис. 2. Скорость всплытия газовых пузырей от температуры растительного масла в диапазоне технологических параметров

Кроме того, были проведены исследования зависимости размера, всплывающего пузыря, от расхода и температуры растительного масла рис. 3.

Нами установлены параметры перехода к факельному режиму, который недопустим, так как приводит к неэффективному перерасходу газовой фазы, оставляя необработанной большую часть массива жидкой фазы, тем самым снижая энергоэффективность процесса и ухудшая качество готового продукта.



Рис. 3. Зависимость диаметра пузырей от расхода газа и температуры растительного масла

При барботаже на стадии дистилляции надповерхностью мисцеллы практически всегда формируется и скапливается устойчивая пена. Традиционная технология [1] рассматривает пену скорее, как отрицательный факт, препятствующий активной обработке почти готового масла перегретым водяным паром. Нами установлено, что качество и количество пены определяется природой и составом растительного масла, содержанием в нем ПАВ (поверхностно-активными веществами), и в первую очередь фосфоросодержащих липидов [2]. Этот факт побудил нас подробнее провести исследования в направлении извлечения этих полезных веществ из пены на стадии дистилляции. Это принципиально отличает данный тип барботажа от других наиболее изученных газожидкостных систем [3], что усложняет задачу математического моделирования. Поэтому мы провели серию экспериментов и определили, что при уменьшении исходной концентрации масла в мисцелле формирование пены происходит интенсивнее. Однако снижение концентрации менее 75-80% нецелесообразно. Механизм при таком количестве растворителя в мисцелле совершенно иной чем при больших концентрациях. Пузыри мультикомпонентой газовой фазы, состоящей из паров воды, паров растворителя, инертного газа и сопутствующих легких продуктов растительных масел, продолжают рост за счет испарения растворителя из мисцеллы:

$$\frac{\partial d}{\partial \tau} = f(t_{\mathcal{H}}, t_{\mathcal{E}}c_{0}, P, d_{\delta}, G_{\mathcal{E}}, G_{\mathcal{H}}, \kappa_{\phi}).$$
(1)

С другой стороны, в жидкости на границе образуется устойчивый маслообогащенный вязкий слой, который препятствует росту пузырей. Для расчета толщины этого слоя нами ранее была предложена простая зависимость

$$\delta = 0,582 \cdot 10^{-6} X_{w}.$$
 (2)

В результате вокруг пузырей в жидкости у границы раздела фаз за счет градиентов концентрации и температуры действуют встречно два потока – тепловой и диффузионный, баланс которых определяет тепломассообмен. Образуется все большее и большее количество мелких пузырей, которые в интеграции с ПАВ трансформируются в пену, заполняющую весь предоставленный объем над поверхностью жидкой фазы. Таким образом, с помощью режимных параметров барботажа стимулируется пенообразование в достаточном для нового процесса количестве. Можно также здесь использовать разработанные нами методы управления тепловыми процессамии в частности барботажем [4].

Наши исследования теплофизики и гидрогазодинамики барботажа мисцеллы с образованием пены, позволяют организовать процесс получения фосфатидного концентрата при температурах 85–90 °С и начальных концентрациях мисцеллы до 75–80%, т. е. на стадии предварительной дистилляции мисцеллы, что существенно облегчает последующие процедуры: окончательную дистилляцию мисцеллы, сушку и рафинацию растительных масел.

Обозначения

 $t_{\mathcal{H}}$ и t_{z} – температуры жидкости и газа, C_{0} – начальная массовая концентрация масла в мисцелле, %; P– давление в системе, Па; d – диаметр пузыря, м; d_{δ} – диаметр отверстия барботера, м; G_{z} и $G_{\mathcal{H}}$ – объемный расход газа и жидкости, мл/с, м³/с; δ – толщина маслообогащенного вязкого слоя, м; $X_{\mathcal{H}}$ – мольная концентрация растительного масла в мицелле (жидкости); w – скорость всплытия пузыря, м/с.

Литература

1. Калошин Ю. А. Технология и оборудование масложировых предприятий. М.: Изд-во Академия, 2002. – 363 с.

2. Плесовских В. А., Дубовик О. А., Безденежных А. А. Физико-химия и технология производства мыла. СПб.: Химиздат, 2007. – 336 с.

3. Сийрде Э. К., Теаро Э. Н., Валдек Я. М. Дистилляция. М.: Химия, 1991. – 216 с.

4. Федоров А. В., Тагиев Ш. К. Метод управления тепловым режимом при барботаже концентрированного раствора растительного масла в углеводородном растворителе // Изв. ВУЗов. Приборостроение. 2005. № 12. С. 44–46.

ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ И ОБОРУДОВАНИИ. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

УДК 536.244:621.039.584

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ КОНТЕЙНЕРОВ С ОТРАБОТАВШИМ ЯДЕРНЫМ ТОПЛИВОМ

С. В. Алёхина^{1,2}, А. О. Костиков^{1,2}, Ю. М. Мацевитый^{1,2}

¹Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина ²Харьковский национальный университет имени В. Н. Каразина, г. Харьков, Украина

В настоящее время существует два основных способа хранения отработавшего ядерного топлива (ОЯТ) – в хранилищах сухого или мокрого типов. Согласно данным МАГАТЭ [1, 2] на сегодняшний день 73% всех эксплуатирующихся хранилищ ОЯТ имеют сухой тип. Безопасность эксплуатации таких объектов включает в себя три составляющих: ядерную безопасность, радиационную безопасность и безопасные тепловые режимы хранения. Настоящая работа посвящена третьей составляющей, в частности, определению теплового состояния контейнеров хранения ОЯТ.

Системы сухого хранения ОЯТ, как правило, имеют достаточно сложную структуру и включают в себя несколько компонентов, что создает ряд трудностей при численном моделировании тепловых процессов в них. Прежде всего, подобного рода системы используют все три механизма передачи тепла: кондуктивный, конвективный и радиационный, что требует формирования сложной математической модели. Во-вторых, рассматриваемые тепловые процессы протекают в системах со сложной геометрической структурой и состоящих из различных материалов, тепловые свойства которых иногда не известны. И, наконец, существует большое количество внутренних и внешних факторов, существенно влияющих на тепловое состояние системы хранения: остаточное тепловыделение отработавших топливных сборок и скорость его изменения во время хранения, воздействие внешних погодных факторов (например, изменение температуры окружающего воздуха, солнечное воздействие, воздействие ветра, осадков и т. д.) и т. п.

Цель настоящего исследования – разработка эффективного научного подхода к детальному определению теплового состояния контейнерных систем хранения отработавшего ядерного топлива реакторов ВВЭР-1000.

Определение температурных полей твердых тел и полей давления, скоростей и температур охлаждающей их среды при известных внутренних и внешних воздействиях является предметом прямых сопряженных задач теплообмена, которые и легли в основу разработанного методологического итерационного подхода к детальному определению теплового состояния вентилируемых контейнеров хранения ОЯТ. При использовании этого подхода на каждом последующем этапе рассматривается только часть объекта исследования, которая по своей структуре является более детальной, чем объект исследования предыдущего этапа. Граничные условия для текущего этапа исследования выбираются на основе анализа и обработки тепловых полей, полученных на предыдущем этапе. Разработанный итерационный подход с использованием решений сопряженных задач теплообмена позволяет проводить численные исследования теплового состояния вентилируемых контейнеров с отработавшими топливными сборками энергетических реакторов. В отличие от традиционных инженерных подходов, предложенная методика позволяет существенно снизить временные затраты при детальном определении температурных полей ОЯТ внутри контейнеров хранения.

Разработанная методика была опробована при определении теплового состояния вентилируемых контейнеров хранения ОЯТ, которые используются на Запорожской АЭС (Украина) (рис. 1) [3]. Было решено две задачи определения теплового состояния контейнеров хранения ОЯТ: при температуре окружающего воздуха 24 °C и при ее экстремально возможном значении 40 °C. Обе задачи рассматривались для штилевых условий хранения. Результаты численных исследований показали, что во всех контейнерах максимальные температуры наблюдаются в сборке № 3, которая размещена в центре корзины хранения. Для рассмотренных условий эксплуатации максимальные температуры не превышали заданного уровня температур, определенного критериями безопасности [4], что подтверждает безопасность хранения ОЯТ.





Рис. 1. Контейнер хранения ОЯТ Запорожской АЭС: 1 – вентиляционный канал, 2 – канал выхода охлаждающего воздуха, 3 – отработавшие топливные сборки, 4 – направляющие трубы, 5 – герметичная корзина хранения, 6 – бетонный контейнер, 7 – канал входа охлаждающего воздуха и направляющая для транспортировки

Результаты, полученные с помощью предложенной методики, позволяют организовать размещение отработавших топливных сборок в корзине хранения таким образом, чтобы существенно снизить уровень максимальных температур на протяжении всего периода хранения ОЯТ.

Литература

1. Radioactive waste management and contaminated site clean-up: Processes, technologies and international experience / Ed. W. E. Lee, M. I. Ojovan, C. M. Jantzen. Woodhead, Cambridge, 2013. – 924 p.

2. IAEA Nuclear Fuel Cycle Information System (2015). Nuclear Fuel Cycle Facilities. Retrieved from https://infcis.iaea.org/NFCIS/Facilities.

3. Официальный сайт Запорожской АЭС. Устройство и описание СХОЯТ [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.npp.zp.ua/snfs/description.

4. Отчет по анализу безопасности сухого хранилища отработавшего ядерного топлива Запорожской АЭС. Версия 3.01.1 / ОП «Запорожская АЭС». Энергодар, 2008. – 624 с.

УДК 621.5:519.6

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОКОНВЕКТИВНЫХ ПОТОКОВ В ПАССИВНЫХ СИСТЕМАХ ОТВОДА ТЕПЛА

А. А. Андрижиевский, А. Г. Трифонов, Л. С. Кулик

Объединенный институт энергетических и ядерных исследований – Сосны, г. Минск, Беларусь

В обеспечении безопасности АЭС определяющей проблемой остается надежность отвода остаточных тепловыделений. Система аварийного охлаждения под защитной оболочкой является наиболее сложной и ответственной, в значительной степени, определяющей идеологию построения структуры станции в целом.

Приоритетность пассивных средств и способов защиты станций определяется их принципиальными преимуществами по сравнению с активными системами: функционирование без потребления электроэнергии, отсутствие необходимости применения управляющих сигналов от контрольно-измерительной аппаратуры и во вмешательстве эксплуатационного персонала [1, 2]. Для управления запроектными авариями предусмотрены пассивные системы отвода тепла от парогенераторов (СПОТ ПГ) и от защитной оболочки (СПОТ ЗО). Система пассивного отвода тепла от защитной оболочки обеспечивает длительный (не менее 24 ч) отвод тепла из объема защитной оболочки при запроектных авариях, связанных с потерей теплоносителя первого контура, полным обесточиванием и отказом спринклерной системы. СПОТ ЗО (рис. 1) включает в себя теплообменники-конденсаторы, размещенные в верхней части объема контейнмента и связанные трубопроводами с баками аварийного отвода тепла (БАОТ).

Исследование пассивных систем с естественным охлаждением требует совместного моделирования следующих нестационарных процессов:

• конденсации пара из парогазовой смеси под защитной оболочкой на внешней теплообменной поверхности трубных пучков теплообменников-конденсаторов СПОТ ЗО;

• тепломассообменных процессов в контейнменте защитной оболочки;

• режимов кипения на внутренних поверхностях трубных пучков теплообменников аварийного расхолаживания СПОТ ЗО, возможности возникновения режима пленочного кипения;

• перемешивания охлаждающей воды в баке аварийного охлаждения при отводе парогазовой смеси СПОТ ПГ, связанное с термоконвекцией и конденсацией;

• устойчивости работы контуров охлаждения СПОТ ЗО.

В данной работе в рамках формализованных шаблонов программного пакета COMSOL Multiphysics был разработан модельный аналог СПОТ 3О.

Модель описания процессов переноса строится на решении универсальных уравнений сохранения количества движения, массы и тепловой энергии [3] с использованием k-ємодели турбулентности в интерпретации COMSOL Multiphysics. Дополнительно решалось уравнение сохранения массы паровой фазы над зеркалом испарения.

Для описания двухфазного потока в трубопроводе от теплообменника с возможным кипением использовалась модель гомогенного двухфазного течения.

При кипении в трубах необходимо учитывать два фактора, определяющих интенсивность теплопереноса от стенки к жидкости:

• собственно, процесс пузырькового кипения с интенсивным перемешиванием жидкости у стенки быстрорастущими пузырьками пара;

• конвекция при вынужденном движении теплоносителя в канале.



Рис. 1. Система пассивного отвода тепла от защитной оболочки АЭС

Суммарный тепловой поток в приближении метода приведенной пленки вблизи поверхности раздела фаз определялся согласно [4, 5].

Для численной реализации модельного аналога СПОТ ЗО использовался метод конечных элементов в интерпретации системы COMSOL Multiphysics.

В качестве объекта имитационного моделирования рассматривался базовый элемент СПОТ ЗО, состоящий из двух теплообменников-конденсаторов и бака аварийного отвода тепла.

В рамках выполненных вычислительных экспериментов решалась нестационарная задача на установление.

Для численного моделирования был выбран начальный период эксплуатации СПОТ ЗО при выходе на квазистационарный режим. При этом наибольший температурный перепад по высоте наблюдается в двух симметричных секциях теплообменника-конденсатора. Наиболее развитое конвективное течение происходит в БАОТ над зеркалом испарения в паровоздушном объеме

По результатам вычислительного эксперимента установлено, что в зависимости от температурных условий под куполом и уровня теплоотдачи на теплообменной поверхности, удельный тепловой поток равен от 2 до 5 кВт/м² (на одну секцию СПОТ ЗО).

В секциях теплообменника-конденсатора можно выделить отдельные взаимовлияющие процессы. В начальный момент времени, когда теплоноситель в секциях относительно холодный, наблюдается интенсивный подвод тепла вследствие увеличенной разности температур под оболочкой и на теплообменной поверхности. Однако движущая сила по контуру невелика, соответственно, и скорость циркуляции по контуру также невелика По мере прогрева секций теплообменника возрастает подъёмная сила, двигающая теплоноситель по контуру. Одновременно с этим процессом происходит заброс холодной воды из БАОТ в нижнюю часть теплообменника, что снижает движущую силу. Такие процессы носят периодический характер. В рамках вычислительного эксперимента получено, что скачки расхода теплоносителя происходят через ~150–200 с. Наличие импульсного режима в работе СПОТ 30 согласуется с результатами ряда экспериментальных исследований.
Литература

1. Безлепкин В. В., Семашко С. Е., Сидоров В. Г., Ивков И. М. ЛАЭСІІ: обоснование пассивных систем безопасности // РОСЭНЕРГОАТОМ. 2008. № 2. С. 18–23.

2. Свириденко И. И. Показатели надежности автономной системы пассивного отвода теплоты ВВЭР на основе двухфазных термосифонов // Сб. науч. тр. СНИЯЭиП. Севастополь: СНИЯЭиП, 2005. № 14. С. 14–25.

3. Андрижиевский А. А., Пронкевич Т. Ю., Трифонов А. Г. Оценка условий теплообмена в бассейне выдержки отработавшего ядерного топлива с учетом эффекта испарения // Труды БГТУ. Химия и технология неорган. веществ. 2012. № 2. С. 145–149.

4. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Статистическая физика. М.: Наука, 1964. Ч. 1. – 568 с.

5. Андрижиевский А. А Михалевич А. А., Трифонов А. Г. Моделирование термоконвективных течений в динамических газожидкостных слоях водных охладителей // Докл. НАН Беларуси. 1995. Т. 39, № 3. С. 109–113.

УДК 621.18, 533.6.08

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В МОДЕЛИ ВИХРЕВОЙ ТОПКИ МЕТОДОМ STEREO-PIV

И. С. Ануфриев, П. А. Куйбин, Е. Ю. Шадрин, Д. К. Шараборин, О. В. Шарыпов

Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск, Россия anufriev@itp.nsc.ru

Перспективы развития угольной энергетики обуславливают необходимость создания новых способов эффективного и экологически безопасного сжигания низкосортных видов твердого топлива. Одной из перспективных технологий на данный момент является факельное сжигание пылеугольного топлива в вихревом потоке. Вихревой перенос является основой всего процесса сжигания в вихревой топке. Закруткой потока можно добиться интенсификации процессов тепломассопереноса за счет усиления перемешивания и увеличения времени пребывания частиц топлива в топочной камере, лучшего заполнения реагирующей смесью объема камеры, а также стабилизации самого потока, что позволяет уменьшить габариты топки и котлоагрегата в целом. Научное обоснование конструктивных и режимных параметров при разработке или модернизации топочных устройств, использующих вихревую технологию сжигания, требует детального исследования их внутренней аэродинамики.

В данной работе, в продолжение предшествующих работ авторов [1–3], исследуется аэродинамика лабораторной модели перспективной вихревой топки с верхнерасположенным вторичным дутьем. Целью работы является исследование трехмерной структуры закрученного потока в камере сгорания с применением высокопроизводительного полевого метода измерений – стереоскопического метода цифровой трассерной визуализации (Stereo PIV) – для сопоставления с результатами, полученными с помощью трехмерного полупроводникового лазерного доплеровского анемометра [4] и численных расчетов [5]. Условия экспериментов соответствовали работе [4]: измерения проведены на изотермической лабораторной модели, выполненной из оптически прозрачного оргстекла (габаритные размеры модели 320×1200×256 мм); в качестве рабочей среды использовался воздух; входные скорости на срезе каждого сопла (размер сопла 32×42 мм) были одинаковыми и задавались равными 15 м/с.

253

Известно, что основным преимуществом метода PIV является возможность регистрации мгновенных пространственных распределений скорости потока в заданном сечении. Метод Stereo PIV является расширением метода PIV и позволяет на основе измерения двухкомпонентных проекций векторов скорости восстанавливать трехкомпонентные поля скорости в выбранном сечении потока. Для этого одно и то же изображение трассеров регистрируется двумя камерами под углом относительно плоскости измерения (рис. 1, *a*). Комбинация проекций изображений частиц на обе камеры позволяет провести реконструкцию «реального» трехкомпонентного смещения частиц в толщине лазерного ножа с использованием процедуры калибровки камер [6].

Для измерения полей скорости использовалась PIV-система «Полис», применяемая в предыдущих работах авторов [2, 4] (рис. 1, δ), и доукомплектованная до Stereo PIV конфигурации, которая включает в себя: двойной импульсный Nd:YAG лазер QuantelEVG с энергией в импульсе 145 мДж, частотой импульсов – до 15 Гц, длительностью импульса – 10 нс; объектив для формирования лазерного ножа; две CCD камеры (разрешение 2048×2048 пикселей, частота съемки – до 1,25 Гц, время экспозиции – 128 мс) с широкоугольными объективами Nikon 28 mm F/2.8 D; два координатных механизма («маунт») для камер (для обеспечения коррекции Шаймпфлюга); координатную мишень для калибровки камер; синхронизирующий процессор; персональный комплект на основе элементов Newport; устройство засева потока трассерами – генератор тумана. Для перемещения измерительной системы использовалось координатно-перемещающее устройство, позволяющее позиционировать измерительную плоскость внутри модели топки с пространственным шагом от 0,1 мм.



Рис. 1. Схема эксперимента (*a*): 1 – модель вихревой топки, 2 – лазер, 3 – ССD камеры, 4 – калибровочная мишень, 5 – лазерный нож; вид стенда, оснащенного Stereo-PIV системой (б)

Перед началом эксперимента была проведена процедура калибровки камер, согласно [6]. Для этого в плоскости лазерного ножа была установлена калибровочная мишень – белая керамическая пластина 100×100 мм с нанесенными на ней калибровочными маркерами (небольшие круглые углубления, окрашенные в черный цвет). Диаметр маркеров – 2 мм, расстояние между центрами маркеров – 4 мм. Камеры были направлены на мишень под углами $\pm 30^{\circ}$ к оси, перпендимкулярной к плоскости мишени. Для устранения размывания на краях изображения для каждой из камер была проведена корректировка Шаймпфлюга путем поворота матрицы относительно оптической оси объектива на 5°. Для компенсации нелинейных искажений в качестве калибровочного преобразования использовалось прямое линейное преобразование (DLT). Для этого мишень располагалась в трех положениях относительно измерительной плоскости (± 1 и 0 мм). Для обработки данных Stereo PIV эксперимента использовался встроенный в программном обеспечении ActualFlow алгоритм 3D калибровки [6].

В качестве измерительного объема была выбрана область локализации вихревого ядра потока, определенная по предварительным 3D-ЛДА и PIV экспериментам [4]. Измерения проводились в области $100 \times 100 \times 111$ мм с шагом 3 мм по оси z (т. е. измерена половина топочной камеры в поперечном направлении до плоскости симметрии). В каждом сечении была проведена серия из 1000 пар кадров для каждой камеры, с частотой 1 Гц, временем экспозиции кадра 128 мс и временем задержки между первым и вторым кадром в паре кадров 100 мкс.

Для обработки полученных данных использовался итерационный кросскорреляционный алгоритм расчёта полей скорости с разбиением расчётной области на ячейки размером 64×64 пикселей с пространственным перекрытием 50%. Для подавления фоновой засветки (отражение от элементов стенда) использовался алгоритм цифровой фильтрации изображения («вычитание фона»). Полученные после кросскорреляционного алгоритма пары двухкомпонентных полей скорости были восстановлены при помощи алгоритма стереореконструкции (с использованием информации, полученной при калибровке камер) до трехкомпонентного поля скорости в измерительной плоскости (плоскость лазерного ножа).

Представленное на рис. 2 поле средней скорости демонстрирует сложную трехмерную пространственную структуру течения в центральной области камеры сгорания. Изолинии вертикальной компоненты скорости V_y отвечают за W-форму потока, значения трижды меняют знак вблизи центра камеры горения вдоль оси z, что связано с искривлением оси вихря. Рис. 3 иллюстрирует характерную структуру потока в сечении по центру сопла, в том числе, направление вращения вихря.



Рис. 2. Измерительная область в горизонтальном сечении *XOZ* (y = 110 мм) (a) и поле средней скорости в сечении, показанном на рисунке слева; жирная изолиния соответствует $V_y = 0$ (δ)



Рис. 3. Поле средней скорости в сечении по центру сопла (z = 64 мм) (a) и визуализация вихревого ядра потока изоповерхностью динамического давления $p_{dyn} = 0.25$ Па (δ)

Для визуализации вихревых структур на основе полученных результатов измерений трехмерного поля средней по времени скорости потока применялся критерий «минимума полного давления» [7]: $p_0 = p - p_{atm} + p_{dyn}$ (где p – статическое давление, p_{atm} – атмосферное давление, $p_{dyn} = \rho \mathbf{u}^2/2$ – динамическое давление). При обработке экспериментальных данных предполагалось, что в области локализации вихревого ядра потока статическое давление изменяется слабо, а атмосферное давление является постоянным [3–4, 8]. Поэтому минимум полного давления определяется минимумом динамического давления. На рис. 3, δ представлена изоповерхность динамического давления $p_{dyn} = 0,25$ Па, которая визуализирует вихревое ядро потока, имеющее W-образную форму. Полученная форма вихревого ядра потока и данные по распределениям поля скорости хорошо согласуются с результатами экспериментов с использованием ЛДА [4], а также численного моделирования [5].

Литература

1. Ануфриев И. С., Аникин Ю. А. и др. Исследование структуры закрученного потока в модели вихревой камеры сгорания методом лазерной доплеровской анемометрии // Письма в ЖТФ. 2012. Т. 38, вып. 24. С. 39–45.

2. Ануфриев И. С., Шарыпов О. В., Шадрин Е. Ю. Диагностика течения в вихревой топке нового типа методом цифровой трассерной визуализации // Письма в ЖТФ. 2013. Т. 39, вып. 10. С. 36–43.

3. Ануфриев И. С., Красинский Д. В., Шадрин Е. Ю., Шарыпов О. В. Визуализация структуры потока в вихревой топке // Письма в ЖТФ. 2014. Т. 40, вып. 19. С. 104–110.

4. Ануфриев И. С., Стрижак П. А., Чернецкий М. Ю., Шадрин Е. Ю., Шарыпов О. В. Аэродинамика перспективной конструкции вихревой топки // Письма в ЖТФ. 2015. Т. 41, вып. 15. С. 25–32.

5. Krasinsky D. V., Sharypov O. V. Numerical modeling of pulverized coal combustion in the vortex furnace with dual upper-port loading // J. of Engineering Thermophysics. 2015. Vol. 24, No. 4. Pp. 348–356.

6. Маркович Д. М., Токарев М. П. Алгоритмы реконструкции трехкомпонентного поля скорости в методе Stereo PIV // Вычислительные методы и программирование. 2008. Т. 9. С. 311–326.

7. Dubief Y., Delcayre F. On coherent-vortex identification in turbulence // J. of Turbulence. 2000. Vol. 1, No. 1.

8. Аникин Ю. А., Ануфриев И. С., Шадрин Е. Ю., Шарыпов О. В. Диагностика пространственной структуры закрученного потока в модели вихревой топки // Теплофизика и аэромеханика. 2014. Т. 21, № 6. С. 815–818.

УДК 621.165:621.17(075.8)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, Ю. М. Бродов, Н. В. Желонкин, Д. В. Брезгин, И. Б. Мурманский

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

Многоступенчатые пароструйные эжекторы паровых турбин предназначены для отсасывания паровоздушной смеси из конденсаторов турбин. На рис. 1 представлена схема трехступенчатого эжектора со встроенными промежуточными охладителями. После первой ступени эжектора отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь попадает в охладитель, где происходит конденсация части пара. Оставшаяся смесь поступает для дальнейшего сжатия в следующую ступень эжектора с меньшим остаточным содержанием пара, что создает в этой ступени условия для сжатия смеси с меньшей затратой энергии. После последней пароструйной ступени паровоздушная смесь конденсируется в охладителе и выбрасывается в атмосферу.



Рис. 1. Принципиальная схема трехступенчатого пароструйного эжектора: I, II, III – первая, вторая и третья ступени эжектора; 1 – конденсатор; 2 – конденсатный насос; 3 – охладитель; 4 – вход паровоздушной смеси; 5 – подвод рабочего пара; 6 – выхлоп эжектора; 7 – вход охлаждающей воды; 8 – линия конденсата; 9 – каскадный сброс дренажа; 10 – отвод дренажа в конденсатор

На рис. 2 представлена рабочая характеристика 1 и 2 ступени трехступенчатого эжектора ЭП-3-2М (турбина ПТ-135/165-130), полученная при испытании эжектора на «сухом» (атмосферном) воздухе. Точками обозначены результаты испытаний эжектора, а линиями – результаты расчетов по разработанной авторами на основе [1] методики. В процессе эксплуатации паровых турбин и при получении рабочей характеристики ступени эжектора работают на запредельном режиме [1]. Однако для рабочей характеристики на «сухом воздухе», в отличие от эксплуатационных режимов на паровоздушной смеси, объемная производительность ступеней эжектора может изменяться при увеличении значения присасываемого воздуха. Расчеты предельного коэффициента инжекции, в соответствие с рекомендациями [1], проводились по выражению для второго предельного режима течения инжектируемого потока. Этот режим характеризуется достижением инжектируемым потоком скорости звука в некотором промежуточном критическом сечении конфузорной части камеры смешения эжекторной ступени. Дополнительным условием, обеспечившим хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных для первой ступени эжектора, явилось допущение, предложенное в работах М. Д. Миллионщикова [2], о равенстве статических давлений рабочего и инжектируемого потока в критическом сечении.

Характеристика первой ступени (рис. 2) состоит из рабочего и перегрузочного участка. Перегрузочный участок начинается при расходе воздуха $G_{\rm B} \ge 100$ кг/ч. Начало

перегрузочного участка должно соответствовать абсциссе точки пересечения кривой фактического противодавления I ступени, совпадающей с характеристикой всасывания II ступени (без учета незначительного аэродинамического сопротивления охладителя), с линией предельного противодавления I ступени.



Рис. 2. Характеристика I и II ступеней эжектора на «сухом» воздухе: штрихпунктирная кривая – давление в приемной камере I ступени; • – эксперимент, I ступень; штриховая – давление в приемной камере II ступени; ■ – эксперимент, II ступень; сплошная – предельное противодавление I ступени

Удовлетворительное согласование опытных и расчетных данных достигается при условии, что в охладителе I ступени эжектора конденсируется 75% пара, поступающего в охладитель. Эти данные не согласуются с рекомендациями [1, 3], в соответствие с которыми при расчете и проектировании эжекторов принимается, что в охладителе эжектора должно конденсироваться до 95% пара, поступающего в теплообменник.

На рис. 3 приведены результаты экспериментальных исследований эффективности конденсации пара из парогазовой смеси в охладителе I ступени эжектора при различных давлениях рабочего пара на эжектор ($P_{\text{раб}} = 0,48-0,77$ МПа), что соответствовало изменению расхода пара в охладитель от 270 до 440 т/ч. Значительный разброс экспериментальных данных связан с погрешностью измерения температур основного конденсата в водяных камерах охладителей эжектора. Погрешность измерения температуры $\delta t \approx 0,3-0,4$ °C при нагреве воды $\Delta t \approx 2$ °C. В процессе проведения испытаний кроме давлений в приемных камерах эжектора измерялись также температуры паровоздушной смеси в этих камерах по всем ступеням эжектора. Как видно из рисунка при доле воздуха в паровоздушной смеси выше $\varepsilon_{\text{B}} = G_{\text{B}}/(G_{\Pi} + G_{\text{B}}) > 0,1$ в охладителе конденсируется от 70 до 80% поступающего пара. При увеличении є доля сконденсировавшегося в охладителе пара не изменяется.



Рис. 3. Доля пара, сконденсировавшегося в I ступени эжектора при различных давлениях рабочего пара: $\blacktriangle - P_{\text{раб}} = 0,48$ МПа; $\blacksquare - 0,60$; $\bullet - 0,77$

На рис. 4 показано сопоставление результатов расчетов охладителя эжектора с данными испытаний при давлении рабочего пара $P_{\text{раб}} = 0,77$ МПа. Расчеты проводились по методике, разработанной авторами на основе [3]. Анализ результатов испытаний показал, что в охладитель первой ступени паровоздушная смесь поступает с температурой на $\Delta t_{\text{пп}} \approx 150-200$ °C выше, чем температура насыщения при давлении пара в охладителе. На рис. 3

представлены результаты расчетов как с учетом того, что часть поверхности теплообмена выполняет функции пароохладителя, так и без учета зоны перегрева (аппроксимация расчетных данных показана на рисунке линиями). Расчеты охладителя эжектора с учетом зоны снятия перегрева пара проводились по методике, аналогичной методике [4], разработанной для конденсирующих аппаратов, не имеющих такой выделенной зоны. Результаты расчетов показали, что от 30 до 45% поверхности теплообмена охладителя эжектора выполняет функцию зоны снятия перегрева.



Рис. 4. Доля пара, сконденсировавшегося в охладителе I ступени эжектора при $P_{\text{раб}} = 0,77$ МПа; – эксперимент; , сплошная линия – расчет с учетом зоны ОП (охлаждения пара); , штриховая – расчет без учета зоны ОП

Из рис. 4 видно, что при $\varepsilon_{\rm B} < 0.16$ экспериментальные данные лежат между расчетными кривыми с учетом и без учета зоны снятия перегрева пара. Однако при увеличении количества воздуха в теплообменнике расчетные значения доли пара, конденсирующегося в охладителе эжектора, возрастают. Это объясняется тем, что при увеличении количества поступающего в эжектор воздуха возрастает давление пара в охладителе (на входе во II пароструйную ступень), что приводит к увеличению располагаемой разности между температурой насыщения пара и средней температурой охлаждающей воды. При этом снижение коэффициента теплопередачи (при возрастании доли воздуха в паровоздушной смеси) компенсируется возрастанием располагаемой разности температур.

Анализ экспериментальных данных (рис. 3, 4) показал, что при $\varepsilon_{\rm B} > 0,1$ доля пара, конденсирующегося в охладителе I ступени, не зависит от $\varepsilon_{\rm B}$ при увеличении содержания воздуха в паровоздушной смеси. Примерно от 20–30% пара не конденсируется на трубках теплообменника и поступает в приемную камеру второй ступени эжектора.

На рис. 5 представлено изменение объемной производительности II ступени эжектора от доли воздуха в паровоздушной смеси, поступающей в охладитель I ступени.





Особенностью совместного функционирования охладителя I ступени и пароструйного аппарата 2 ступени является то, что при $\varepsilon_{\rm B} > 0,1$ объемный коэффициент инжекции II ступени

не зависит от количества подаваемого в эжектор воздуха. Объемная производительность II ступени эжектора (V_2) также остается примерно постоянной. Как видно из рис. 5 измеренная величина V_2 близка к значению расчетной величины производительности второй ступени эжектора $V_{2p} = 850$ кг/ч. Величина V_2 (м³/ч) определялась по формуле

$$V_{2} = \frac{G_{n2}R_{n}(273,15+t_{nBc2})}{p_{2H}(1-\varepsilon_{B2})/(1-0,378\varepsilon_{B2})},$$

где G_{n2} – количество пара в паровоздушной смеси, поступающей во II ступень эжектора, кг/ч; R_n – газовая постоянная водяного пара, Дж/(кг·К); $t_{nвc2}$ – температура паровоздушной смеси на входе во II ступень, °С; $\varepsilon_{B2} = G_B/(G_B + G_{n2})$ – содержание воздуха в паровоздушной смеси на входе во II ступень; G_B – количество воздуха, подаваемого в эжектор, кг/ч; P_{2H} — давление всасывания II ступени, кПа.

Несоответствие расчетных и экспериментальных данных, приведенных на рис. 3 и 4, связано, по мнению авторов с тем, что поступающая на вход охладителя паровоздушная смесь не успевает полностью сконденсироваться. Так как площадь сечения входа пара в охладитель близка к площади выходного отверстия (что выполнено для минимизации аэродинамического сопротивления теплообменника), то длительность нахождения пара в теплообменнике определяется характеристикой пароструйного аппарата второй ступени. Для подтверждения данной гипотезы проведена оценка длительности пребывания паровоздушной смеси в охладителе при ее движении от входа к выходу из теплообменника и характерного временного интервала, связанного с поперечным потоком массы при конденсации пара из смеси. Скорость поперечного потока массы определялась по формуле $w_{\Pi} = j_{\Pi BC} v_{\Pi BC}$, где $[j_{\Pi BC}] =$ = кг/м²·с – плотность поперечного потока массы рассчитывалась с учетом того, что часть поверхности теплообмена используется как зона снятия температуры перегрева пара; $[v_{\text{пвс}}] = M^3/\kappa\Gamma - плотность паровоздушной смеси. Характерная длина пути для поперечного$ потока массы принималась равной половине расстояния между трубками пучка. Скорость движения смеси в пучке принималась как средняя между входом и выходом из теплообменника при условии, что плотность смеси не изменяется по пути движения вследствие малого аэродинамического сопротивления аппарата, а проходное сечение пучка рассчитывалась на основе конструктивных данных трубной системы. По результатам расчетов получено, что длительность пребывания смеси в охладителе более чем на порядок меньше интервала времени, необходимого для конденсации пара из паровоздушной смеси.

Выводы

1. Количество пара, конденсирующееся в промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов, определяется не столько тепловой эффективностью этих охладителей, сколько производительностью пароструйного аппарата в следующей за охладителем ступени эжектора.

2. В конструкциях многоступенчатых пароструйных эжекторов со встроенными промежуточными охладителями количество пара, конденсирующееся в теплообменнике I ступени, составляет от 70 до 80% от общего количества пара поступающего в охладитель с паровоздушной смесью. При этом доля конденсирующегося пара не зависит от количества воздуха в паровоздушной смеси.

3. Для разработки промежуточных охладителей пароструйных эжекторов требуется уточнение методики их расчета.

Исследования проводились при финансировании из субсидии Программы повышения конкурентоспособности УрФУ и в рамках выполнения государственного заказа Минобрнауки РФ, проект 13.900.2014/К.

Литература

1. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с. 2. Миллионщиков М. Д., Рябинков Г. М. Газовые эжекторы больших скоростей // Сб. работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов. БНИ, ЦАГИ, 1961. – 327 с.

3. Берман Л. Д., Фукс С. Н. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси // Теплоэнергетика. 1959. № 7. С. 74–84.

4. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок. 4-е изд., перераб. и доп. / Под общей ред. докт. техн. наук Ю. М. Бродова. Екатеринбург: УрФУ, 2012. – 570 с.

УДК 621.039.546:536.24

КОМБИНИРОВАННАЯ МЕТОДИКА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ СБОРОК РЕАКТОРОВ С ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ И ЕЕ ОБОСНОВАНИЕ

С. Ю. Афонин, Д. А. Афремов, А. Г. Захаров, В. П. Смирнов

Научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники имени Н. А. Доллежаля, г. Москва, Россия

Стационарные теплогидравлические расчеты активных зон в целом и наиболее теплонапряженных тепловыделяющих сборок реакторов на быстрых нейтронах с жидкометаллическим теплоносителем (ЖМТ) выполняются в АО «НИКИЭТ» с использованием собственного поячеистого теплогидравлического кода ПУЧОК-ЖМТ [1]. Проходное сечение стержневой тепловыделяющей сборки разделяется на элементарные ячейки. В пределах отдельной ячейки поток теплоносителя характеризуется осредненными по сечению параметрами. Учитывается обмен массой, импульсом и энергией между ячейками. Ключевым моментом поячеистой методики является задание замыкающих зависимостей для коэффициентов трения, теплоотдачи, гидравлического и теплового перемешивания между ячейками, гидравлического сопротивления ячеек дистанционирующих решеток.

Применение расчетной методики показано на примере тепловыделяющих сборок реактора БРЕСТ-ОД-300. Замыкающие зависимости для регулярных ячеек приняты в соответствии с рекомендациями АО «ГНЦ РФ-ФЭИ» [2]. Эти зависимости получены на основе обработки многочисленных экспериментальных данных для относительно больших сборок (число стержней, как правило, больше или равно 37). В этом случае вклад нерегулярных ячеек, расположенных около кожуха, относительно невелик и получаемые замыкающие зависимости относятся именно к регулярным ячейкам. Вместе с тем, для нерегулярных ячеек замыкающие зависимости требуют уточнения. Сделать ЭТО экспериментально практически невозможно. В предлагаемой комбинированной методике для нерегулярных ячеек факторы формы, учитывающие отличие замыкающих зависимостей от регулярных ячеек, определяются с помощью методов вычислительной гидродинамики (CFD). Преимущество CFD-кодов состоит в том, что они позволяют определять локальные поля скорости, температуры, давления и турбулентных характеристик. Расчеты выполняются с использованием трехмерного CFD-кода Fluent (разработка фирмы ANSYS Inc.) [3] для изолированных ячеек различного типа на гладкой части пучка и для ячеек дистанционирующих решеток.

Результаты расчетов по описанной методике требуют обоснования (верификации). Выполнена большая работа по верификации собственно CFD-кода Fluent с использованием как локальных данных о параметрах потока в ячейках и каналах различной формы, так и усредненных. Вместе с тем, основная верификация расчетов по коду ПУЧОК-ЖМТ выполнена на основе экспериментов с различными вариантами 37-стержневых сборок, охлаждаемых эвтектическим сплавом Na-K. Эксперименты выполнены в АО «ГНЦ РФ ФЭИ». В этих экспериментах измерены температура теплоносителя в ячейках на выходе из модели и температура оболочек измерительных имитаторов тепловыделяющих элементов. Важное значение для верификации имеет сравнение рассчитанных перепадов давления на полномасштабных макетах тепловыделяющих сборок различного исполнения с измеренными на гидравлическом стенде ОАО «НИКИЭТ». Показано, что как для гидравлического сопротивления, так и для усредненной температуры теплоносителя в ячейках погрешность составляет около 10%.

Литература

1. Афонин С. Ю., Афремов Д. А., Лемехов Ю. В., Орлова Е. Е., Смирнов В. П., Шишов В. П. Верификация поячеистого теплогидравлического кода ПУЧОК-ЖМТ применительно к реактору МБИР // Ядерная физика и инжиниринг. 2014. Т. 5, № 7–8. С. 564–577.

2. Кириллов П. Л., Бобков В. П., Жуков А. В., Юрьев Ю. С. Справочник по теплогидравлическим расчетам в ядерной энергетике. Т. 1. Теплогидравлические процессы в ядерных энергетичеких установках. М.: ИздАТ, 2010.

3. Ansys Inc. Fluent 14.5 user guide, Lebanon, 2012.

УДК 621.396.6.019:536.5.001.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ И КОРРОЗИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОЛОЧЕК ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТВЭЛОВ ЛЕГКОВОДНЫХ РЕАКТОРОВ ПРИ АВАРИИ С ПОТЕРЕЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

С. С. Базюк, Д. Н. Игнатьев, Д. С. Киселев, Ю. А. Кузма-Кичта, А. А. Мокрушин, Н. Я. Паршин, Е. Б. Попов, Д. М. Солдаткин, И. И. Федик

ФГУП «НИИ НПО «Луч», г. Подольск, Россия

Введение. Перспективными материалами для оболочек твэлов реакторных установок являются тугоплавкие металлы Va и VIa подгрупп и сплавы на их основе, благодаря высоким температурам плавления, слабой температурной зависимости модулей упругости, хорошей совместимости с теплоносителями и ядерным топливом. Одним из наиболее перспективных тугоплавких металлов для оболочек твэлов является молибден.

Проблема расхолаживания тепловыделяющих сборок (ТВС) ВВЭР и РWR при повторном заливе (ПЗ) является актуальной для прогнозирования развития максимальной проектной (МПА) и запроектной (ЗПА) аварий АЭС с потерей теплоносителя (LOCA) и разработки мер по обеспечению безопасности. Оптимальные характеристики расхолаживания твэлов при ПЗ эксплуатируемых и перспективных легководных реакторных установок (РУ) определяются моделированием процессов теплообмена и высокотемпературного

окисления оболочек твэлов в паровой среде. К настоящему времени константа скорости, тепловой эффект химической реакции взаимодействия молибдена с водяным паром, сопровождаемой генерацией водорода, при температурах выше 1200 °C и атмосферном давлении не исследованы.

Целью работы является первичное исследование коррозионного поведения материалов штатных и перспективных оболочек твэлов легководных реакторов в среде водяного пара при атмосферном давлении и температуре до 1400 °C. В работе также дана оценка длительности расхолаживания при повторном заливе перспективной модельной ТВС ВВЭР в условиях МПА, собранной из твэлов с молибденовыми оболочками.

Объект исследований. Высокотемпературные коррозионные испытания образцов оболочек твэлов из циркониевого сплава Э110 на губчатой основе и фрагментов тонкостенных труб из вакуумплавленного молибдена выполнены на образцах длиной 10 и 12 мм. В табл. 1 приведен химический состав и характеристики образцов.

Таблица 1

	Геометрические	Элементный состав, мас.%					
Материал образца	параметры <i>D</i> x <i>d</i> x <i>h</i> , мм	Zr	Sn	0	Hf	Nb	Н
Сплав Э110 на губчатой основе	9,55x8,33x10,0	Основа	-	0,1	<0,01	0,9–1,1	0,003
Вакуумплавленный	$12.5 \times 12.0 \times 12.0$	Mo	С	0	Ν	Примеси	
молибден (МЧВП)	15,5X12,9X12,0	99,92	0,03	0,005	0,005	Менее 0,4	

Геометрические параметры и химический состав образцов оболочек твэлов

Методика проведения эксперимента. Высокотемпературное взаимодействие образцов штатных циркониевых и перспективных молибденовых оболочек твэлов с водяным паром исследуется на экспериментальной установке ГАЗПАР. До проведения эксперимента образцы оболочек твэлов взвешиваются на аналитических весах с погрешностью 0,1 мг. Перед запуском установки проводят очистку рабочей камеры от кислородсодержащих сред слабым протоком аргона. Далее насыщенный пар с раходом от 0,05 до 0,1 г/с из парогенератора нагревается до температуры ~900 °С и подается в печь. Затем проводятся высокотемпературные коррозионные испытания образцов оболочек твэлов в стационарных изотермических условиях до 1500 °С. Окисление образцов, закрепленных на термопаре ВР 5/20 с изолированным спаем диаметром 0,35 мм, проводится в керамической трубе, размещенной внутри нагревателя печи из графита. По окончанию эксперимента образец оболочки твэла извлекается из изотермической зоны печи и охлаждается с темпом не менее 20 °С/с потоком аргона. Далее охлажденные до комнатной температуры образцы взвешиваются на аналитических весах. По изменению массы образца оболочки твэла определяют удельный поверхностный привес/убыль материала.

Результаты коррозионных испытаний. Коррозионные испытания образцов оболочек твэлов из штатного циркониевого сплава Э110Г и вакуумплавленного молибдена (МЧВП) проводились при температурах 1200 и 1400 °C. Оксидная пленка на поверхности образцов черная, без следов отслоений и отшелушиваний. Поверхность оболочек из сплава Э110Г блестящая, у МЧВП фрагментов имеет матовый оттенок. Температура образцов, измеряемая в ходе эксперимента, из сплава Э110Г превышает температуру печи на 25–30 °C, что обусловлено выделением тепла пароциркониевой реакции. Для образцов из МЧВП подобный эффект отмечен не был, вследствие чего предполагается, что тепловой эффект паромолибденовой реакции значительно ниже.

На рис. 1 представлены результаты измерений удельного массового привеса образцов оболочек твэлов из циркониевого сплава и молибдена, окисленных при температурах 1200 и 1400 °C. Зависимость массового привеса от времени окисления для образцов оболочек из сплава Э110Г параболическая, что согласуется с имеющимися представлениями [1–3].



Рис. 1. Зависимости удельного массового привеса от времени окисления образцов из сплава Э110Г на губчатой основе и вакуумплавленного молибдена

Микроструктура образца оболочки твэла из МЧВП после коррозионных испытаний при T = 1200 °C в течение 500 с практически не изменилась, что свидетельствует об отсутствии барьерного слоя, предотвращающего интенсивное окисление молибдена. Известные исследования коррозионного поведения образцов молибдена в водяном паре в диапазоне температур от 600 до 1200 °C [4] показали согласование данных по удельному привесу от времени окисления при температуре 1200 °C с полученными результатами.

Установлено, что в величину удельного привеса вносят вклад процессы образования и сублимации триоксида молибдена, а также растворения кислорода в твердом молибдене. Два из трех процессов приводят к увеличению удельного привеса, а сублимация MoO₃ имеет отрицательный знак. Можно предположить, что величина улетевшего с поверхности образца молибдена значительно выше величины, рассчитываемой, исходя из условий равенства скоростей образования, улетучивания триоксида молибдена и нулевой растворимости кислорода в образце. На основании металлографических измерений толщин стенки трубы до и после окисления, а также расчета аналогичной величины по результатам привеса построена зависимость толщины стенки трубы от времени при температуры 1200 °C. Согласно наблюдаемой закономерности переход стенки образца в жидкую фазу произойдет через 2,3 ч. Таким образом, существует проблема разработки коррозионно-стойкого покрытия на молибден и его сплавы, чтобы применить тугоплавкую оболочку твэла в условиях аварии с потерей теплоносителя легководного реактора ВВЭР.

Расхолаживание при повторном заливе модельной ТВС ВВЭР из молибдена. Рассматривался случай имитации МПА на перспективной модельной 19 стержневой ТВС с оболочками твэлов из молибдена (ТВС-Мо) при достижении температуры, не превышающей 1100 °С. В первом приближении поля температур ТВС-Мо до ПЗ принимались идентичными для ТВС с оболочками твэлов из штатного циркониевого сплава (TBC-Zr). В расчете учитывалось изменение эффективных плотности и теплоемкости твэлов ТВС-Мо.

Длительность расхолаживания модельной ТВС ВВЭР при повторном заливе оценивалась на основе обобщающего соотношения по скорости фронта смачивания:

$$\frac{u_{\phi p}}{u_{a\partial}} = \tilde{u}_{\phi p} \left(\frac{G}{G_{\max}}\right)^k = \frac{1}{1 + A \left(Ja^*\theta\right)^n},\tag{1}$$

где $u_{\phi p}$ – скорость фронта смачивания разогретой модельной TBC, u_{ad} – скорость воды, движущейся по межтвэльному пространству холодной сборки, G – расход охлаждающей воды, кг/(с твэл), G_{max} – расход воды, определяемый из условий подогрева до T_s при p = 0,1 МПа остаточным тепловыделением на длине активной зоны реактора BBЭP-1000 и равный 15,17 кг/(с твэл), Ja^* – соотношение подведенного и отведенного тепла, θ – безразмерная температура оболочки, A = 2,157, n = 0,571, k = 0,55. Более подробно методика расчета расхолаживания TBC при ПЗ приведена в работах [5, 6]. Данные по температуре Лейденфроста T_0 , входящей в определение θ , для молибдена и его сплавов отсутствуют. Величина T_0 оценивалась согласно корреляции, предложенной в работе [7].

Различия в теплофизических характеристиках имитаторов твэлов приводят к увеличению длительности расхолаживания при ПЗ модельной ТВС-Мо на 30% по сравнению с TBC-Zr, что составляет 520 с.

Дальнейшие расчетные исследования расхолаживания твэлов в условиях LOCA легководного реактора необходимо проводить в двух направлениях. Одно из них – получение экспериментальных данных о коррозионном поведении молибдена и его сплавов в диапазоне температур до 1800 °C. Второе направление – поиск оптимального решения комплексной термомеханической, тепловой, физико-химической и технологической задачи при варьировании толщины оболочки из условий сохранения прочности, приемлемого уровня температур, высокотемпературного коррозионно-стойкого покрытия.

Заключение. Коррозионные испытания образцов оболочек твэлов из циркониевого сплава Э110Г и вакуумплавленного молибдена МЧВП, проведенные при атмосферном давлении в диапазоне температур до 1400 °С, показали меньший тепловой эффект паромолибденовой реакции. Длительность расхолаживания при повторном заливе модельных ТВС-Мо в условиях имитации МПА меньше, чем из сплава Э110Г. Для обоснования возможности использования молибденовых оболочек необходимы дальнейшие исследования с целью получения большего массива экспериментальных данных.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований, грант № 16-08-01288.

Литература

1. Игнатьев Д. Н., Мокрушин А. А., Солдаткин Д. М. Влияние высокотемпературного окисления на охрупчивание деформированных и разгерметизированных оболочек твэлов из сплавов циркония // Актуальные проблемы прочности: 54-я междунар. конф. 11–15 ноября 2013 г. Екатеринбург, 2013.

2. Мельников Г. Н., Мокрушин А. А., Солдаткин Д. М., Урусов А. А. Коррозионное поведение и охрупчивание сплава Э110 в условиях LOCA // 20-й междунар. симпозиум. 11–13 ноября 2014. Quench, Германия, 2014.

3. Игнатьев Д. Н., Солдаткин Д. М., Базюк С. С., Салатов А. В., Федотов П. В и др. Кинетическая модель окисления сплава Э110 в условиях LOCA и non -LOCA // Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР: Тр. 8-й междунар. науч.-техн. конф. ОКБ «Гидропресс», 28–31 мая 2013 г. Подольск, 2013. CD-R.

4. Nelson A. T., Sooby E. S. High temperature oxidation of molybdenum in water vaporenvironments // J. of Nuclear Materials. 2014. Vol. 448. Pp. 441–447.

5. Базюк С. С., Игнатьев Д. Н., Паршин Н. Я., Попов Е. Б., Солдаткин Д. М., Кузма-Кичта Ю. А. Балансовая методика расчета расхолаживания модельных тепловыделяющих сборок при максимальной проектной аварии и ее верификация на стенде ПАРАМЕТР // Теплоэнергетика. 2013. № 5. С. 21–27.

6. Базюк С. С., Попов Е. Б., Паршин Н. Я., Солдаткин Д. М., Кузма-Кичта Ю. А. Балансовый метод расчета процесса смачивания при повторном заливе модельных ТВС легководных реакторов // Тепловые процессы в технике. 2014. Т. 2, № 11. С. 496–502.

7. Базюк С. С., Паршин Н. Я., Попов Е. Б., Кузма-Кичта Ю. А. Исследование характеристик повторного залива модельных ТВС легководных реакторов с учетом масштабного фактора и теплофизических свойств имитатора твэла // Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР: Тр. 9-й междунар. науч.-техн. конф. ОКБ «Гидропресс». 20–23 мая 2015 г. Подольск, 2015.

УДК 621.389.6.019:536.5.001.24

ОБОБЩЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАСХОЛАЖИВАНИЯ МОДЕЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ СБОРОК ВВЭР И PWR ПРИ АВАРИИ LOCA

С. С. Базюк, Ю. А. Кузма-Кичта, Д. С. Киселев, Н. Я. Паршин, Е. Б. Попов, Д. М. Солдаткин, А. А. Мокрушин, И. И. Федик

ФГУП «НИИ НПО «Луч», г. Подольск, Россия

Введение. Проблема расхолаживания модельных тепловыделяющих сборок (ТВС) ВВЭР и PWR при повторном заливе (ПЗ) является актуальной для прогнозирования развития максимальной проектной (МПА) и запроектной (ЗПА) аварий АЭС с потерей теплоносителя (LOCA) и разработке мер по обеспечению безопасности.

Для определения оптимальных характеристик расхолаживания твэлов легководных реакторов процесс повторного залива моделируют с применением теплогидравлических кодов [1–5], однако наблюдаются существенные различия с опытными данными, особенно на стадии повторного залива. Для разработки моделей повторного залива и их верификации требуются замыкающие соотношения по температуре Лейденфроста и скорости фронта смачивания твэлов.

Экспериментальные исследования МПА и ЗПА проведены на одиночных имитаторах твэлов и модельных ТВС ВВЭР и PWR крупномасштабных стендов. Однако использование результатов измерений характеристик ПЗ затруднено в силу различия конструкций. материалов имитаторов и режимных параметров испытаний. К настоящему времени сделана попытка получить обобщенные характеристики по скорости фронта смачивания (\tilde{u}_{dp}) модельных ТВС в [1]. Было получено удовлетворительное согласование разработанной обобщенной зависимости по скорости фронта смачивания с данными экспериментов в условиях имитации повторного залива модельных ТВС на различных стендах в диапазоне расходов воды от 5 г/(с.твэл) до 15 г/(с.твэл). Однако сопоставление полученной обобщенной зависимости с экспериментальными данными по скорости фронта смачивания или длительности залива модельных сборок с относительно малым расходом воды (до 2,5 г/(с·твэл)) в условиях имитации LOCA давали завышенные на 30-50% результаты. Кроме того, существующие корреляции для определения температуры Лейденфроста (T₀), используемые в методиках оценки длительности расхолаживания модельных ТВС, не были сопоставлены с имеющимися данными при расхолаживания твэлов в широком диапазоне изменения режимных параметров.

Цель настоящей работы – анализ экспериментов по повторному заливу модельных ТВС ВВЭР и PWR, выполненных на крупномасштабных стендах в условиях имитации МПА и ЗПА, и обобщение данных по скорости фронта смачивания и температуре Лейденфроста при расхолаживания твэлов в широком диапазоне изменения режимных параметров.

Описание экспериментальных установок. Проанализированы результаты исследований повторного залива при МПА и ЗПА, полученные на электрообогреваемых стендах российских и зарубежных RBHT, СВД, ПАРАМЕТР, SEFLEX и Quench. Основные характеристики испытываемых модельных ТВС представлены в табл. 1, а описание стендов приведено в работах [2–5].

Таблица 1

Параметр	RBHT	СВЛ	ПАРАМЕТР	QUENCH	SEFLEX		
			(действующий)	(действующий)			
Тепловыделяющий элемент							
Количество шт	19 (PWR)	37 (BB')	19 (ВВЭР),	21(PWR)	25(PWR)		
Количество, шт	4) (I WK)	57 (DD51)	25 (PWR)	31(BBЭP)			
Длина, мм	3656	3530	1275 1024		3900		
Оболочка, (Dxδ), мм/ Материал	Ø9,5x0,71 инконель	Ø9,14x0,57 сталь	Ø9,13x0,7 Ø9,5x0,585 сплав Э-110	Ø10,7x0,72 циркалой-4 Ø9,13x0,68 Э-110	Ø10,75x0,725 циркалой-4		
Таблетки, мм/	Ø8,08x1,8	Ø8x(2÷2,75)	Ø7,57×1,685	Ø9,2x6,2	Ø9,2x1,55		
Материал	нитрид бора	окись магния	Ø8,19×2,0; UO ₂	ZrO_2	Al_2O_3		
Нагреватель,	Ø5,72x1,14	Ø2,5–4	Ø4	Ø(4÷6)	Ø(2,6–3,6)		
мм/ Материал	монель 500	нихром	тантал	вольфрам	инконель		
Дистанционирующая решетка							
Количество, ед.	7	15	6	5/7	7		
Шаг, мм/	455/45 250/20 255/20		255/20	500/42	515/29		
высота, мм	455/45	230/20	255/20	250/20	545/38		
Материал	инконель 600	нерж. сталь	сплав Э-110	циркалой-4 сплав Э-110	инконель		
Конфигурация обечайки/ размеры, мм	квадратная 103/6,8	шести- гранная Dy 91,2/3,3	цилиндри- ческая Ø70x2 квадратная Ø67x1,5	цилиндрическая Ø84,76x2,4 цилиндрическая Ø88x2,25	квадратная 78,5x6,5		
Материал	инконель 600	нерж. сталь	сплав Э-110	циркалой -4 сплав Э-110	нерж. сталь		

Конфигурация и параметры модельных ТВС крупномасштабных стендов

Диапазоны изменения режимных параметров: начальная температура оболочки твэла $T_{\text{обол}} = 420-1470$ °C, массовая скорость $\rho w = 12-160$ кг/(м²·с), недогрев воды на входе в модельную TBC – $\Delta T_{\text{s}} = 11-125$ °C, давление p = 0,14-0,42 МПа, линейная плотность теплового потока, имитирующая остаточное тепловыделение $q_1 = 0-2,3$ кВт/м.

В приведенных выше исследованиях имитация повторного залива осуществлялась подачей воды в направлениях, характерных для конкретных типов реакторов – снизу для PWR, сверху и снизу – ВВЭР. Для разработки обобщающих зависимостей, инвариантных к направлении потока воды, рассмотрена экспериментальная установка, в которой особенности повторного смачивания исследовались в горизонтально расположенной трубе Ø19,7х0,86 мм длиной 2,0 м из сплава циркалой-2.

Корректировка обобщающих зависимостей. На основе баланса запасенного в модельной ТВС тепла до стадии повторного залива, подведенного при повторном заливе

джоулевым энерговыделением и отведенного водой и паром тепла авторами [5, 6] предложена обобщающая зависимость по скорости фронта смачивания твэлов модельных ТВС. Учитывая, что для малых расходов (до 5 г/(с·твэл)) все экспериментальные точки расположены, как правило, выше полученной обобщенной зависимости, была изменена форма представления полученной зависимости. Выполнено уточнение коэффициентов и формы представления ранее предложенной обобщающей зависимости $\tilde{u}_{\rm dpp} = \tilde{u}_{\rm dp}(Ja^*\theta)$ введением корректирующего множителя $(G/G_{\rm max})^{0.55}$, где G – текущий расход охлаждающей воды на один имитатор твэла, $G_{\rm max}$ – физически обоснованный расход воды, определенный из условия подогрева жидкости остаточным тепловыделением ($Q_{\rm oct} = 6\%Q_{\rm hom}$) реактора ВВЭР-1000 на величину $\Delta T_s = 11$ °C при проходе через активную зону, и равный 15,13 г/(с·твэл).

Разработанная корреляция описывает 90% массива опытных данных, содержащего 1114 точек, с отклонением 35% (рис. 1). Полученная зависимость описывает опытные данные для различных конструкций имитаторов твэлов и учитывает влияние максимальной температуры оболочек, наличие остаточного тепловыделения, расхода и недогрева охлаждающей воды, ориентацию потока жидкости в неявном виде.



Рис. 1. Обобщающая зависимость $\tilde{u}_{\phi p} \cdot (G/G_{\max})^{0.55}$ по скорости фронта смачивания модельных ТВС от безразмерного параметра $Ja^*\theta$

В результате анализа опытных данных предложена корреляция для определения температуры Лейденфроста при расхолаживании криогенной жидкостью одиночных труб и при повторном заливе снизу модельных ТВС ВВЭР и PWR, учитывающая недогрев потока и теплофизические свойства материала стенки и жидкости (рис. 2). В диапазоне параметров, характерных для условий аварийного расхолаживания легководных реакторов, разработанная корреляция по температуре Лейденфроста описывает опытные данные в пределах отклонений ±25%.



Рис. 2. Зависимость температуры Лейденфроста от соотношения тепловых активностей материалов стенки и жидкости

Заключение. Предложена усовершенствованная обобщающая зависимость по скорости фронта смачивания модельных ТВС, построенная в безразмерных переменных и полученная из рассмотрения баланса тепла, подведенного до подачи воды и отведенного в процессе повторного залива модельной ТВС остаточного тепловыделения. Предложена корреляция для определения температуры Лейденфроста совместно с обобщающей зависимостью по скорости фронта смачивания позволяют рассчитывать динамику расхолаживания модельных ТВС и оценивать время расхолаживания реакторов ВВЭР и PWR в условиях аварии LOCA.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований, грант № 16-08-01288.

Литература

1. Базюк С. С., Паршин Н. Я., Попов Е. Б., Кузма-Кичта Ю. А., Хорошилов А. В. Обобщение данных по повторному заливу модельных тепловыделяющих сборок BBЭP и PWR в условиях аварии LOCA // Сб. докл. конф. мол. спец. «Инновации в атомной технике». ОАО «НИКИЭТ», 2013. С. 76–84.

2. Hochreiter L. E., Cheung F. B., Lin T. F. RBHT Reflood Heat Transfer Experiments Data and Analysis. The Pennsylvania State University, University Park, PA 16802.

3. Сергеев В. В. Теплообмен в закризисной зоне парогенерирующих каналов и теплогидравлика ТВС в переходных и аварийных режимах: Дис. ... д-ра техн. наук. Обнинск, 2007.

4. Базюк С. С., Паршин Н. Я., Кузма-Кичта Ю. А. Исследование расхолаживания модельных ТВС ВВЭР и PWR при максимальной проектной и запроектной авариях // 8-я МНТК «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР». 2013 г.

5. Ihle P., Rust K. SEFLEX Fuel Rod Simulator Effects in Flooding Experiments. 1986. - 138 c.

6. Базюк С. С., Паршин Н. Я., Попов Е. Б., Солдаткин Д. М., Кузма-Кичта Ю. А., Мещанов А. А. Исследование характеристик повторного залива модельных ТВС легководных реакторов с учетом масштабного фактора и теплофизических свойств имитатора твэла // 9-я МНТК «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР». 2015.

УДК 699.86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОПЕРЕНОСА ЧЕРЕЗ ДВУХКАМЕРНЫЙ СТЕКЛОПАКЕТ ОКОННОЙ КОНСТРУКЦИИ

Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, С. М. Гончарук, О. Н. Лысенко, Л. Н. Кужель

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

Повысить энергоэффективность зданий и сооружений возможно путем уменьшения их теплопотерь через внешние ограждающие конструкции (ОК) и модернизации инженерных систем (в первую очередь систем отопления и вентиляции). Наибольшие теплопотери здания происходят через оконные конструкции в связи с низким значением их термического сопротивления теплопередачи. Поэтому важной задачей при повышении энергосбережения зданий различного назначения является оптимальный выбор именно оконных конструкций.

С целью обоснования мероприятий по уменьшению теплопотребления в существующих административных зданиях, при условии соблюдения надлежащих санитарно-гигиенических

норм и уровня теплового комфорта, в Институте технической теплофизики НАН Украины была проведена частичная термомодернизация административного здания корпуса № 1 по ул. Булаховского 2 (г. Киев) [1-3]. Объектом исследования при этом стала теплоизоляционная способность ОК исследуемого здания, в котором были заменены старые оконные конструкции на разновариантные современные энергосберегающие оконные конструкции, и установлены на наружных поверхностях ограждений различные теплоизоляционные покрытия с системой утепления с армированным штукатурным слоем (рис. 1). Для исследования теплоизоляционных свойств оконных конструкций при частичной термомодернизации здания проведена замена 20 окон, отличающихся такими особенностями: 1) использование одно- и двухкамерных стеклопакетов; 2) применение как энергоэффективного низкоэмиссионного стекла, так и обычного стекла без низкоэмиссионных покрытий; 3) использование стекла с энергосберегающей пленкой и без нее; 4) различные варианты заполнения стеклопакетов газовой средой (применялся как воздух, так и аргон); 5) стекла и воздушные прослойки разной толщины; 6) применение в стеклопакетах алюминиевых и пластиковых дистанционных рамок; 7) использование трех-, пяти- и шестикамерных ПВХ-профилей рам, в том числе с тройным контуром уплотнения. Для предотвращения воздействия солнечной радиации на температурный режим помещений, а также для исключения влияния крыши здания без чердака и пола без подвального помещения, мероприятия по термомодернизации проводились на северной стороне второго этажа трех-этажного здания.



Рис. 1. Часть экспериментального стенда для исследования тепло- и влагопереноса через разновариантные термомодернизованные ОК здания

Для измерения температурных, влажностных характеристик и теплопотерь через стеновые, светопрозрачные конструкции и другие участки поверхностей ограждений разработан переносной 96-ти канальный блок тепловой регистрации, внешний вид которого представлен на рис. 2. Он позволяет в условиях реальной эксплуатации здания исследовать температурное состояние любой строительной ОК.



Рис. 2. Внешний вид переносного блока тепловой регистрации

Главной особенностью измерительного экспериментального стенда является комплектация шести восьмиканальных приборов измерения и контроля температуры УКТ-38

для датчиков температуры и шести восьмиканальных аналого-цифровых преобразователей "Эксперт" для датчиков тепловых потоков и влажности. В комплект к этим приборам поставлялось соответствующее количество датчиков с соединениями и адаптерами передачи данных. С помощью специального кейса все эти приборы объединены в одной измерительной установке, что позволяет выполнять измерения теплотехнических характеристик ОК в реальных условиях эксплуатации здания на разных участках.

Для исследования теплопередающих характеристик через двухкамерный стеклопакет, а также изучения вопроса о его особенностях, влияющих на увеличение термического сопротивления, были проведены экспериментальные и численные исследования данного процесса. Для численного изучения данного вопроса была создана теплофизическая модель теплопереноса через оконный стеклопакет [4]. Свободноконвективное течение газовой среды в камерах стеклопакета при этом считалось ламинарным и описывалось системой уравнений Навье – Стокса для сжимаемой среды. Конвективный теплоперенос в газовой среде описывается уравнением энергии, а в стеклах – уравнением теплопроводности. Система уравнений дополняется уравнением состояния газовой среды. В рассматриваемой теоретической задаче влияние дистанционных рамок, а также теплоперенос через торцы стеклопакета не учитывались. Теплопроводность и вязкость газовой среды считались зависящими от температуры по линейному закону, а теплофизические свойства стекол принимались постоянными. Решение поставленной задачи выполнялось при заданных значениях температуры на наружной поверхности внешнего стекла $\tau_{\rm H}$ и на внешней поверхности внутреннего стекла τ_в. На поверхностях стекол, обращенных вовнутрь стеклопакета, задавались условия четверного рода, учитывающие наличие лучистых тепловых потоков между поверхностями стекол. Для численного решения системы уравнений динамики и теплопереноса использовался метод контрольного объема. Для составления дискретных аналогов дифференциальных уравнений, описывающих движение газовой среды и теплоперенос через стеклопакет, использовалась разнесенная прямоугольная разностная сетка.

В качестве примера приведем результаты расчета теплопереноса через двухкамерный стеклопакет высотой H = 1,08 м, шириной L = 0,75 м, толщина стекла $\delta_c = 4$ мм, расстояния между стеклами $\delta_r = 10$ мм, камеры стеклопакета заполнены воздухом. Коэффициент теплопроводности стекла применялся $\lambda_c = 0,74$ Вт/(м·К), а степень черноты всех поверхностей стекол $\varepsilon_c = 0,89$. Температура на поверхности внутреннего стекла (со стороны помещения) считалась $\tau_B = 20$ °C, а температура наружной поверхности внешнего стекла (со стороны улицы) $\tau_H = -10$ °C. Полученные в результате решения данной задачи поля скорости и температуры в вертикальном сечении двухкамерного стеклопакета представлены на рис. 3, *a*. Распределения вертикальной составляющей скорости в газовой среде и температуры по ширине стеклопакетов в их среднем горизонтальном сечении приведены на рис. 3, *b*. Распределения по высоте стеклопакета плотностей теплового потока на внешней и внутренней поверхностях представлены на рис. 3, *b*.

Для выяснения вопроса о влиянии газовой среды на теплоперенос через двухкамерный стеклопакет, аналогичные расчеты выполнялись для случая, когда заполнение стеклопакета осуществлялось аргоном ($C_{pa} = 519$ Дж/(кг·К); $\mu_a = (0,066 \cdot T + 2,97) \cdot 10^{-6}$ Па·с; $\lambda_a = (0,0516 \cdot T + 2,3) \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·К)). Также при теплофизическом исследовании рассматривались двухкамерные стеклопакеты, у которых $\delta_{\Gamma} = 12$ мм и $\delta_{\Gamma} = 16$ мм. Кроме этого, рассматривались случаи разной температуры наружной поверхности внешнего стекла, обращенной в сторону улицы, τ_{H} (-20 и 0 °С). Полученные в результате данных численных исследований зависимости термических сопротивлений двухкамерных стеклопакетов, заполненных воздухом (1) и аргоном (2), от толщины газовой прослойки δ_{Γ} приведены на рис. 4, *a*, а от температуры внешней поверхности стекла – на рис. 4, *б*. Точками на рисунке показаны экспериментальные данные.



Рис. 3. Поля скорости и температуры в вертикальном сечении двухкамерного стеклопакета (a), распределения вертикальной скорости 1 в газовой среде и температуры 2 по ширине стеклопакета в его среднем горизонтальном сечении (δ) , изменение по высоте стеклопакета плотности теплового потока на его внешней 1 и внутренней 2 поверхностях (s)





Сравнения характеристик теплопереноса для двухкамерных стеклопакетов, заполненных воздухом и аргоном, и однокамерного стеклопакета, заполненного воздухом [4] приведены в табл. 1.

Таблица 1

Тип	Газовая	$O P_{T}$	Внешняя камера		Внутрен	$P = v^2 \cdot V / P_{T}$		
стеклопакета	среда	Q, DT	Q_k , Bt	Q_r , Bt	Q_k , BT	Q_r , Bt	$\mathbf{K}, \mathbf{M}, \mathbf{K}/\mathbf{D}\mathbf{T}$	
Однокамерный	Воздух	127,5	42,8	84,7	_	-	0,19	
Двухкамерный	Воздух	73,6	30,0	43,6	28,0	45,6	0,33	
Двухкамерный	Аргон	64,5	20,4	44,1	18,8	45,7	0,376	

Сравнительные характеристики теплопереноса через однокамерный и двухкамерный стеклопакеты

Результаты и выводы:

1. Создан экспериментальный измерительный комплекс для исследования теплоизоляционных способностей ограждающих конструкций здания в реальных условиях его эксплуатации.

2. Разработана теплофизическая модель для исследования теплопереноса через одно- и двухкамерные стеклопакеты. С ее использованием установлены закономерности радиационного и конвективного теплопереноса через стеклопакет. Теоретически установлено, что радиационный тепловой поток составляет 70% в однокамерном и до 65% в двухкамерном стеклопакете. Центральное стекло в двухкамерном стеклопакете способствует уменьшению конвективного теплопереноса через газовую среду за счет снижения скорости свободно-конвективных течений в камерах. Однако существеннее центральное стекло способствует уменьшению радиационного теплопереноса, выполняя функцию экрана.

3. Замена воздушной среды на аргоновую в камерах двухкамерного стеклопакета способствует снижению лишь кондуктивной составляющей общего теплового потока. Радиационная составляющая при этом практически не изменяется. Вследствие этого, двухкамерный стеклопакет, заполненный аргоном, имеет термическое сопротивление, которое лишь на 14% выше, чем у двухкамерного стеклопакета, заполненного воздухом. Для более значительного повышения термического сопротивления стеклопакета необходимо уменьшать радиационную составляющую теплового потока путем нанесения низко-эмиссионных покрытий на внутренние поверхности стекол.

Литература

1. Басок Б. І., Давиденко Б. В., Гончарук С. М. Різноваріантна термореновація огороджувальних конструкцій частини поверху існуючої адміністративної будівлі та моніторинг тепловтрат при її тривалій експлуатації // Наука та інновації. 2013. Т. 9, № 2. С. 18–21.

2. Басок Б. І., Давиденко Б. В., Гончарук С. М., Новіцька М. П. Дослідження тепловтрат через зовнішню стінову конструкцію з додатковим шаром утеплення // Пром. теплотехника. 2013. Т. 35, №7. С. 260–268.

3. Basok B., Davydenko B., Goncharuk S., Novitska M., Novikov V. Multivariate thermal modernization of buildings. Optimal decisionmaking // Proc. 8-th Intern. Green Energy conf. Monograph. NAU, June 17–19, 2013. Pp. 263–267.

4. Басок Б. И., Давыденко Б. В., Новицкая М. П. и др. Влияние толщины газовой прослойки на термическое сопротивление однокамерного стеклопакета // Пром. теплотехника. 2012. Т. 34, № 1. С. 100–107.

УДК 699.86

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ НА ТЕМПЕРАТУРНЫЕ И КОНЦЕНТРАЦИОННЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В СТРОИТЕЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, В. Г. Новиков, С. М. Гончарук

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

Строительные конструкции в процессе эксплуатации подвергаются деформациям, следствием которых являются механические напряжения. Деформации стен и перекрытий происходят как под действием собственного веса, так и вследствие изменения их температуры и влагосодержания [1]. Температурные и концентрационные напряжения могут приводить к повреждению поверхностей ограждений и образованию трещин на фасаде здания. Для предотвращения переохлаждения строительных конструкций рекомендуется установление теплоизоляционного слоя на внешней поверхности ограждений. Слой внешней теплоизоляции способствует уменьшению градиентов температуры и влагосодержания внутри наружных ограждений, а также снижению температурных и концентрационных деформаций, что обеспечивает продление срока эксплуатации здания.

Для выяснения вопроса о влиянии внешнего теплоизоляционного слоя на температурные и концентрационные напряжения в стеновых конструкциях исследуются распределения температуры и влагосодержания в наружной бетонной стене помещения с одним окном и одним нагревательным устройством (радиатором). Стеновая панель имеет высоту 3 м, ширину 3 м и толщину $\delta_{ct} = 0,25$ м. Ее торцы жестко закреплены. Панель имеет оконный проем высотой 1,5 м и шириной 1,8 м. Радиатор расположен под окном.

Распределение температуры по объему бетонной панели определяется из решения стационарного уравнения теплопроводности с граничными условиями третьего рода на открытых поверхностях. На внутренней поверхности стены граничные условия задаются с учетом лучистого теплового потока, поступающего от радиатора на участок стены, расположенный за радиатором. На торцевых поверхностях бетонной панели задаются условия теплоизоляции. Распределение влагосодержания по объему бетонной стены рассчитывается с использованием упрощенной модели диффузионного переноса водяного пара через капиллярно-пористый материал [2]. Концентрация жидкой влаги определяется из уравнения равновесного влагосодержания в бетоне [1] по рассчитанным локальным значениям относительной влажности паровоздушной смеси в объеме материала.

Расчеты распределений температуры и относительного влагосодержания в бетонной панели выполнялись для значений температуры наружного воздуха $t_{\rm H} = -10$ °C и его относительной влажности $\varphi_{\rm H} = 0,8$ при температуре воздуха внутри помещения $t_{\rm B} = 20$ °C и его относительной влажности $\varphi_{\rm B} = 0,5$. Температура поверхности радиатора составляла $t_{\rm p} = 60$ °C. Значения коэффициентов теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях стены принимались равными $\alpha_{\rm B} = 8,6$ Вт/(м²·K) и $\alpha_{\rm H} = 23$ Вт/(м²·K) соответственно. Коэффициенты массоотдачи на внутренней и наружной поверхностях рассчитывались, исходя из аналогии между тепло- и массообменном. Полученные для данных условий распределения температуры по внутренней (z = 0) и наружной ($z = \delta_{\rm cr}$) поверхностях стены без утеплителя представлены на рис. 1, *a*, *б*. Как видно из рисунков, самая высокая температура внутренней поверхности стены (+27 °C) наблюдается в области, около которой расположен радиатор. За ее пределами температура уменьшается до значения +11,5 °C. На наружной поверхности стены максимальная температура в области за радиатором составляет –4 °C, а на остальной части внешней поверхности стены температура снижается до -5...-6 °C. Распределения

относительного влагосодержания по наружной и внутренней поверхностях бетонной конструкции представлены на рис. 1, *в*, *г*.



Рис. 1. Распределения температуры (°С) (a, δ) и относительного влагосодержания (%) (s, c) по внутренней (a, b) и наружной (δ, c) поверхностях бетонной конструкции без утеплителя

Как видно из рис. 1, *в*, на внутренней поверхности бетонной стены наименьшее относительное влагосодержание (0,7%) наблюдается в области максимальной температуры. С увеличением расстояния от радиатора относительное влагосодержание в материале стены увеличивается и достигает значения 1,5%. На внешней поверхности стены относительное влагосодержание распределено более равномерно и изменяется в переделах 1,0–1,18%. В условиях неоднородности полей температуры и влагосодержания в стене образуются положительные и отрицательные температуры и концентрационные напряжения. Положительные напряжения приводят к растяжению материала бетонной панели и способствуют возникновению трещин. Для оценки величин механических напряжений решается задача о деформации бетонной панели за счет изменения температуры и влагосодержания в ее материале. Задача описывается системой уравнений термовлагосодержания в ее материале. Задача описывается системой уравнений на торцевых поверхностях равны нулю, а на свободных поверхностях z = 0 и $z = \delta_{ct}$ нулевые

значения имеют нормальные σ_{zz} и касательные τ_{zx} ; τ_{zy} напряжения. На левой и правой торцевых поверхностях оконного проема нулевые значения принимают нормальные напряжения σ_{xx} , а на его верхней и нижней поверхностях равными нулю считаются нормальные напряжения σ_{yy} .

В систему уравнений термовлагоупругости входят как параметры начальные значения температуры t_0 и относительного влагосодержания C_0 , при которых конструкция была в недеформированном состоянии. Для расчета распределения напряжений в бетонной панели принималось, что $t_0 = +15$ °C; $C_0 = 0,8\%$. Распределения нормальных σ_{xx} и σ_{yy} напряжений вдоль линий *a-a* и *b-b* (рис. 1, δ) по внешней и внутренней поверхностях стены для данных условий приведены на рис. 2. Линия *a-a*, параллельная оси 0Х, проходит через середину участка, расположенного за радиатором. Линия *b-b*, параллельная оси 0Y, также проходит через середину данного участка и пересекает оконный проем.



Рис. 2. Распределения нормальных σ_{xx} и σ_{yy} напряжений вдоль линий *a-a* (*a*) и *b-b* (*б*) по поверхностям стены без утеплителя: $1 - \sigma_{xx}$ на внешней поверхности; $2 - \sigma_{yy}$ на внешней поверхности; $3 - \sigma_{xx}$ на внутренней поверхности; $4 - \sigma_{yy}$ на внутренней поверхности

Как видно из рис. 2, *a*, нормальные σ_{xx} и σ_{yy} напряжения на внутренней поверхности стены вдоль линии *a-a*, параллельной оси 0Х, существенно снижаются в пределах участка стены за радиаторном и достигают –2,0...–2,5 МПа (кривые 3, 4). На других участках внутренней поверхности они изменяются в пределах +0,9...–1,0 МПа. На внешней поверхности указанные нормальные напряжения – положительные и изменяются в пределах +4,5...+7,0 МПа (кривые 1, 2 на рис. 2, *a*). Вдоль линии *b-b* (рис. 2, *б*) характер распределения нормальных напряжений в целом аналогичен. Только на нижней и верхней границах оконного проема напряжения σ_{yy} становятся равными нулю (кривые 2, 4), что является условием на торцевых поверхностях оконного проема.

рассматриваемом случае температура большинства участков внутренней В поверхности стены, кроме участка за радиатором, меньше температуры $t_0 = +15$ °C, при которой стена находилась в недеформированном состоянии. Вследствие этого на внутренней поверхности стены в области за радиатором нормальные σ_{xx} и σ_{yy} напряжения – отрицательные. На других участках внешней и внутренней поверхности стены эти положительные (растягивающие). Влияние характера распределения напряжения влагосодержания при этом оказывается противоположным. Кроме участка внутренней поверхности стены за радиатором, остальные участки стены имеют относительное влагосодержание, превышающее значение $C_0 = 0.8\%$, при котором концентрационные напряжения отсутствуют (рис. 1 в, г), т. е. в основной части объема стены (кроме участка за радиатором) имеет место набухание строительной конструкции. Набухание вызывает частичное уменьшение нормальных напряжений σ_{xx} и σ_{yy} , связанных с температурными деформациями. Исключение составляет участок, на котором происходит частичная усадка материала стены за счет уменьшения концентрации влаги относительно С₀.

276

При наличии утеплителя на наружной поверхности ограждающей конструкции здания характер распределения температуры и термических напряжений будет иным. Расчеты показывают, что при наличии на внешней поверхности бетонной стены теплоизоляционного слоя из минеральной ваты толщиной 0,1 м, температура внутренней стены на участке за радиатором увеличивается до +34 °C. За пределами этого участка температура снижается до +18 °C. На наружной поверхности стены под слоем утеплителя максимальная температура в области за радиатором остается сравнительно высокой +22...+26 °C, а на остальной части внешней поверхности она составляет +15...+18 °C. На внешней поверхности утеплителя температура изменяется в пределах -8...-7 °С. Условия, в которых находится бетонная конструкция при наличии на ее наружной поверхности утеплителя, характеризуются более высокими значениями температуры и более равномерным ее распределением по объему стеновой конструкции по сравнению со случаем, когда утеплитель отсутствует. На большинстве участков стены температура оказывается выше значения $t_0 = +15$ °C, при котором деформации отсутствуют. В то же время относительное влагосодержание стеновой конструкции становится ниже, чем при отсутствии утеплителя. Причем на одних участках концентрация влаги оказывается выше значения C_0 , а на других – ниже C_0 , т. е. возникают условия как для усадки, так и для набухания материала стены.

В этих условиях изменяются значения температурных и концентрационных напряжений. Их распределения вдоль линий *a-a* и *b-b* по внутренней и внешней поверхностям стены представлены на рис. 3. Сравнивая данные результаты с результатами, приведенными на рис. 2, можно заметить, что нормальные σ_{xx} и σ_{yy} напряжения на внешний и на внутренней поверхностях стены уменьшаются и на ряде участков их значения меняются с положительных на отрицательные. На внутренней поверхности стены значения нормальных напряжений становятся преимущественно отрицательными (сжимающими). В области за радиатором они снижаются до -2...-3,5 МПа. На наружной поверхности стены их значения – положительные, но почти в два раза меньше, чем в случае отсутствия теплоизоляции.



Рис. 3. Распределения нормальных σ_{xx} и σ_{yy} напряжений вдоль линий *a-a* (*a*) и *b-b* (*б*) по поверхностям стены с утеплителем: $1 - \sigma_{xx}$ на внешней поверхности; $2 - \sigma_{yy}$ на внешней поверхности; $3 - \sigma_{xx}$ на внутренней поверхности; $4 - \sigma_{yy}$ на внутренней поверхности

Из представленных результатов следует, что наличие внешнего теплоизоляционного слоя способствует снижению положительных напряжений, предотвращает возникновение и развитие трещин и способствует повышению долговечности строительных конструкций.

Литература

1. Александровский С.В. Расчет бетонных и железобетонных конструкций на температурные и влажностные воздействия. М.: Стройиздат, 1966. – 444 с.

2. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М.: Стройиздат, 1973. – 287с

УДК 536.2+662.997

ВЛИЯНИЕ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ЗДАНИЙ

Б. И. Басок, А. И. Накорчевский

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев

1. Изменяющиеся во времени тепловые параметры по обеим сторонам наружных ограждений зданий предопределяют необходимость их учета при расчете теплопередачи через ограждения. Строительная теплотехника в СССР (и его приемника – России) базируется на представлениях О. Е. Власова [1], согласно которым колебания тепловых потоков и температур на поверхности ограждений и внутри них осуществляются по гармоническому закону. В принципе такой подход можно было бы считать корректным, если бы не неопределенность в отношении числа гармоник и их параметров. Теоретические посылки О. Е. Власова и его последователей [2–4] привели к появлению ряда показателей, таких как, «теплоусвоение поверхностей» (?), «тепловая инерция» и других, лишенных четкого физического смысла и предметной количественной меры. Уровень современной вычислительной техники позволяет применить прямое численное моделирование всей совокупности тепловых процессов, воздействующих на сооружение, без использования показателей, подобных указанным выше. Такой подход реализован в данной работе.

2. Если требуемый внутренний тепловой режим сооружения задается потребителем, то внешние климатические условия обусловлены радиационной деятельностью Солнца. Они весьма разнообразны и зависят от: а) расположения местности \vec{x} ; б) времени t; в) ориентации наружных элементов сооружения относительно стран света φ ; г) угла их наклона β относительно горизонта; д) атмосферных, поверхностных (альбедо A) и других факторов. К основным климатическим функциям, влияющим на тепловое состояние наземных сооружений, относятся: энергия солнечной радиации $E(\vec{x}, \varphi, \beta, A, t)$, а также косвенное ее проявление в форме температуры воздуха $T(\vec{x}, \varphi, t)$ и скорости ветра $v(\vec{x}, t)$. Следует подчеркнуть, что две последние величины, в силу «размытости» количества воспринятой солнечной энергии, выполняют в основном «направляющую» и транспортную функции. Основной энергетический потенциал Солнца E трансформируется в тепловую форму в тонком приповерхностном слое ограждений.

3. В качестве объекта реализации предлагаемой расчетной методики выбран дом. В нем можно выделить следующие типы и фрагменты наружных ограждений зданий: 1) сплошная наружная стена без проемов; 2) оконный стеклопакет; 3) область сочленения стены с оконным стеклопакетом; 4) стена с оконным стеклопакетом и балконной дверью; 5) чердачное ограждение; 6) подвальное ограждение; 7) ограждение лестничной клетки. Составлены системы уравнений, определяющих теплопередачу для случаев 1–3. Данные о скорости ветра, температуры наружного воздуха, солнечной радиации были взяты согласно сведениям в климатологических справочниках для г. Киева (50,5° с. ш.) [5–8]. Решения осуществлялись численно, неявным методом, временной шаг (полушаг) составил 5–10 с. Интервал интегрирования 2–3 года, что достаточно для получения повторяющихся значений величин.

4. Рассчитаны однородное и составное ограждение [9, 10]. Представлены температурные и энергетические графики для ограждений южной и северной ориентаций. Действие солнечной радиации приводит к регулярному, независимо от времени года, теплопотоку внутрь помещения. При этом длительность отопительного сезона составляет 6 месяцев, что и соответствует принятому в г. Киеве нормативу. Если же исключить прямое действие солнечной радиации, то отопительный сезон удлинился бы до 9 месяцев. Таким образом, вклад солнечной радиации существенен, что замалчивается городскими коммунальными службами. Так, например, расчетные теплопотери для стенки в «два кирпича» составят 270 МДж/(год·м²), а без учета действия Солнца завышаются до 400 МДж/(год·м²). Существенно снизить теплопотери (до 30 МДж/(год·м²) и меньше) можно, используя составные ограждения с повышенным термическим сопротивлением. При этом температурный режим останется практически стабильным на протяжении года во внутренней части ограждения.

Утилизация избыточной летней теплоты наиболее эффективна при отоплении по схеме «теплый пол» с тепловыми насосами.

5. Расчет теплопередачи через многослойные стеклопакеты [11] показал, что действие солнечной радиации приводит к регулярной инверсии температур стекол, совпадающей с изменением направленности результирующего теплопотока через стеклопакет. Как и в случае сплошного ограждения, солнечная радиация на 25–30% снижает годовые теплопотери через стеклопакет. Что касается числа камер, то следует ограничиться двухкамерным и не более чем трехкамерным вариантом. При этом теплопотери составят порядка 480 МДж/(год·м²), что больше достижимого значения для сплошного ограждения (см. п. 4).

Экспериментальные данные по двухкамерному стеклопакету удовлетворительно коррелируются с результатами расчетов.

Повысить тепловое сопротивление стеклопакета возможно путем продувки удаляемого из помещения воздуха через его внутреннюю камеру. Проведенные расчеты показали, что при полуторной кратности воздухообмена в помещении такое решение приводит к двукратному снижению годовых теплопотерь через стеклопакет [12].

6. Различие в значениях тепловых потоков через окно и сплошную часть стены вызвало необходимость анализа взаимного влияния этих элементов [13]. Моделирование тепловых процессов в кирпичном ограждении толщиной 0.38 м со стеклопакетом в оконном проеме показало, что тепловой поток через боковую поверхность оконного проема соизмерим с фронтальным тепловым потоком через сплошную часть ограждения. Для снижения теплопотерь следует стеклопакет размещать в коробе (обрамлении) малой толщины (порядка 0.06 м), материал которого должен иметь низкий коэффициент теплопроводности (типа пенобетона или древесно-стружечной плиты). Такое решение приводит к снижению на 25–30% теплопередачи через ограждение. При этом изотермы в сплошной части ограждения более равномерно распределяются на большей его части с резким изменением только в коробе.

Область оптимального заглубления стеклопакета в оконный проем оказалась порядка 0.1 м, что соответствует общепринятой практике установки окон в стенах зданий.

7. Солнечная радиация в средних широтах земного шара существенно влияет на тепловые процессы в ограждающих конструкциях зданий и сооружений различного назначения. Обостряющиеся мировые экологические и энергетические проблемы заставляют более вдумчиво и рационально подходить к использованию бесплатной и повсеместно доступной солнечной энергии. Расчеты показывают [14], что энергопотребность в отоплении и горячем водоснабжении в городах и поселках на 85% может быть покрыта энергией солнечных коллекторов, располагаемых на зданиях вместо их кровли, а оставшиеся 15% – это электроэнергия, потребляемая тепловыми насосами. Причем, можно и последнюю составляющую энергозатрат решить также за счет энергии Солнца.

Литература

1. Власов О. Е. Основы строительной теплотехники. М.: Изд-во ВИА РККА, 1938.

2. Ильинский В. М. Строительная теплофизика (ограждающие конструкции и микро-климат зданий). М.: Высшая школа, 1974.

3. Богословский В. Н., Сканави А. Н. Отопление: Учеб. для вузов. М.: Стройиздат, 1991.

4. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М.: ABOK-ПРЕСС. 2006.

5. Справочник по климату СССР. Солнечная радиация, радиационный баланс и солнечное сияние. Л.: Гидрометеоиздат, 1966. Вып. 10, ч. І.

6. Справочник по климату СССР. Температура воздуха и почвы. Л.: Гидрометеоиздат, 1967. Вып. 10, ч. II.

7. Справочник по климату СССР. Ветер. Л.: Гидрометеоиздат, 1967. Вып. 10, ч. III.

8. Кондратьев К. Я., Пивоварова З. И., Федорова М. П. Радиационный режим наклонных поверхностей. Л.: Гидрометеоиздат, 1978.

9. Накорчевский А. И. Действие климатических условий на теплопередачу через ограждения зданий и использование избыточной теплоты для теплоснабжения // ИФЖ. 2013. Т. 86, № 3. С. 481–488.

10. Басок Б. И., Накорчевский А. И. Моделирование теплопередачи через наружное ограждение зданий с учетом непрерывного действия климатических факторов. Будівельні конструкції // Міжвідомчий науково-технічний збірник. Київ: ДП НДІБК. 2014. вип. 80. С. 113–120.

11. Накорчевский А. И., Недбайло А. Н. Теплопередача через многослойные оконные стеклопакеты с учетом действия солнечной радиации // ИФЖ. 2013. Т. 86, № 6. С. 1282–1287.

12. Накорчевский А. И., Недбайло А. Н. Влияние климатических факторов на теплопередачу через вентилируемые двухкамерные окна // ИФЖ. 2015. Т. 88, № 3. С. 690–696.

13. Накорчевский А. И. К минимизации теплопотерь через наружное ограждение здания с оконным проемом // ИФЖ. 2015. Т. 88, № 3. С. 681–689.

14. Накорчевский А. И. Эволюционная трансформация коммунальной теплоэнергетики // ИФЖ. 2013. Т. 86, № 1. С. 213–225.

УДК 536.2+662.997

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ СТЕКЛОПАКЕТЫ С УЧЕТОМ КЛИМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

Б. И. Басок, А. И. Накорчевский, Л. Н. Кужель, С. М. Гончарук, О. Н. Лысенко

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

Принятые в строительной теплотехнике методики расчета теплопотерь через наружные ограждения базируются на характеристиках, весьма условно отражающих влияние изменяющихся во времени климатических факторов – температуры наружного воздуха, скорости ветра, интенсивности солнечной радиации [1–3]. Если для стеновой части ограждения неточность расчета можно компенсировать изменением толщины ограждения, либо использованием материалов с иным теплосопротивлением, то применительно к окнам такой подход окажется малопродуктивным. Главным образом, из-за возможного ухудшения светопропускных свойств окна – его определяющего параметра. Таким образом, «слабым звеном» наружного ограждения зданий являются оконные проемы. Важно оценить влияние всех факторов на теплопередачу через оконные элементы ограждения. Поэтому была

поставлена задача экспериментального исследования теплопотерь через стеклопакеты с учетом непрерывного действия всей совокупности климатических параметров.

Нами было проведено экспериментальное исследование теплопотерь через стеклопакеты с учетом непрерывного действия всей совокупности климатических параметров. Для исследования были выбраны двухкамерные оконные конструкции, установленные вместо обычных окон на северо-ориентированной стене административного корпуса ИТТФ НАН Украины в Киеве по ул. Булаховского, 2б.

Все исследования проводились в соответствии с требованиями [4]. В качестве детально исследуемого объекта выбран нижний угловой стеклопакет оконной конструкции. На рисунке цифрами и буквами показаны точки расположения первичных измерительных средств – температуры T_i и плотности теплового потока q_i – на внутренней (рис. 1, *a*) и наружной (рис. 1, *б*) поверхностях стеклопакета (*i* = 1, ..., *б*, a, ..., y).



Рис. 1. Схема установки датчиков на внутренней (*a*), наружной (б) поверхностях двухкамерного стеклопакета

Для измерения температуры применялись платиновые (погрешность измерения 0,1 °C), и медные (погрешность измерения 0,2 °C) термометры сопротивления с рабочим диапазоном изменения температуры -40...+100 °C. Непрерывные измерения плотности теплового потока проводились с использования преобразователей теплового потока, разработанных в ИТТФ НАН Украины (декларируемая погрешность измерения до 4%) [5].

Сигналы от датчиков записывались переносным 96-канальным блоком регистрации, разработанным в Институте технической теплофизики НАН Украины. Состоит он из шести восьмиканальных устройств измерения и контроля температуры, допускающими подключение соответствующего количества датчиков температуры, и шести восьмиканальных аналого-цифровых преобразователей типа «Експерт» с возможностью подключения необходимого количества датчиков теплового потока. С использованием соединений и адаптеров передачи данных на компьютер все приборы объединены в одном кейсе, что позволяет применять установку для исследования теплотехнических характеристик ограждающих конструкций в реальных условиях эксплуатации здания с непрерывным учетом (с заданным временным шагом, в нашем случае равном 10 мин) изменяющихся климатических факторов.

Исследования были проведены в течение 18 сут с 30.12.2014 г. по 16.01.2015 г. Ниже представлены результаты измерений и расчетов для начальных (31.12.2014 г.), серединных (7.01.2015 г.) и конечных (15.01.2015 г.) суток этого периода.

Был составлен алгоритм обработки данных и предложена методика расчета теплопотерь, которая представлена уравнениями, характеризирующими конвективный и лучистый теплообмен, уравнениями теплового баланса для каждого стекла, и, самое главное, был рассчитан тепловой поток (рис. 2), который проходит через стеклопакет, определяющий теплопотери.



Выводы. Результаты измерений показали, что теплопередача стеклопакета в целом характеризируется параметрами в его центральной области. В первом приближении допустимо пользоваться рекомендуемыми в строительной теплофизике формулами для коэффициентов наружной и внутренней теплоотдачи и при переменных значениях входящих в них параметров. Предложенная методика обработки непрерывно зафиксированных экспериментальных данных по теплопередаче через стеклопакеты с учетом влияния всей совокупности климатических факторов позволяет более обоснованно определить годовые теплопотери через стеклопакеты.

Литература

1. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М.: ABOK-ПРЕСС, 2006.

2. Богословский В. Н., Сканави А. Н. Отопление: Учеб. для вузов. М.: Стройиздат, 1991.

3. Ильинский В. М. Строительная теплофизика. М.: Высшая школа, 1974.

4. ДСТУ Б В.2.6.-101:2010 Метод визначення опору теплопередачі огороджувальних конструкцій. Чинний з 20.01.2010. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. – 84 с.

5. МВВ № 081/24-0778-11 Метрологія. Опір теплопередаванню крізь огороджувальні конструкції будівель і споруд різного призначення. Методика виконання вимірювань комбінованим тепловізійно-теплометричним методом. ІТТФ НАНУ. 2011.

УДК 536.245

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АДМИНИСТРАТИВНОГО ЗДАНИЯ С ПРИОКОННЫМИ УГЛУБЛЕНИЯМИ

Б. И. Басок, М. П. Новицкая, В. Г. Новиков

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

Важной величиной, влияющей на точность расчета тепловых потерь здания, является конвективный коэффициент теплоотдачи с поверхностей его ограждающих конструкций. При расчете теплового потока через ограждающие конструкции зданий и сооружений обычно используются постоянные значения данного коэффициента. Известно, однако, что коэффициент теплоотдачи на наружных поверхностях ограждений изменяется вдоль указанных поверхностей и зависит как от формы и размеров сооружения, так и от скорости и направления ветрового потока, поэтому использование постоянных значений коэффициентов теплоотдачи на внутренних и наружных поверхностях ограждений может привести к неточностям в определении теплопотерь здания.

Перспективным подходом к решению данной проблемы следует считать расчет функции распределения коэффициентов теплоотдачи по наружным поверхностям ограждений, полученной из решения задачи о турбулентном переносе импульса и энергии ветровым потоком, обтекающим исследуемое сооружение. Так, например, CFD моделирование ветровых течений около отдельных зданий и тандемов можно найти в работах [1–3, 8]. В работах [4, 5] данные исследования проведены для целых массивов города с плотной застройкой. В работе [1] для получения конвективных коэффициентов теплоотдачи решена задача о вынужденном конвективном теплообмене на фасаде низкоэтажного здания (10х10х10 м³). Из результатов решения следует, что на подветренной стороне здания

283

коэффициенты теплоотдачи значительно изменяются вдоль его фасада. Параллельно с численным моделированием развиваются также экспериментальные методы исследования. Так, например, работы [6–8] посвящены экспериментальному исследованию аэродинамики и теплообмена зданий. В работе [7] проведена серия экспериментальных измерений для определения конвективных коэффициентов теплоотдачи куба, расположенного на плоской поверхности при различных углах атаки ветрового потока. Получены соотношения между скоростью ветра и конвективным коэффициентом теплоотдачи. Существующие зависимости для коэффициентов теплоотдачи на поверхностях зданий обобщены в обзоре [9].

Все рассматриваемые здания, как правило, являются плохообтекаемыми телами с зоной отрыва пограничного слоя. В настоящее время известно и широко используется на практике большое количество методов и способов управления пограничным слоем. Одним из них является расположение углублений на поверхности плохообтекаемого тела. При этом наличие таких углублений может, как снизить, так и увеличить теплоотдачу с поверхности.

Целью данной работы является численное исследование аэродинамики и теплопереноса в ветровом потоке, омывающем два трехэтажные административные здания с приоконными углублениями и сравнение их аэродинамических и теплообменных характеристик с моделью здания такой же формы, но с гладкими ограждающими конструкциями. Исследования выполнены на основе численного решения системы уравнений турбулентного переноса импульса и энергии, которая замыкается с помощью высокорейнольдсовской *k*-*ε*-модели турбулентности.

В работе рассмотрен случай продольного обтекания ветровым потоком двух трехэтажных административных знаний длиной 60 м, шириной 18 м и высотой 10,6 м, объединенных общим переходом, на поверхности которых расположены приоконные углубления глубиной 10 см (рис. 1). Размер расчетной области перед зданием, за ним и до верхней границы расчетной области составлял соответственно 4H×10H×4H. Сетка содержала 5 млн. расчетных узлов, что позволило получить приемлемую точность расчета.



Рис. 1. Вид выбранного здания для проведения эксперимента

На входе в расчетную область задавался вертикальный профиль скорости, который описывался степенным законом вида:

$$U(z) = U_0 \left(\frac{z}{z_0}\right)^{\alpha}.$$

В данной задаче скорость U_0 принималась равной 5 м/с на высоте $z_0 = 5$ м, α – экспериментально определенный показатель степени, который зависит от типа местности. Так как исследуемые здания находятся в зоне городской застройки, то данный показатель выбран равным 0,4.

Температура воздуха, омывающего здание, принималась равной –12 °C. Температура поверхности стен была постоянной и равной –7 °C. Следует отметить, что расчеты с неизотермическими условиями на стенах зданий показали, что при турбулентном режиме обтекания зданий неизотермичность поверхности стен несущественно влияет на результаты расчета.

Система дифференциальных уравнений с указанными граничными условиями была решена численно с использованием метода контрольного объема. Из решения системы уравнений определялись поля скорости и температуры. На основании полученных результатов рассчитывались значения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях здания.

Сравнение полученных распределений коэффициентов теплоотдачи на боковой поверхности здания, со значениями коэффициентов теплоотдачи здания без приоконных углублений [3] представлены на рис. 2. Видно, что при прочих равных условиях существенное влияние на коэффициент теплоотдачи оказывает форма поверхности ограждающей конструкции. Сохраняется тенденция увеличения коэффициентов теплоотдачи к кромке здания со стороны набегающего потока.

Однако, как показано на рис. 2, коэффициент теплоотдачи на кромке здания становится меньше, чем при гладких стенках. При этом увеличиваются значения локальных коэффициентов теплоотдачи в центре здания, на участках поверхности вне приоконных углублений. Локальные коэффициенты теплоотдачи внутри приоконных ниш снижаются за счет сложного характера течения возле такой поверхности (рис. 3). Наличие приоконных углублений существенно влияет на картину течения вокруг здания. Скорость воздуха на рисунке отображается волнообразной кривой.



Рис. 2. Распределения коэффициентов теплоотдачи вдоль поверхности боковой стены на высоте 5 м от поверхности земли

Таким образом, наличие приоконных углублений приводит к дополнительному вихреобразованию и соответственно перераспределению энергии потока. Влияние приоконных углублений на аэродинамику потока распространяется на расстояние до 1 метра от поверхности ограждающей конструкции.



Рис. 3. Зависимость средней скорости от продольной координаты (вдоль здания) на расстоянии. – 0,01м; — – – – – 0,11; – – – – – 1,1... м; — – – 11,1 м от ограждающей конструкции здания в плоскости, расположенной на высоте 5м от земной поверхности

Выводы

1. Наличие приоконных углублений существенно влияет на теплоотдачу с поверхности здания.

2. Неизотермичность стен зданий при турбулентном режиме их обтекания несущественно влияет на результаты расчета.

3. В дальнейшем необходимо исследовать влияние глубины приоконных углублений на теплоотдачу и аэродинамику вокруг здания и определить ее оптимальное значение для снижения теплоотдачи с поверхности здания.

Обозначения

U(z)- скорость ветра, м/с на высоте z, м; U_0 - скорость ветра, м/с, измеренная на высоте z_0 , м; z - высота, м.

Литература

1. Blocken B., Defraeye T., Derome D., Carmeliet J. High-resolution CFD simulations for convective heat transfer coefficients at the facade of a low-rise building // Building and Environment. 2009. Vol. 44, No. 12. Pp. 2396–2412.

2. Emmel M. G., Abadie M. O., Mendes N. New external convective heat transfer coefficient correlations for isolated low-rise buildings // Energy and Buildings. 2007. Vol. 39, No. 3. Pp. 335–342.

3. Басок Б. И., Давыденко Б. В., Новицкая М. П., Гончарук С. М., Тыринов А. И. Теплоотдача с поверхностей ограждающих конструкций трехэтажного гражданского сооружения // Пром. теплотехника. 2012. Т. 34, № 2. С. 81–86.

4. Tominaga Y., Yoshie R., Mochida A., Kataoka H., Harimoto K., Nozu T. Cross Comparisons of CFD Prediction for Wind Environment at Pedestrian Level around Buildings. Part 2: Comparison of Results for Flow field around Building Complex in Actual Urban Area // Proc. of The sixth asia-pacific conf. of wind engineering. September 10–12, 2005. Seoul, Korea, 2005.

5. Басок Б. И., Новиков В. Г. Численное моделирование ветровых потоков в зоне городской застройки // Відновлювальна енергетика. 2014. № 2. С. 46–59.

6. Montazeri H., Blocken B., Janssen W. D., van Hooff T. CFD analysis of wind comfort on high-rise building balconies: validation and application // Proc. 7th Intern. Colloquium on Bluff Body Aerodynamics and Applications (BBAA7). At Shanghai, China.

7. Терехов В. И., Гныря А. И., Коробков С. В. Вихревая картина турбулентного обтекания и теплообмен одиночного куба на плоской поверхности при различных углах атаки // Теплофизика и аэромеханика. 2010. Т. 17, No. 4. С. 521–533.

8. Гувернюк С. В., Егорычев О. О., Исаев С. А., Корнев Н. В., Поддаева О. И. Численное и физическое моделирование ветрового воздействия на группу высотных зданий // Научнотехнический журнал. Вестник МГСУ. 2011. Т. 1, № 3. С. 185–191.

9. Defraeye T., Blocken B., Carmeliet J. Convective heat transfer coefficients for exterior building surfaces: Existing correlations and CFD modeling // Energy Conversion & Management. 2011. Vol. 52 (1). Pp. 512–522. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman. 2010.07.026.

УДК 621.438

МАНЕВРЕННАЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННАЯ ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА

В. В. Бирюк¹, Е. А. Ларин², М. Ю. Лившиц³, Л. П. Шелудько³, А. А. Шиманов¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара, Россия ²Саратовский государственный технический университет, г. Саратов, Россия ³Самарский государственный технический университет, г. Самара, Россия

В большинстве стран Европы до 15–20% потребляемой электрической и тепловой энергии вырабатывается на децентрализованных мини-ТЭЦ с высоким уровнем когенерационной выработки энергии. Правительствами приняты законы и льготы, стимулирующие широкое внедрение мини-ТЭЦ, которые предусматривают частичное бюджетное финансирование при их строительстве, снижение экологических налогов и возможности поставки излишков выработанной электроэнергии в централизованные электрические сети [1]. Децентрализованные отопительные ПГУ-ТЭЦ должны удовлетворять ряду требований:

– требовать меньших, чем у мощных ТЭЦ удельных капиталовложений;

– при высокой экономичности адаптироваться к изменяющимся сезонным тепловым нагрузкам отопления и горячего водоснабжения потребителей;

– иметь высокий уровень когенерационной выработки энергии;

- использовать надежное и доступное энергетическое оборудование.

По этим причинам, например на ПГУ-ТЭЦ Nossener Bruke, оказалось эффективным применение противодавленческих теплофикационных паровых турбин с подогревом воды теплосети в паровых сетевых подогревателях. Котлы-утилизаторы (КУ) этих ПГУ-ТЭЦ снабжают двумя камерами дожигания топлива. Первая их них (КД1) используется для перегрева пара как в отопительных, так и в неотопительных режимах их работы, вторая (КД2) устанавливается в газоходе после котла-утилизатора и включается в отопительных режимах их работы для повышения тепловой мощности газоводяного подогревателя сетевой воды теплосети [2]. Основными недостатками этих отопительных парогазовых ТЭЦ являются их слабая маневренность и уменьшение в неотопительный период работы относительной когенерационной выработки электрической энергии $W = N_3/Q_T$ (MBT/Гкал).

При выработке в котле-утилизаторе пара средних параметров (3,5 МПа, 440 °C) вместо высоких (9 МПа, 515 °C), доля тепловосприятия в его испарительной части увеличится на 35% при ее уменьшении в экономайзерной и пароперегревательной поверхностях нагрева [1]. По нашему мнению, для повышения маневренности, тепловой и электрической мощности теплофикационных ПГУ-ТЭЦ при высоком уровне когенерационной выработки энергии целесообразно в котлах-утилизаторах вырабатывать перегретый пар среднего давления. При этом в отопительных режимах работы можно увеличить паропроизводительность котловутилизаторов, тепловую и электрическую мощность ПГУ-ТЭЦ за счет повышения тепловосприятия испарительных поверхностей нагрева с дополнительным сжиганием топлива во второй камере дожигания КД2 между ступенями испарителя. С использованием этих технических решений, предлагается новый тип блочной децентрализованной теплофикационной ПГУ-ТЭЦ-1, с выработкой в котле-утилизаторе перегретого пара с давлением 3,5 МПа и температурой 435 °C. В отопительных режимах дожигание топлива производится в первой камере дожигания (КД1), установленной в выхлопном газоходе ГТУ перед пароперегревателем котла-утилизатора, а в отопительных режимах – как в КД1, так и в КД2. В отличие от тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ Nossener Bruke, в ПГУ-ТЭЦ-1 вторая камера дожигания топлива (КД2) установлена в газоходе между ступенями испарителя, а не после котла-утилизатора, перед газоводяным подогревателем сетевой воды теплосети.

При таком техническом решении можно осуществлять регулирование ПГУ-ТЭЦ-1 в соответствии с изменяющейся тепловой нагрузкой потребителей [3]. В отопительный период при снижении температуры атмосферного воздуха, становится возможным увеличивать паропроизводительность КУ, электрическую мощность паротурбинной установки и тепловую мощность сетевых подогревателей за счет повышения расхода топлива во второй камере дожигания КД2. Существенно, что в отопительных режимах работы этой установки будет происходить увеличение относительной выработки электроэнергии [3]. В первой камере дожигания КД1 как в неотопительных, так и в отопительных режимах сжигается дополнительное топливо:

$$B_{KZ1} = G_{\Gamma} \frac{h_5 - h_4}{Q_H^P \eta_{KZ1} - h_5}, \text{ Kr/c.}$$
(1)

Энтальпия продуктов сгорания за пароперегревателем:

$$h_{5}' = h_{5} - \frac{(1 - \alpha_{\Pi P})D_{KY}(h_{\Pi \Pi} - h'')}{(G_{\Gamma} + B_{K\Pi})\eta_{\Pi\Pi}}, \, \kappa Дж/\kappa\Gamma.$$
(2)

При этом выработка пара в котле-утилизаторе

$$D_{KY} = (G_{\Gamma} + B_{KZ1}) \frac{h'_{5} - h_{8}}{h'' - h'} \eta_{KY}, \, \text{K}\Gamma/\text{c}.$$
(3)

В отопительных режимах работы расход топлива в КД2

$$B_{KZ2} = (G_{\Gamma} + B_{KZ1}) \frac{h_7 - h_6}{Q_{H\Gamma}^P \eta_{KZ2} - h_7}, \, \kappa\Gamma/c.$$
(4)

Паропроизводительность котла-утилизатора в отопительных режимах:

$$D_{KV} = \frac{\left[(G_{\Gamma}' + B_{KZ1})(h_5 - h_8) + (G_{\Gamma} + B_{KZ1} + B_{KZ2})(h_7 - h_6) \right] \eta_{KV}}{(h'' - h') + (1 - \alpha_{IIP})(h_{III} - h'')}, \text{ kr/c.}$$
(5)

Здесь G'_{Γ}, G'_{Γ} – расход газа за газовой турбиной в неотопительных и отопительных режимах работы; h_4 – энтальпия газа за ГТУ; $h_{\Pi\Pi}, h'', h'$ – энтальпии перегретого, сухого насыщенного пара и кипящей; $q_{HC\Pi} = h'' - h'$ – удельный подвод тепла в испарителе; h_5, h_6, h_7, h_8 – энтальпии газа за КС1, за второй ступенью испарителя, за КД2 и за первой ступенью испарителя; $\alpha_{\Pi P}$ – коэффициент продувки; $\eta_{KY}, \eta_{\Pi\Pi}, \eta_{KZ2}$ – КПД КУ, пароперегревателя и КД2.

В отопительных режимах тепловую нагрузку ПГУ-ТЭЦ-1 регулируют в соответствии с температурой наружного воздуха t_{HB} и температурным графиком теплосети. При снижении этой температуры увеличивают подачу топлива в КД2, повышают температуру газа перед первой ступенью испарителя и тепловую нагрузку испарителя. Максимальную паропроизводительность КУ, мощность паровой турбины и тепловую мощность сетевых подогревателей, определяют после выбора оптимальных значений λ – тепловосприятия в первой ступени Δq_{UCIT} и q_{UCIT} :

$$\lambda = \frac{\Delta q_{ucn1}}{q_{ucn}} = \frac{(G_{\Gamma}' + B_{K\Pi 1})(h_7 - h_8)}{D_{KV}^{OT} q_{UC\Pi}} \left\{ 1 + \frac{h_7 - h_6}{Q_P^H \eta_{K\Pi 2} - h_7} \right\} \eta_{UC\Pi 1}.$$
 (6)
Блочная ПГУ-ТЭЦ-1 снабжена конвертированной ГТУ, паровым КУ средних параметров пара с двумя камерами дожигания КД1, КД2, газоводяным подогревателем сетевой воды теплосети, противодавленческой теплофикационной паровой турбиной и сетевыми подогревателями СП1 и СП2. Как в неотопительных, так и в отопительных режимах ее работы в КД1 сжигается дополнительное топливо для поддержания требуемой температуры перегрева пара. При нескольких значениях температур атмосферного воздуха и температур газа после КД1 и КД2 проведен сравнительный анализ теплофикационных ПГУ-ТЭЦ-1 и ПГУ-ТЭЦ-2, содержащих конвертированные ГТУ мощностью 25 МВт с КУ средних параметров пара (3,2 МПа, 435 °C) при температурах газа перед пароперегревателем 500 °C. В ПГУ-ТЭЦ-1 КД2 установлена между ступенями испарителя, а не в газоходе перед газоводяным подогревателем сетевой воды, как в ПГУ-ТЭЦ-2 [3]. На рис. 1 показано изменение в отопительных режимах работы паропроизводительности их КУ и электрической мощности паровых турбин, а на рис. 2 – изменение тепловой мощности сетевых подогревателей и *W* при понижении температуры атмосферного воздуха.



Рис. 1. Изменение паропроизводительности (*a*) и электрической мощности паровых турбин (*б*) ПГУ-ТЭЦ-1 и ПГУ-ТЭЦ-2 в отопительных режимах



Рис. 2. Увеличение тепловой мощности сетевых подогревателей (*a*) и относительная выработка электроэнергии (б) ПГУ-ТЭЦ 1 и ПГУ-ТЭЦ 2 при понижении температуры воздуха

Характеристики и показатели экономичности этих установок определялись для отопительных режимов с температурами воздуха +8 °C, -6 °C и +15 °C, при одинаковой суммарной тепловой мощности $Q_{T\Sigma}$ сетевых и газоводяных подогревателей. При этом температура газа за КД2 в ПГУ-ТЭЦ-1 принималась в расчетах равной 350, 440 и 470 °C. При понижении температуры атмосферного воздуха происходит значительное изменение тепло-

обмена в ступенях испарителя в результате повышения расхода и температуры продуктов сгорания с газовой стороны КУ, расхода пара, средних температурных напоров и паровой составляющей пароводяной смеси в трубах испарителя. Когенерационная выработка электроэнергии у ПГУ-ТЭЦ-1 оказалась выше, чем в ПГУ-ТЭЦ-2. Важно, что применение в КУ двух ступеней испарителя с КД2, установленной между ними, позволяет повысить маневренность ПГУ-ТЭЦ-1.

Литература

1. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 79 с.

2. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учеб. пособие. М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 581 с.

3. Лившиц М. Ю., Ларин Е. А., Шелудько Л. П. Маневренная блочная парогазовая установка для комбинированного энергоснабжения городских районов // Проблемы управления и моделирования в сложных системах: Тр. XVII междунар. конф. 22–25 июня 2015 г. Самара, 2015. С. 627–634.

УДК 662.997

ПОЛИВАЛЕНТНАЯ СИСТЕМА ТЕПЛООБЕСПЕЧЕНИЯ ПАССИВНОГО ДОМА НА ОСНОВЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

И. К. Божко

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

Сочетание архитектурных приемов с технологическими особенностями поддержания комфортных санитарно-гигиенических условий в помещениях различного назначения является неотъемлемой составляющей современного энергоэффективного строительства. Современные мировые тенденции в повышении энергетической эффективности систем теплоснабжения в целом направлены на использование природных возобновляемых источников энергии, сбросных вторичных энергоресурсов, децентрализацию поставки теплоты, а также переход на низкотемпературные отопительные системы. Новейшие системы теплообеспечения энергоэффективных зданий во многих случаях поливалентны с высокой степенью автоматизации управления процессами поддержания норм температурновлажностного режима.

В Институте технической теплофизики НАН Украины создан полномасштабный экспериментальный стенд по исследованию энергоэффективности строительных конструкций на базе пассивного дома (площадью 300 м²) типа «О энергии» (рис. 1) [1]. Данный стенд создавался для исследований ограждающих конструкций, состоящих из различных комбинаций строительных материалов (всего 20 комбинаций), доступных на рынке Украины. Также на основе экспериментального стенда реализованы и апробируются различные меры по внутренней и внешней тепловой защите здания. Эти меры представляют собой:

• систему тепло- и холодозащиты наружных стен с помощью воздушной завесы [2];

• комбинированную систему теплообеспечения (рис. 2), которая включает в себя системы отопления, приточно-вытяжной рекуперативной вентиляции, кондиционирования, горячего и холодного водоснабжения [3];

•автономную систему электроснабжения на основе энергии ветра и солнечной инсоляции.

Разработанная комбинированная система теплообеспечения пассивного дома [4–8] предполагает систему, которая регулируется в зависимости от температур снаружи и внутри дома (рис. 2). В связи с этим, астрономический год был условно поделен на три периода – летний, переходной (весна и осень) и зимний периоды. Для поддержания комфортных условий в помещениях на протяжении года, а также соблюдения санитарно-гигиенических норм микроклимата были разработаны схемные решения по каждому из упомянутых выше периодов года. Для контроля и автоматизации процессов тепло- и холодоснабжения, система оснащается датчиками температуры, влажности и скорости движения внутреннего воздуха в каждом помещении дома. Также эти факторы позволяют достичь низкой инерционности работы системы теплообеспечения.



Рис. 1. Пассивный дом типа «О энергии»

В летний период среднесуточная температура наружного воздуха не опускается ниже +21 °C. Основной задачей в это время является кондиционирование воздуха в помещениях. Разработаны несколько режимов кондиционирования (общие для всего дома и локальные).

Общие режимы кондиционирования основаны на применении теплообменных аппаратов типа «грунт-воздух», которые расположены в грунтовом массиве. Прокачиваемый с помощью осевого вентилятора по теплообменнику наружный воздух охлаждается на 8–10 °C в грунтовом массиве и направляется в рекуператор системы приточно-вытяжной вентиляции. При необходимости может быть задействовано зональное кондиционирование с использованием фэнкойлов. Сброс теплоты осуществляется при помощи теплообменника в скважине водозабора, за счёт проточной воды из скважины (с температурой около +12°C), поступающей на водоснабжение дома.

Переходной – это период, в течение которого среднесуточная температура наружного воздуха колеблется в пределах от +8 до +21 °C. Основная задача системы теплообеспечения – подготовка к зимнему периоду. В то же время, минимальные имеющиеся тепловые потери компенсируются за счет работы системы вентиляции.

В обычном режиме часть тепловой энергии из солнечных тепловых коллекторов расходуется на приготовление горячей воды (во все периоды года), часть же используется для зарядки бака-аккумулятора системы отопления. При понижении температуры внутреннего воздуха в двух и более помещениях ниже +20 °C включается насос системы отопления, и нагретый в баке-аккумуляторе теплоноситель поступает на рекуператор системы вентиляции и/или фэнкойлы.



292

Система теплоснабжения переключается в зимний режим работы при снижении среднесуточной температуры наружного воздуха ниже +8 °C.

Система отопления основана на системе вентиляции и низкотемпературных отопительных приборах. Основные отопительные приборы – фэнкойлы, «теплый пол», капиллярный «теплый пол», трубчатый и капиллярный настенные теплообменники, теплообменники, вмонтированные в простенок. Отопительные приборы подключаются к источнику тепловой энергии через бак-аккумулятор. Основным источником тепловой энергии является тепловой насос, в качестве резервного предусмотрена установка твердотопливного котла.

Наружный воздух поступает на рекуператор системы вентиляции, предварительно подогреваясь, проходя через теплообменник «грунт–воздух». При необходимости приточный воздух подогревается в самом рекуператоре за счет встроенного водяного теплообменника.

Таким образом, разработанная принципиальная схема комбинированной системы теплообеспечения пассивного дома типа «0 энергии» в настоящее время реализуется Институтом технической теплофизики НАН Украины на созданном в институте полномасштабном стенде по исследованию энергоэффективности строительных конструкций площадью 300 м^2 . Применение данная схема может найти как в бюджетной сфере (при строительстве или термомодернизации существующих детских садов, школ и т. д.), так и в частной застройке (коттеджи, дачи, загородные дома).

Литература

1. Долинский А. А., Басок Б. И., Недбайло А. Н., Беляева Т. Г., Хибина М. А., Ткаченко М. В., Новицкая М. П. Концептуальные основы создания экспериментального дома типа «ноль энергии» // Строительные конструкции: Межведомственный науч.-техн. сб. науч. тр. (строительство). Киев: ГП НИИСК. 2013. Вып. 77. С. 222–227.

2. Басок Б. И., Недбайло А. Н., Накорчевский А. И., Беляева Т. Г., Коба А. Р., Ткаченко М. В., Лунина А. А., Тесля А. И., Хибина М. А. Научно-технический центр теплонасосных технологий ИТТФ НАН Украины // Проблемы промышлен-ной теплотехники: Тез. докл. 7-й междунар. конф. Киев. 2011. С. 76–77.

3. Пат. Украины на полезную модель № 82399. Система теплоснабжения дома на основе гелиоустановки и теплового насоса / Б. И. Басок, А. Н. Недбайло, М. В. Ткаченко, И. К. Божко, М. П. Новицкая. Опубл. 25.07.2013. Бюл. №14/2013.

4. Басок Б. И., Недбайло А. Н., Ткаченко М. В., Божко И. К., Ряснова Е. В. Концепция системы теплохолодообеспечения энергоэффективного дома // Аква-Терм. № 4(61). 2013. С. 10–13.

5. Басок Б. И., Недбайло А. Н., Новицкая М. П., Ткаченко М. В. Моделирование теплового состояния помещения с системой водяного полового отопления // Пром. теплотехника. 2012. Т. 34, № 7. С. 65–73.

6. Недбайло А. Н., Ляшенко Н. Е. Использование солнечного коллектора для отопления помещения // Пром. теплотехника. 2010. Т. 35, № 4. С. 66–70.

7. Недбайло А. Н., Ляшенко Н. Е., Рутенко А. А. Анализ экономической эффективности работы комбинированной гелиогрунтовой аккумуляционной системы теплоснабжения // Пром. теплотехника. 2011. Т. 37, № 3. С. 62–68.

8. Басок Б. И., Коба А. Р., Недбайло А. Н., Беляева Т. Г., Тесля А. И., Хибина М. А., Ткаченко М. В., Лунина А. О. Создание грунтовых водо-водяных теплообменников для теплонасосных технологий теплоснабжения // Наука и инновации. 2012. Т. 8, № 1. С. 67–76.

УДК 621.39

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБОПРОВОДАХ АЭС ДАТЧИКАМИ СКОРОСТИ

Э. А. Болтенко, М. В. Давыдов, Б. М. Корольков, А. В. Басов, И. В Кононенко

Электрогорский научно-исследовательский центр по безопасности АЭС (АО «ЭНИЦ»), г. Электрогорск, Московская обл., Россия

Для поддержания оптимальных режимов работы оборудования и управления технологическими процессами, одним из основных средств инструментального контроля является измерение расходов различных сред: воды, пара, газов. В докладе представлены методики определения расхода теплоносителя применительно к условиям промышленных установок. Показано, что определение расхода пара (воды) в условиях промышленных установок имеет ряд особенностей.

1. Трубопроводы, по которым проходит теплоноситель, имеют большие размеры (от 0,3 до 1 м). Для труб большого диаметра измерительных средств для определения расхода теплоносителя практически нет. Калибровка их затруднена (невозможна) ввиду отсутствия соответствующих стендов (большие расходы). Поэтому коэффициенты расхода определяются на основе расчетных рекомендаций. Подобный подход имеет ряд недостатков. Так, например, при определении расхода теплоносителя в трубах большого диаметра (d > 300 мм) расход определяется с помощью диафрагмы, характеристики которой, а, соответственно и коэффициент расхода, в течение времени могут меняться (износ кромок). Точность определения расхода при этом ухудшается.

2. Известно, что все расходомерные устройства реагируют на деформацию поля скорости перед расходомерным устройством. В частности в [1] показано, что, например, для правильной работы сужающих устройств (СУ) в зависимости от геометрии СУ необходимо наличие прямого участка трубы с соотношением длины к диаметру $l/d_{\rm r}$, находящемся в диапазоне 12–96. Для осредняющих напорных трубок (ОНТ) необходимо наличие прямого участка трубы в зависимости от вида ОНТ с $l/d_{\rm r}$ в диапазоне 12–80. При определении расхода теплоносителя в промышленных установках размещается измерительное средство таким образом, чтобы в сечении измерения профиль скорости был стабилизирован достаточно сложно. В связи со сказанным выше является актуальной разработка методик, на основе которых возможно определение расхода теплоносителя в каналах с нестабилизированным профилем скорости.

Рассмотрена методика определения средней скорости (расхода) воды или пара датчиками скорости для случая существенно трехмерных профилей скорости в трубе.

Методика определения расхода теплоносителя заключается в следующем: устанавливаются в характерные точки по сечению трубы, по крайней мере, два датчика скорости, определяются скорости теплоносителя в характерных точках измерения скорости по сечению трубы $W_{\rm изм}$, на основе модельных экспериментов и теоретических представлений восстанавливается общий вид профиля скорости по сечению трубы, по измеренным значениям скорости в характерных точках определяется частный вид профиля скорости, на основе восстановленного частного вида профиля скорости определяется расход теплоносителя.

Методика рассмотрена на примере определения расхода острого пара в паропроводах АЭС блоков ВВЭР-1000 датчиками скорости. В качестве датчиков скорости использованы пневмометрические трубки специальной конструкции (ПТ).

Для определения общего вида профиля скорости были выполнены экспериментальные исследования, моделирующие ситуацию, имеющую место на паропроводах Балаковской АЭС. В качестве модельной жидкости использовалась вода, участок паропровода моделировался трубопроводом со сгибом. В результате проведенных измерений показано, что профили скорости в трубопроводе не являются осесимметричными и имеют существенно трехмерную природу. Профиль скорости выражен следующим образом:

$$U(r,\phi) = U_0(r\cos\phi + x_0), \quad 0 \le r \le \frac{D_0}{2} - \delta_{_{\rm B}}, \quad 0 \le \phi \le 2\pi,$$
(1)

где $U_0(x)$ – аппроксимация профиля скорости в вертикальной плоскости, измеренного в эксперименте, x_0 – координата центра трубы, $\delta_{\rm B}$ – толщина вязкого подслоя.

Средняя скорость потока вычисляется путем численного интегрирования восстановленного трехмерного профиля скорости:

$$\overline{U} = \frac{4}{\pi D_0^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{D_0/2} U(r, \varphi) r dr d\varphi \,.$$
⁽²⁾

Приведены результаты вычисления средней скорости по предложенной методике (модельные эксперименты на воде). Показано, что на основе данных по измеренным скоростям в характерных точках средняя скорость (расход) воды в трубе с нестабилизированным профилем скорости определяется с точностью не хуже 1%.

На основе полученного общего вида профиля скорости и определенных датчиками ее значений (пневмометрические трубки) по предлагаемой методике был определен расход пара в паропроводе ПГ 3-го блока Балаковской АЭС. Сравнение с измеренным расходом воды (питательная вода) дало ошибку около 1,5%.

Литература

1. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества веществ: Справочник. 5-е изд., перераб. и дополн. СПб: Политехника, 2002.

УДК 53.087

ВЛИЯНИЕ СЕЗОННОДЕЙСТВУЮЩИХ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ГРУНТОВ КРИОЛИТОЗОНЫ В ОСНОВАНИИ ФУНДАМЕНТА СВАЙНОГО ЗДАНИЯ

К. Н. Большев¹, В. А. Иванов¹, А. М. Тимофеев¹, А. Р. Иванов¹, Ф. Е. Попенко²

¹Институт физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН, г. Якутск, Россия ²ООО НВЦ «Геотехнология», г. Якутск, Россия

Мерзлое состояние грунта на месте строительства сооружения на весь период его возведения и эксплуатации обеспечивает необходимую прочность и стабильность основания фундамента. В мерзлом состоянии стабилизируются и выравниваются прочностные свойства разнородных областей грунтов. Кроме того мерзлый грунт становится водонепроницаемым.

При строительстве такого крупного объекта, как универсальный спорткомплекс «Триумф» в г. Якутске, вмещающий более 3,5 тыс. человек, обеспечение мерзлого состояния грунта является первоочередной задачей. В данном случае негативными факторами является близость оз. Сайсары, на берегу которого расположен данный объект, а также последующее тепловое влияние самого объекта на грунт.

Решением этой проблемы явилось оснащение всей площади строительства сезоннодействующими охлаждающими устройствами (СОУ) (рис. 1).



Рис. 1. Установки СОУ

Данные устройства представляют собой Y-образную колонку из стальных труб. Верхняя надземная часть колонки оснащается продольными ребрами для увеличения площади теплообмена с окружающей средой. В колонку закачивается хладагент. При низких температурах на поверхности грунта из-за разности температур пары жидкости начинают циркуляцию и обеспечивают его охлаждение вблизи колонки. Таким образом, колонка действует в холодное время года, обеспечивая его глубокое промерзание в талых зонах.

Для оценки и контроля эффективности установленных охлаждающих устройств на протяжении 5 лет осуществляется мониторинг распределения температуры грунта по глубине (до 11 м) в трех точках фундамента.







Рис. 3. Изменение температурного режима грунта на различной глубине по времени за 5 лет

Данные, получаемые в ходе мониторинга, подтверждают (рис. 2, 3), что за 5 лет проведенных наблюдений происходит постепенное смещение распределения температуры в отрицательную сторону, замораживание таликовых зон и соответственно изменение теплофизических свойств грунтов, что подтверждает эффективность применяемых установок СОУ.

Литература

1. Концепция iBDL от НТЛ «Элин» [Электронный ресурс] URL: http://www.elin.ru/ iBDL/?topic=ibdl_elin (дата обращения 25.03.2013).

2. Temperature and Humidity Data Logging [Электронный ресурс] URL: http:// www.maximintegrated.com/products/ibutton/data-logging/ дата обращения 25.03.2013).

3. Макаров В. И. Термосифоны в северном строительстве. Новосибирск: Наука, 1985.

УДК 662.62:66.096.5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ГОРЕНИЯ В КИПЯЩЕМ СЛОЕ ГРАНУЛИРОВАННЫХ БИОТОПЛИВ

В. А. Бородуля, Э. К. Бучилко, Л. М. Виноградов, А. Ж. Гребеньков, Ю. С. Теплицкий

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь dsl@htmi.ac.by

В настоящее время во многих странах наблюдается повышение интереса к возобновляемым местным источникам энергии, в частности, к растительной биомассе. Это связано с ухудшением экологии при сжигании традиционных ископаемых топлив, а также стремлением обеспечить достаточную энергонезависимость.

Наиболее доступными ресурсами для производства топлива из возобновляемых источников энергии являются отходы лесопереработки и сельхозпроизводства, горючая часть коммунальных отходов. Отличительными особенностями таких топлив являются низкая плотность и высокая влажность, затрудняющие их непосредственное сжигание. Поэтому существенной задачей при использовании таких топлив является предварительная их подготовка, которая в основном предполагает сушку, измельчение и гранулирование с получением топливных гранул (пеллет) [1].

Из существующих способов энергетического использования биотоплив перспективным является применение псевдоожиженных систем [2]. В этом случае процесс сжигания топлива осуществляется в кипящем (псевдоожиженном) слое дисперсного инертного материала (кварцевый песок или зола), который позволяет не только интенсифицировать процесс перемешивания частиц и достигнуть высокого коэффициента теплоотдачи от частиц к погруженной непосредственно в слой теплообменной поверхности, но автоматизировать топочный процесс с выводом из слоя образующейся топливной золы. Дополнительные преимущества такой технологии проявляются при использовании в качестве материала кипящего слоя катализаторов, когда топливо окисляется преимущественно на их поверхности без образования пламени [3].

Характерной особенностью топлив из растительной биомассы является также наличие в их золе соединений щелочных металлов, которые снижают температуру ее плавления, что вызывает шлакование теплообменных поверхностей котла и агломерацию материала кипящего слоя [4, 5].

В данной работе экспериментально исследованы закономерности выхода летучих и горения коксового остатка при сжигании в кипящем слое (КС) одиночной топливной гранулы, а также изучены особенности сжигания биотопливных пеллет в топочном устройстве с кипящим слоем.

Экспериментальное исследование процесса горения одиночных биотопливных гранул проводилось на универсальном лабораторном стенде, основным элементом которого является камера сжигания с КС дисперсного материала, представляющая собой цилиндр из нержавеющей стали с внутренним диаметром D = 55 мм. Для измерения вертикального профиля температур по высоте камеры сгорания и температуры КС использовалась хромельалюмелевая термопара. Камера сжигания обогревалась наружным электронагревателем в виде нихромовой спирали. Для визуального наблюдения поверхности КС и процесса горения в нем топлива на выходе из камеры сжигания закреплено зеркало.

Время окончания горения летучих τ_{ve} и полное время сгорания гранулы τ_{ce} определялись путем визуального наблюдения за состоянием горящей гранулы. После завершения выхода летучих (на момент погасания факела) частица кокса выглядела более

яркой на темном фоне слоя, постепенно уменьшаясь в размерах. Частица циркулировала в пределах слоя, периодически погружаясь и всплывая на поверхность. В конце процесса горения частица рассыпалась на несколько мелких частиц и терялась из вида. Время горения кокса определялось как $\tau_{ch} = \tau_{ce} - \tau_{ve}$. Результаты визуальных измерений сравнивались с результатами измерений температуры на поверхности и в центре гранулы в процессе горения. Зависимость температуры гранулы от времени позволяет с достаточно высокой точностью определять время окончания выхода летучих по характерному переходу на платообразный участок графика, типичный для горения коксового остатка.

В проведенном исследовании в качестве модельных топлив использованы гранулы из отходов сельхозпроизводства и переработки древесины (табл. 1), а условия проведения экспериментов приведены в табл. 2 (высота плотного слоя $H_0 = 55$ мм).

Таблица 1

Характеристики	Гранулы из соломы (Россия)	Гранулы из соломы и отходов сельхозпроизводства (Республика Беларусь)	Древесные гранулы (Республика Беларусь)
Диаметр гранул <i>D</i> , мм	6	8и14	6
Длина гранул <i>L</i> , мм	10,5	15	10,5
Температура деформации золы DT, °С	940	-	1150-1290*
Температура размягчения золы ST, °С	980	-	1230-1500*
Температура плавления золы HT, °С	1070	-	1250-1650*
Теплота сгорания, Q ^P _H , кДж/кг	15 515	15 000	17 500
W ^P , %	8,1	Не более 18	Не более 10
A ^P , %	7,5	Не более 6	Не более 1,5

Основные качественные характеристики топливных гранул

* Литературные данные.

Таблица 2

Условия проведения экспериментов

Материал слоя	Фракция, мм	Средний диаметр частиц слоя <i>d_p</i> , мм	Плотность частиц материала слоя <i>r_s</i> , кг/м ³	Температура слоя T_b , °С
Кварцевый песок	0,355–0,5	0,43	2540	650
			2340	760
Оливиновый песок	0,25–0,4	0.325	2830	650
		0,525	2830	760
Алюмомеднохромовый катализатор ИК-12-73	0,4–0,7	0,55	1210	650
			1510	760

Экспериментально исследовано влияние режимных параметров (материала и температуры слоя, типа и размера частиц топлива) на характеристики основных стадий горения одиночной топливной гранулы – продолжительность выхода летучих и горения коксового остатка, а также температуру гранулы в ее центре и на поверхности.

В условиях опытов в процессе выхода летучих одиночная свободная гранула топлива около половины времени перемещалась вблизи поверхности слоя, а летучие горели в факеле в надслоевом пространстве. В кипящем слое кварцевого песка факел был достаточно устойчив и хорошо наблюдался на протяжении всего процесса, тогда как в каталитическом слое появление видимого пламени задерживалось или полностью отсутствовало по сравнению со слоем кварцевого песка, и горение было неустойчивым и пульсирующим, что затрудняло определение τ_{ve} .

Заметного влияния материала слоя (кварцевый песок, оливиновый песок или катализатор) на продолжительность стадий горения топливной гранулы (выход летучих и горение коксового остатка) при температурах КС 650 и 760 °С не было обнаружено.

В ходе экспериментов установлено, что для гранул из соломы № 1 и 2 продолжительность стадии выхода летучих, полученная путем визуальных наблюдений, равна времени нагрева гранулы до температуры кипящего слоя. Температура гранулы из отходов древесины № 3 достигает температуры слоя в 1,5–2 раза быстрее продолжительности стадии выхода летучих. На стадии горения кокса температура гранулы часто достигает максимального значения, существенно превышающего температуру слоя, и мало изменяется со временем. Перегрев гранулы достигал 200 °С. При этом для гранул из соломы № 1 при температуре кипящего слоя 760 °С характерно образование прочного зольного агломерата, который оставался на термопаре. Зольный же остаток от сгорания гранул № 3 не спекался. В процессе горения гранула срывалась с термопары и фрагментировалась (распадалась на 2–4 части). В топочном устройстве с кипящим слоем при сжигании гранул из биомассы важно не допустить чрезмерно высоких значений температуры коксового остатка. Это может привести к размягчению минеральной части золы и агломерации частиц слоя с последующим срывом процесса псевдоожижения.

Установлено, что увеличение диаметра топливной гранулы приводит к росту величины перегрева частицы относительно температуры кипящего слоя. Следовательно, с целью предотвращения агломерации кипящего слоя наряду с температурой слоя в процессе сжигания необходимо выбирать оптимальные размеры топливных гранул.

Для экспериментального изучения особенностей сжигания топливных пеллет в топочном устройстве с кипящим слоем и выбора оптимальной конструкции котла использована макетная установка БИ-1М топочного устройства с кипящим слоем тепловой мощностью до 100 кВт.

Разработана методика и проведены экспериментальные исследования основных параметров процесса двухстадийного сжигания топливных гранул из соломы № 1, когда на первой стадии сжигание осуществляется в кипящем слое инертного материала с недостатком воздуха (α_{пер} ≤ 1) при температуре 700–750 °C, а на второй – последующее дожигание продуктов газификации в надслоевом пространстве путем тангенциального или радиального ввода вторичного дутья. Понижение температуры на первой стадии позволяет уменьшить перегрев гранулы относительно температуры кипящего слоя и предотвратить его агломерацию.

По результатам исследований продемонстрирована возможность реализации процесса двухстадийного сжигания в кипящем слое топливных гранул из соломы при пониженных температуре и коэффициенте избытка воздуха с последующим дожиганием продуктов газификации в надслоевом пространстве. При этом достигается устойчивая работа топочного устройства без образования крупных агломератов и зашлаковывания топки.

Организация двухстадийного сжигания с вихревой организацией надслоевого пространства позволила существенно снизить выбросы монооксида углерода (40–80 мг/м³) при низких коэффициентах избытка воздуха ($\alpha = 1,05-1,2$). Тепловое напряжение топочного объема q_v при этом составляло 500–590 кВт/м³. Обеспечение низкой концентрации

монооксида углерода в отходящих газах при одновременно невысоких значениях α является одним из качественных показателей работы топочного устройства. Например, в [6] при сжигании углей в слоевых топках котлов паропроизводительностью от 1,0 до 10,0 кг/с рекомендовано принимать коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1.3-1.6$ и $q_{\nu} = 290-470$ кВт/м³ при величине химического недожога в пересчете на концентрацию монооксида углерода в отходящих газах 2000–25 000 мг/нм³, что значительно выше концентраций, полученных в экспериментах.

Литература

1. Кабо Г. Я., Блохин А. В., Симирский В. В., Ивашкевич О. А. Использование растительной биомассы для производства различных видов топлива в Республике Беларусь // Химические проблемы создания новых материалов и технологий: Сб. ст. Вып. 3 / Под ред. О. А. Ивашкевича. Минск: БГУ, 2008. С. 166–179.

2. Бородуля В. А., Виноградов Л. М. Сжигание твердого топлива в псевдоожиженном слое. Минск: Наука и техника, 1980. – 192 с.

3. Пармон В. Н., Симонов А. Д., Садыков В. А., Тихов С. Ф. Каталитическое сжигание: достижения и проблемы // ФГВ. 2015. Т. 51, № 2. С. 5–13.

4. Рябов Г. А., Дик Э. П., Соболева А. Н., Соловьева Т. Е. Особенности процессов сжигания биотоплив в котлах с кипящим слоем // Теплоэнергетика. 2005. № 9. С. 54–60.

5. Дик Э. П., Рябов Г. А., Тугов А. Н. Сравнение свойств золы от сжигания углей и нетрадиционных видов топлива // Теплоэнергетика. 2007. № 3. С. 60–64.

6. Тепловой расчёт котельных агрегатов: нормативный метод. 3-е изд. перераб. и доп. СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998.

УДК 661.665.1:66.096.5

НОВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО СИНТЕЗА МЕЛКОДИСПЕРСНЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ СОВРЕМЕННОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

В. А. Бородуля, Л. М. Виноградов, А. Ж. Гребеньков, А. А. Михайлов

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Развитие современной энергетики тесно связано с разработкой новых тугоплавких материалов, среди которых особое место занимают соединения кремния, титана и циркония с углеродом (карбиды) и с азотом (нитриды). Они обладают электроизоляционными свойствами, сохраняющимися до высоких температур, механической прочностью при резких и частых сменах температуры, стойкостью в жидких, газообразных и расплавленных агрессивных химических реагентах и находят широкое применение в качестве компонентов жаропрочных конструкционных и функциональных композиций для различных узлов энергетического оборудования. Так, в теплоэнергетике карбид кремния SiC применяют в составе огнеупорных масс, в атомной энергетике керамические материалы на основе SiC повышают безопасность атомных реакторов при замене их металлической оболочки на керамическую. Устройства на основе карбида кремния повышают КПД систем преобразования солнечной энергии. При создании газовых турбин широко используют неметаллические тугоплавкие соединения – нитриды и карбиды [1–4].

В последние годы заметно возросли требования по снижению энергоемкости и экономии ресурсов, предъявляемые к технологиям получения таких материалов. Для высокотехнологичных производств керамических и полимерных композитов, структурной керамики требуются мелкодисперсные и наноразмерные порошки карбидов и нитридов с заданными физико-механическим характеристиками. Техническое совершенствование отрасли направлено главным образом на снижение издержек производства и получение порошковых материалов.

В производстве карбидов и нитридов кремния, титана и циркония одним из наиболее экономичных методов синтеза является карботермическое восстановление и азотирование их оксидов. Для повышения эффективности получения порошков карбидов и нитридов представляет интерес использовать псевдоожиженные системы, которые имеют ряд преимуществ, наиболее важные из которых – обеспечение интенсивного тепло- и массопереноса между газом и твердыми частицами, текучесть слоя и его изотермичность [5]. Реактор электротермического кипящего слоя (ЭТКС), в котором нагрев реагирующих компонентов осуществляется путем пропускания электрического тока через кипящий (псевдоожиженный) слой электропроводных частиц (углерода) удачно сочетает преимущества псевдоожиженных систем с эффективностью прямого преобразования электрической энергии в тепловую и используется при температурах 800–3000 °C. Он позволяет осуществлять многие высокотемпературные химические эндотермические реакции, нагревая непосредственно реагенты в ходе технологического процесса.

Использование псевдоожиженных систем в производстве мелкодисперсных и наноразмерных материалов (карбиды и нитриды) по сравнению с лучшими зарубежными технологиями и существующими производствами позволяет обеспечить более высокую производительность реактора, однородность состава и чистоту продукта, снизить затраты энергии на единицу массы продукции.

Особенностью реактора ЭТКС является наличие высокореакционной среды в кипящем слое восстановителя – углеродных частиц, через которые проходит электрический ток. Выделяющаяся при этом энергия обеспечивает протекание эндотермических реакций, а электрические разряды между псевдоожижаемыми частицами создают область микроплазмы и разрушают химические связи в молекулах реагирующих веществ. Происходит высокоэнергетическая активация реагентов, в реакторе достигаются высокие температуры (1200 °С и выше). Следует отметить, что внутренний нагрев углеродных частиц при протекании электрического тока принципиально более эффективен для теплообмена, чем их нагрев при обтекании горячим газом. Все это позволяет значительно интенсифицировать протекающие химические реакции и при этом сократить расход энергии [6, 7].

При отработке технологического процесса на разработанной автоматизированной экспериментальной установке с реактором ЭТКС [8] в качестве исходных материалов использовались кварцевый песок фракции 0,05–0,10 мм (99,3% SiO₂) и углеродный восстановитель – рексил фракции 0,25–0,40 мм (93,5–97% С_{тв}), полученный из угля методом высокоскоростной термоокислительной карбонизации [9].

Гранулометрический состав дисперсий синтезированного в ЭТКС карбида кремния исследован с использованием фотометрического седиментометра ФСХ-4 [10]. Содержание частиц SiC размером выше 63 мкм составляет 9,9 мас.% и большая часть частиц имеет размеры до 30 мкм (63,1 мас.% от общего числа частиц). Удельная поверхность порошка карбида кремния составляет – 2544 см²/г; 8166 см²/см³. Проведен рентгенофазовый анализ синтезированного карбида кремния и исследована микроструктура его поверхности. Съемку дифрактограммы порошка SiC выполняли на дифрактометре ДРОН-3 с использованием СиКа излучения. Исследование микроструктуры зёрен SiC проводили на сканирующем электронном микроскопе высокого разрешения "Mira" фирмы "Tescan" (Чехия).

Электронно-микроскопические снимки с поверхности зерен синтезированного карбида кремния показывают, что частицы отличаются многообразием как по размерам, так и по форме (от глобул, слоистых образований, наложенных друг на друга, до многогранных агломератов). В то же время наряду с крупными агломератами просматриваются и чрезвычайно мелкие глобулы нанометрового порядка. Более того, на отдельных поверхностях агломерированных структур глобулярные наночастицы, объединяясь, выстраиваются в нитевидные образования с соотношением длины цепочки к диаметру ~(5–10): 1.

Процесс образования карбида кремния начинается при 1400 °С и выше после плавления, испарения и диссоциации SiO₂ с образованием летучего монооксида кремния SiO, который взаимодействует с углеродным восстановителем. Использование рексила с развитой пористой структурой, низким содержанием летучих веществ и примесей по сравнению с нефтяным коксом способствует повышению эффективности процесса.

В результате исследования фазового состава полученных образцов после выжигания избыточного углерода установлено, что содержание кубической модификации SiC достигает 99%.

На основе полученного карбидокремниевого порошка разработаны новые полимерные композиционные материалы, обладающие повышенными физико-механическими показателями и высокой теплопроводностью, износостойкостью, антифрикционными свойствами, что расширяет возможности использования таких композитов в технике [10].

Как показывают проведенные в реакторе ЭТКС эксперименты, технология электротермического кипящего слоя может эффективно применяться при реализации других высокотемпературных процессов, например, карботермическое восстановление и азотирование оксидов титана, циркония с образованием соответствующих порошков карбидов и нитридов, термообработка порошков углеродных материалов (графит, кокс) для улучшения потребительских свойств.



Рис. 1. Установка для синтеза мелкозернистого карбида кремния и образцы SiC

Таким образом, экспериментально показана возможность реализации в реакторе электротермического кипящего слоя высокотемпературного синтеза перспективных тугоплавких мелкодисперсных материалов – карбида кремния, карбидов и нитридов циркония и

титана путем карботермического восстановления и азотирование их оксидов. Предлагаемая технология обладает конкурентными преимуществами по сравнению с известными: снижение затрат энергии, высокая производительность реактора и автоматизация технологического процесса. Так, применительно к синтезу мелкозернистого карбида кремния метод с использованием реактора ЭТКС по сравнению с известным промышленным в плотном слое (способ Ачесона) обеспечивает снижение затрат энергии с 7,5–9,5 до 6,5 кВт·ч/кг, выход товарного порошка SiC достигает до 60% от веса шихты против 15–22%.

Разработка «Синтез мелкозернистого карбида кремния методом карботермического восстановления кремнезёма в электротермическом кипящем слое» (рис. 1) удостоена Диплома I степени и Золотой медали в номинации «Лучший инновационный проект в области материалов и химических продуктов» в рамках Петербургской технической ярмарки 12–14 марта 2014 г.

Литература

1. Ермекова Ж. С., Мансуров З. А., Абдулкаримова Р. Г., Мукасьян А. С. Карбид кремния: способы получения и применение (обзор) // Горение и плазмохимия. 2010. Т. 8, № 1. С. 32–54.

2. Агеев О. А., Беляев А. Е., Болтовец И. С. и др. Карбид кремния: технология, свойства, применение. Харьков: ИСМА, 2010. – 532 с.

3. Порада А. Н., Гасик М. И. Электротермия неорганических материалов. М.: Металлургия, 1990. – 232 с.

4. Косолапова Т. Я., Андреева Т. В., Бартницкая Т. С. и др. Неметаллические тугоплавкие соединения. М.: Металлургия, 1985. – 224 с.

5. Забродский С.С. Гидродинамика и теплообмен в псевдоожиженном слое. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 488 с.

6. Забродский С. С. Высокотемпературные установки с псевдоожиженным слоем. М.: Энергия, 1971. – 328 с.

7. Бородуля В. А. Высокотемпературные процессы в электротермическом кипящем слое. Минск: Наука и техника, 1973.

8. Бородуля В. А., Виноградов Л. М., Гребеньков А. Ж., Михайлов А. А. Синтез карбида кремния в электротермическом реакторе с кипящим слоем углеродных частиц // Горение и плазмохимия. 2015. Т. 13, № 2. С. 92–102.

9. Щебентовский В. Д., Ким В. А Углеродные восстановители нового поколения для выплавки кристаллического кремния // Кремний металлургический – 2012: Физикохимические процессы и технологии получения металлургического кремния: Материалы междунар. науч.-практ. конф. Караганда, 2012. С. 31–34.

10. Бородуля В. А., Виноградов Л. М, Дубкова В. И. Перспективные полимерные композиты с мелкодисперсным карбидом кремния // Перспективные материалы и технологии. Витебск, 2015. Т. 1. С. 232–252.

УДК 504.064.43

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТВЕРДЫХ БЫТОВЫХ И ДРУГИХ ОТХОДОВ

В. А. Бородуля¹, Л. М. Виноградов¹, С. М. Добкин²

¹Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь dsl@hmti.ac.by ²OAO «Головное специализированное конструкторское бюро», г. Брест, Беларусь info@gskb.by

В последнее время становится все более актуальным энергетическое использование твердых бытовых и других отходов в качестве источников энергии, альтернативных нефти и природному газу, а также углю и в последние годы даже биомассе, так как современные технологии позволяют вырабатывать энергию из любого ресурсного источника. При этом решается важнейшая экологическая проблема, связанная с тем, что твердые бытовые отходы (ТБО) почти неизбежный спутник общественного потребления.

В Беларуси ежегодно образуется около 20 млн. м³ твердых коммунальных отходов (около 4 млн. т). Показатель удельного образования твердых бытовых отходов составляет около 0,92 кг/чел/день. Объём их образования имеет устойчивую тенденцию к росту на 6–10% ежегодно. Собирается и увозится от населения около 67% от общего объема отходов. Сегодня твердые бытовые отходы, включающие в себя все полимерные материалы, не поддающиеся переработке, рассматриваются как важный энергетический ресурс, прежде всего больших городов. Преимущество их заключается в том, что их не надо искать, не надо добывать, но в любом случае надо либо уничтожать, либо использовать. Однако в настоящее время из вывезенного объёма ТБО сбор вторичных востребованных материальных ресурсов составляет только около 500,0 тыс. т или 15,6% от объёма отходов, образующихся у населения. Остальное количество вывозится и захоранивается на специально отведенных полигонах, которые, по общему мнению, представляют собой бомбы замедленного действия.

Альтернативой свалкам является использование ТБО в качестве топлива на мусоросжигающих заводах (МСЗ), на тепловых электростанциях (ТЭС) и в цементных печах при производстве цемента "сухим" способом. Период их уничтожения, т. е. складирования на полигонах, прошел и наступил период их активного использования, в том числе и в виде топлива. Потенциальная энергия, заключенная в образующихся на территории Беларуси коммунальных отходах, оценивается в 1 334,0 тыс. т у.т. в год, что эквивалентно 1,12 млрд. м³ природного газа или 953 610 т нефти [1–5].

Использование ТБО как топлива позволит:

- резко сократить время переработки ТБО по сравнению с другими методами;
- значительно сократить площади, занимаемые для переработки ТБО;
- произвести за счет сжигания ТБО тепловую и электрическую энергию.

Теплоутилизация, например, 40 тыс. т твердых бытовых отходов в год (расчет на 1 млн. жителей города) может обеспечить выработку около 600 тыс. Гкал товарной тепловой энергии в год, что эквивалентно годовому энергосбережению более 85 тыс. т у.т. или до 120 тыс. т бурого угля достаточно хороших марок.

Использование теплотворной способности ТБО после утилизации из них материальных компонентов – это наиболее оптимальная в техническом, экологическом и экономическом смысле технология утилизации полезных свойств ТБО в условиях белорусских городов, где существует непрерывная потребность жителей в тепловой энергии, которая должна

поставляться им централизованно. Город-мегаполис, создавший систему теплоутилизации всего объема своих ТБО и других горючих отходов, сможет снизить расходы на покупку и доставку топлива для централизованного теплоснабжения в количестве более чем 20 полновесных железнодорожных составов с углем. Снижение затрат на теплоснабжение каждого городского жителя дает менее впечатляющую цифру экономии: до 0,6 Гкал/г. Однако эта цифра составляет (по отдельности) до 35% потребности в горячем водоснабжении в домах городских жителей нашей страны, до 100% потребности на отопление и вентиляцию культурно-бытовых зданий. Поэтому одна из главных технологических задач теплоутилизации ТБО – это технически и организационно оптимальное построение всей технологической цепи обращения с ТБО в связке с системами теплоснабжения.

В то же время ТБО представляют собой крайне нестабильную и неконтролируемую смесь бумаги, картона, пищевых остатков, пластмассы, резины, стекла, строительного мусора, металлов, батареек и др. Содержание органического вещества в бытовых отходах составляет 40–75%, углерода 35–40%, зольность 40–70%, горючие компоненты 5–88%, теплотворная способность коммунальных отходов 800–2000 ккал/кг.

В мировой практике получение энергии из таких отходов осуществляется несколькими способами: сжиганием, газификацией и пиролизом, плазменной переработкой.

Сжигание отходов – сложный высокотехнологичный процесс. В настоящее время получили распространение слоевое сжигание неподготовленных отходов в топках мусоросжигательных котлов; слоевое или камерное сжигание обогащенных отходов в топках энергетических котлов или в цементных печах; пиролиз отходов, прошедших предварительную подготовку или без нее.

Очень важной составляющей технологического процесса при сжигании ТБО является очистка образующихся газов от вредных выбросов в атмосферу. Главной проблемой для окружающей среды является то, что в системах сжигания ТБО в продуктах сгорания присутствуют органические соединения, особенно полихлоридные диоксиды, фураны и такие элементы как ртуть, свинец и кадмий. Вследствие этого система газоочистки в соответствии с видом и агрегатным состоянием примесей, подлежащих удалению из газов, должна включать в себя аппараты: для пылеулавливания; задержания кислых газообразных компонентов; улавливания или деструкции оксидов азота; очистки газов от диоксинов. Особую проблему составляет также безопасная утилизация образующейся золы.

Обеспечить максимальное снижение вредных выбросов в атмосферу можно также путем:

• соблюдения особого температурного режима по тракту сжигания;

• обеспечения времени пребывания дымовых газов в зоне температур около 900 °С не менее 2 с с помощью создания специальной конфигурации топки и подъёмного газохода;

• создания условий активного перемешивания кислорода воздуха с дымовыми газами с помощью рационального выбора места установки горелок и сопел вторичного дутья.

Важным аспектом технологии сжигания является устойчивость работы энергетического оборудования в целом в широком диапазоне влажности, морфологического состава, калорийности топлива. Особое внимание должно быть уделено технико-экономическому обоснованию, в котором необходимо рассмотреть возможность рационального использования выработанной при сжигании ТБО энергии (тепловой и электрической).

Основные проблемы, возникающие при проектировании, наладке и эксплуатации заводов по термической переработке ТБО:

- подготовка ТБО к сжиганию;
- обеспечение нормативных выбросов с уходящими газами;
- обеспечение качества золошлаковых остатков;
- сбыт вырабатываемой энергии.

Основными причинами, сдерживающими строительство и ввод в эксплуатацию мусороперерабатывающих заводов, являются:

• отсутствие отечественных разработок и технологий для переработки коммунальных отходов в промышленных масштабах;

• высокая стоимость импортного оборудования;

• отсутствие в республике опыта работы современных мусороперерабатывающих предприятий и возможности оценить экономическую и экологическую безопасность той или иной технологии переработки коммунальных отходов;

• их значительная стоимость и отсутствие финансовых средств в местных бюджетах в необходимых объёмах.

Проблемы усугубляются при использовании импортного оборудования для сжигания отечественных отходов:

• серийно изготавливаемое зарубежное оборудование, как правило, не адаптировано к сжиганию отечественных отходов;

• использование отечественных реагентов в зарубежном газоочистном оборудовании не всегда эффективно.

И сегодня, когда требования к нормам выброса газовой составляющей мусоросжигательных заводов резко ужесточились, подобные предприятия становятся нерентабельными. В этой связи более актуальными становятся такие технологии переработки твердых бытовых отходов, которые позволяют не только утилизировать мусор, но и вторично использовать полезные компоненты, содержащиеся в нем.

Мировой опыт также показывает, что наиболее экономичным способом энергетической утилизации ТБО может явиться их сжигание на ТЭС путем частичного (до 10%) замещения традиционного природного топлива [6–9]. Так, в Европе в результате подобной энергетической утилизации ТБО уже сейчас ежегодно вырабатывается более 31,0 ТВ.ч электроэнергии и примерно 78 ТВ.ч – тепловой. Это позволяет экономить до 42,0 млн. т в год органического топлива и, кроме того, предотвратить выброс до 42,0 млн. т в год парниковых газов (в пересчете на CO₂), которые могли бы выделиться в виде метана при полигонном хранении отходов.

В Беларуси на данное время организациями ЖКХ эксплуатируется около 3000 объектов по захоронению ТБО (165 полигонов с проектным объёмом захоронения 239,8 млн. м³, 2842 миниполигона), 5 мусороперерабатывающих заводов, 5 сортировочных станций и 81 линия досортировки раздельно собранных коммунальных отходов. Кроме того, австрийсконемецкой фирмой STRABAG Umweltanalgen GmbH в г. Бресте к середине 2011 г. завершен пилотный проект по строительству мусороперерабатывающего завода, который включает в себя биогазовый комплекс по переработке 370 тыс. м³/г ила и осадков сточных вод (первая очередь) и механико-биологическую установку по переработке 100 тыс.т/год твердых коммунальных отходов (вторая очередь). Первая очередь обеспечивает получение биогаза из ила и осадка сточных вод до 2,85 млн. м³/год с последующей выработкой из него в когенерационных установках тепловой и электрической энергии. Вторая очередь обеспечивает извлечение вторичных материальных ресурсов до 26 тыс. т, получение высококалорийной фракции (топливные брикеты) до 26 тыс. т. выработку биогаза из органической фракции до 5,2 млн. м³/год, а также тепловой и электрической энергии. В целом первая и вторая очередь обеспечивают выработку электроэнергии до 17,2 млн. кВт·ч (используется на собственные нужды и продаётся в энергосистему Минэнерго) и тепловой энергии – до 14,7 тыс. Гкал, которая используется для собственных нужд.

В ближайшие годы в Беларуси планируется построить ещё четыре мусороперерабатывающих заводов: в Минске, Витебске, Гродно и Бобруйске, а к 2025 г. – в городах с населением более 70 тыс. человек. Для их финансирования привлекаются средства инвесторов, а также из местных, республиканского бюджетов, в том числе из фонда охраны природы. Кроме того, в соответствии с Указом Президента Республики Беларусь от 11 июля 2012 г. № 313 «О некоторых вопросах обращения с отходами потребления» введен принцип расширенной ответственности производителей и поставщиков пластмассовой, стеклянной, бумажной тары, а также сложной бытовой техники, элементов питания, смазочных масел, осветительных устройств и прочего за сбор, обезвреживание и/или использование отходов, которые образуются после утраты потребительских свойств товаров и тары [10].

Выводы

Сегодня, как никогда, более актуальной является проблема утилизации бытовых отходов, неизменно образующихся в процессе жизнедеятельности человека. Эти отходы, постепенно накапливаясь, уже превратились в самое настоящее бедствие. Поэтому технологически развитые страны начинают уделять все большее внимание вопросам охраны окружающей среды, поощряя новые технологии переработки мусора.

Получение энергии из ТБО является не самоцелью, а звеном в цепочке преобразования отходов перед неизбежным захоронением на полигонах. Поэтому производство энергии из отходов должно сопровождаться мероприятиями по предупреждению их образования и вторичному использованию полезных материалов.

Литература

1. Гуров В. И. Мусор должен служить людям // Энергия: экономика, техника, экология. 2015. № 12. С. 48–54.

2. Четвериков В. В. Тенденции в разработке новых технологий термической переработки твердых бытовых отходов // Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2009. № 4. С. 58–62.

3. Табиб М. М., Элмансури А. М., Журавский Г. И., Мартинов О. Г. Термическая утилизация твердых бытовых отходов. Энергетические, экологические и экономические аспекты // Энергетика и ТЭК. 2014. № 2. С. 20–23.

4. Тугов А. Н. Перспективы использования твердых бытовых отходов в качестве вторичных энергетических ресурсов в России // Теплоэнергетика. 2013. № 9. С. 56–61.

5. Баскаков А. П. Перспективы сжигания твердых бытовых отходов в России в целях получения тепла и электроэнергии // Теплоэнергетика. 2014. № 4. С. 21–29.

6. Pavliuk N. Y., Sigal O. I. Approaches to the problem of municipal solid waste in the world and in Ukraine // Пром. теплотехника. 2015. Т. 37, № 3. С. 74–81.

7. Тугов А. Н. Опыт использования твердых коммунальных отходов в энергетике (обзор) // Теплоэнергетика. 2015. № 12. С. 13–22.

8. Базылева Я. В. Перспективы производства вторичного топлива из отходов // Твердые бытовые отходы. 2015. № 11. С. 24–27.

9. Сергеенков А. П. Арабские государства задумались о переработке отходов // Твердые бытовые отходы. 2015, №12. С. 54-55.

10. Указ Президента Республики Беларусь от 11 июля 2012 г. № 313 «О некоторых вопросах обращения с отходами потребления».

УДК 536.422

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ И ТЕРМОСИФОНЫ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

Л. Л. Васильев¹, Л. Л. Васильев мл.¹, А. С. Журавлёв¹, М. А. Кузьмич¹, Б. Хуухенхуу²

¹Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь ²Институт физики и технологии АН Монголии, г. Улан-Батор, Монголия

Введение. Энергия и ее эффективное использование составляют основную проблему XXI века. Экологические и энергетические аспекты проблемы тесно связаны с применением возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов. Тепловые трубы и термосифоны совместно с теплотрансформаторами на твердых и жидких сорбентах являются одними из наиболее эффективных теплообменных устройств, предназначенных для утилизации указанных выше источников энергии. Параллельно широкое развитие получили системы охлаждения и терморегулирования объектов микро- и оптоэлектроники, основанные на использовании мини- и микротепловых труб и паровых камер. Применение нанотехнологий (наночастицы, наножидкости и нанокомпозиты) позволило создать новые и существенно улучшить некоторые старые конструкции тепловых труб и термосифонов. Наножидкости являются гетерогенной средой и новым классом рабочих жидкостей для тепловых труб. Изготовление наножидкостей в основном связано с введением наночастиц металлических (Cu, Au) и неметаллических (Al₂O₃ TiO₂, ZrO₂) в такие жидкости, как вода, углеводороды, масла и т. д. Наножидкости обладают новыми теплофизическими свойствами, такими как эффективная теплопроводность, вязкость, плотность, теплоемкость. Одной из важных особенностей наножидкостей является их способность, благодаря содержанию наначастиц в объеме, абсорбировать лучистую энергию, энергию внешнего магнитного, электрического поля и т. д. Теоретические и экспериментальные исследования [1, 2] подтвердили возможность использования наножидкостей в теплообменных устройствах с целью интенсификации теплообмена и расширения их рабочего температурного диапазона. Однако до настоящего времени относительно немного работ посвящено исследованию параметров тепловых труб, в которых эффективно используются наножидкости, а также нанопокрытия поверхности теплообмена [3]. Очень мало работ, в которых дан анализ работы тепловых труб с использованием неметаллических (полимерных) нанокомпозитов с высокой эффективной теплопроводностью корпуса тепловой трубы [4]. Целью данной работы является краткое описание возможности использования нанотехнологий для создания новых конструкций тепловых труб и термосифонов, предназначенных для утилизации возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов.

Тепловые трубы и термосифоны для утилизации солнечной энергии. Солнечное излучение является одним из основных возобновляемых источников энергии. Обычно плотность солнечного излучения невысока. Для его практического использования нужны теплообменники, обладающие большой поверхностью теплообмена, либо специальные фокусирующие устройства (линзы). Применение наножидкостей, в которых содержатся наночастицы, обладающие высокой поглощающей способностью к солнечному излучению, дают возможность абсорбции солнечной энергии во всем объеме жидкости, если оболочка тепловой трубы выполнена из прозрачного материала (стекло). Солнечное излучение нагревает наночастицы, которые, в свою очередь, нагревают жидкость. При достижении определенной плотности теплового потока, на границе частица – жидкость происходит

фазовый переход с образованием мини-пузырей пара. На рис. 1 показан процесс образования мини-пузырей в потоке наножидкости под действием солнечного излучения. Образование пузырей пара в наножидкости создает дополнительный перепад давления по сравнению с перепадом давления при ламинарном течении обычной жидкости (вода). Однако если диаметр трубы меньше капиллярной постоянной жидкости, образование пузырей пара создает дополнительный способствует проталкиванию жидкости из испарителя в конденсатор (пульсирующие тепловые трубы, рис. 2).





Рис. 1. Поток наножидкости в прозрачной трубе (стекло): *а* – схема, б – фотография

Рис. 2. Пульсирующая тепловая труба: 1 – испаритель, 2 – теплообменник, 3 – подвод охлаждающей жидкости, 4 – конденсатор

Нанопокрытия в тепловых трубах для интенсификации теплообмена. Нанопокрытия (пористый слой наночастиц) теплонагруженных поверхностей теплообмена существенно меняют морфологию поверхности, уменьшают краевой угол смачивания, увеличивают поверхность теплообмена, способствуют образованию тонких пленок испаряющейся жидкости внутри пористых структур, обладающих открытой пористостью – нано-, микро-, мезо- и макропоры (рис. 3).



Рис. 3. Нанопокрытие на продольных мини-канавках тепловой трубы: поперечный разрез тепловой трубы с двумя плавниками и продольными мини-канавками внутри (*a*); модели двухфазного теплообмена при испарении рабочей жидкости в пористом покрытии вершины канавки (*б*), на дне и боковой поверхности канавки, заполненной жидкостью (*в*); 1 – микропора, 2 – поверхность испарения мениска, 3 – паровой объём, 4 – направление движения пара, 5 – твёрдая часть, 6 – макропора, 7 – паровой пузырь

Существенное повышение эффективности солнечных нагревателей достигается при использовании кольцевых (коаксиальных) тепловых труб с внешней прозрачной поверхностью, когда внутренняя поверхность испарителя имеет пористое нанопокрытие.

Происходит абсорбция солнечной энергии в пористом покрытии внутренней стенки испарителя с образованием мини-пузырей в кольцевом зазоре (рис. 4). Такие нано- и микро-поверхности теплообмена внутри открытых пор позволяют в 2–3 раза интенсифицировать двухфазный теплообмен по сравнению с теплообменом при кипении жидкости на гладкой поверхности.



Рис. 4. Образование мини-пузырей жидкости в кольцевом зазоре с нанопокрытием под действием солнечного излучения: $a - q = 0.25 \text{ kBt/m}^2$, $\delta - 34$

Пародинамические термосифоны. Пародинамические термосифоны (ПДТ) предназначены для передачи теплового потока в горизонтальном направлении на большие (десятки метров) расстояния. На рис. 5 приведены две конструкции ПДТ – пародинамический термосифон, состоящий из испарителя и двух конденсаторов, расположенных внутри адсорберов холодильника, и ПДТ с горизонтально расположенными испарителем и конденсатором большой длины.



Рис. 5. Система терморегулирования солнечного холодильника на твердых сорбентах с использованием пародинамических термосифонов (*a*) и схема пародинамического термосифона (б): 1 – конденсаторы, 2 – паровая трубка, 3 – вентили, 4 – жидкость в испарителе, 5 – пар, 6 – жидкостная трубка

Компонент ПДТ – кольцевой конденсатор – может быть выполнен гибким из полимерного материала, не боящегося коррозии [5]. ПДТ используется в системе терморегулирования солнечного холодильника и позволяет трансформировать постоянный источник солнечной энергии в переменный источник теплового потока для периодического нагрева двух адсорберов, содержащих твердый сорбент (рис. 6).



Рис. 6. Пульсирующая тепловая труба – солнечный водонагреватель (слева) и система нагрева и охлаждения солнечного холодильника на базе ПДТ (справа): А – рекуперационный контур охлаждения сорбента; Б – двухфазная теплопередающая система (ПДТ); 1 – теплообменник охлаждения сорбента; 2, 6 – адсорберы/десорберы; 3, 8 – сорбент; 4 – конденсатор термосифона; 5, 9 – термоэлектрические клапаны; 7 – конденсатор высокотемпературного контура; 10 – бойлер системы нагрева сорбента; 11 – газовая горелка; 12, 13 – элементы испарителя ПДТ; 14 – корпус приёмника солнечного излучения; 15 – паровой канал

Работа выполняется при поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований, проект № Т13К-081 от 16.04.2015 г., и Научно-технического фонда Монголии, проект № BLR-03/2015 от 17.08.2015 г.

Литература

1. Kakaç S., Pramuanjaroenkij A. Single-phase and two-phase treatments of convective heat transfer enhancement with nanofluids – A Review // Proc. IX Minsk Intern. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources" (September 7–10, 2015). Minsk: Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences, 2015. Vol. 1. Pp. 5–46.

2. Eggers J. R, Kabelac S. Absorption and scattering behavior of nanofluids in the visible range // Int. J. Thermophysics. 2015. Vol. 36, Iss. 10. Pp. 2769–2783.

3. Vasiliev L. L., Vasiliev L. L. Jr. Horizontal vapordynamic thermosyphons, fundamentals and practical applications // Proc. 16th IHPC: 16th Int. Heat Pipe Conf. May 20–24, 2012). Lyon, France, 2012. Pp. 129–134.

4. Vasiliev L. L., Vasiliev L. L. Jr. Heat transfer enhancement using heat pipes and thermosyphons with nanotechnologies // Proc. 11 Intern. Heat Pipe Symposium (June 9–12, 2013). Beijing, China, 2013. Pp. 37–47.

5. Vasiliev L. L., Grakovich L. P., Rabetsky M. I., Vasiliev L. L. Jr, Zhuravlyov A. S., Shapovalov A. V., Rodin A. V. Thermosyphons with innovative technologies (электронный pecypc) // ISHMT-ASTFE: 23rd National Heat and Mass Transfer Conf. and IHMTC-2015: 1st Intern. Heat and Mass Transfer Conf. (December 17–20, 2015). Proc. Thiruvananthapuram, Kerala (India), 2015. Paper 895.

УДК 621.311.22; 660.9:662.6

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМАХ ПОДГОТОВКИ И ХРАНЕНИЯ ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА

Р. М. Гильманов¹, А. И. Федотов¹, Э. В. Шамсутдинов²

¹Казанский научный центр РАН, г. Казань, Россия ²Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

Прогнозируемое в первой половине XXI века повышение доли твердого топлива в структуре топливно-энергетического баланса страны обусловлено его крупными запасами и достаточно высокими ценами нефти и газа. В тоже время экологические проблемы, возникающие при использовании угольного топлива, требуют разработки и внедрения новых экономически выгодных и экологически «чистых» угольных технологий, которые обеспечивают максимально высокую полноту использования добытого топлива. Особенно остры эти проблемы для угольных регионов России, испытывающих недостаток в экологически чистых природных энергоносителях. Поэтому использование угля для создания водоугольных топлив (ВУТ) является актуальным.

Несмотря на актуальность проблем исследования систем подготовки, транспортировки и хранения ВУТ для промышленной теплоэнергетики, разработок в этой области явно недостаточно. Не хватает данных и их обобщения с последующей рекомендацией к практическому использованию. Такая ситуация затрудняет определение наилучшего метода транспортировки и хранения ВУТ и проведение последующего расчета оборудования систем подготовки к сжиганию, транспортировки при ламинарном режиме течения композиционного органического топлива на основе водоугольных топлив. Это требует, в свою очередь, осуществить моделирование и исследование процессов теплообмена подготовки, гидротранспорта и хранении водоугольного топлива, свойства которого существенно отличаются от свойств мазута.

Для исследования процессов хранения и разогрева водоугольного толива разработан экспериментальный стенд, позволяющий моделировать рассматриваемые процессы при различных режимах работы оборудования (рис. 1).

Принцип работы экспериментального стенда включает в себя «холодный» контур (контур циркуляции ВУТ) и «горячий» контур (контур циркуляции воды). Водоугольное топливо из емкости 1 перистальтическим насосом 2 подается в буферную емкость 3, которая позволяет погасить пульсации потока, создаваемые насосом. Далее ВУТ поступает в рабочий участок 7 (длина 1 м, диаметр 20 мм) с дискретной шероховатостью, на входе которого установлены датчики температуры 6 с преобразователем давления. На выходе из рабочего участка также происходит замер давления и температуры ВУТ. После этого ВУТ поступает в теплообменник 4, а для последующего охлаждения – в емкость 1. «Холодный» контур обеспечивает постоянную температуру ВУТ на входе в рабочий участок 7 и позволяет охладить ВУТ после его прохождения. Регулирование расхода ВУТ производится изменением числа оборотов насоса 2 при помощи преобразователей частоты 12. Показания температуры с термопреобразователей и термопар поступают на измеритель-регулятор 13. «Горячий» контур состоит из бака 11 объемом 0,125 м³, циркуляционного насоса 9 с возможностью ступенчатой регулировки расхода и расходомера-счетчика 8. Нагрев воды осуществляется электронагревателем 10 мощностью 30 кВт. Из теплообменника разогретое топливо подается в коллектор, установленный на днище емкости 1, откуда через насадки поступает в модельный резервуар. Для приготовления топлива используется угольная пыль,

приготовленная в вибромельнице ВМ-200. Дисперсный состав пыли контролируется при помощи ситового анализа, который осуществляется рассевом угольной пыли на ситах с различным диаметром на вибростоле.



Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда

Для экспериментальных исследований интенсификации теплообмена выбраны следующие геометрические характеристики дискретно-шероховатого канала:

– винтовая накатка [1]: 1) как показал анализ литературы наиболее усиленная интенсификация достигается при следующих значения S/D = 0.72 и d/D = 0.72, где S – шаг выступов, D – диаметр трубопровода, d – диаметр трубопровода в месте сужения; 2) в некоторых случаях выгодно применять накатку с низкими выступами – S/D = 1.78 и d/D = 0.85;

- поперечная накатка со следующими характеристиками: 1) значения S/D = 0.66 и d/D = 0.8 [1]; 2) значения S/D = 0.8 и d/D = 0.8 [2].

Для исследования процессов теплообмена в резервуарах хранения насадки выполнены при различных углах наклона, таких как 45, 90, 135 и 180° (угол отсчитывается от вертикальной оси против часовой стрелки).

Результаты исследований интенсификации теплообмена. Исследования показали (рис. 2), что для всех исследуемых интенсификаторов график имеет неравномерный характер. Так для поперечной накатки с геометрическими характеристиками d/D = 0.8 и S/D = 0.6 при Re < 10 отношение критериев Нуссельта больше 1, при этом необходимо отметить, что при малых значениях 1 < Re < 3 отношение критериев Нуссельта достигает 4-5,8, что свидетельствует об эффективности применения данного вида шероховатой поверхности при данном числе Рейнольса. В интервале значений 10 < Re отношение критериев Нуссельта меньше 1, это указывает на то, что применение данного вида дискретной шероховатости при таких числах Рейнольдса и расходах не эффективно. Для поперечной накатки с геометрическими характеристиками d/D = 0.8 и S/D = 0.8 во всем исследуемом диапазоне чисел Re отношение критериев Нуссельта больше 1, график имеет максимум в виде значений критериев Нуссельта при Re = 10, что так же свидетельствует об эффективности применения данного вида шероховатой поверхности во всем исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса. Для винтовой накатки с геометрическими характеристиками d/D = 0.85 и S/D = 1.78 при Re < 3 отношение критериев Нуссельта больше 1. При остальных значениях Re отношение критериев Нуссельта меньше 1, это указывает на то, что применение данного вида дискретной шероховатости эффективно только в очень узком диапазоне чисел Re. Для винтовой накатки с геометрическими характеристиками d/D = 0.72 и S/D = 0.72 график имеет более плавный и



равномерный характер, однако отношение критериев Нуссельта в исследуемом диапазоне меньше 1, что делает применение данного вида дискретной шероховатости не эффективным.



Результаты исследований процессов теплообмена в резервуарах хранения. В результате эксперимента получены зависимости изменения температуры водоугольного топлива в резервуаре от времени разогрева и хранения при различных расходах ВУТ и углах наклона насадки. Для иллюстрации полученных данных на рис. 3 представлены результаты исследований при расходе $Q = 0.949 \cdot 10^{-4}$ м³/с. Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что при расходе $Q = 0.302 \cdot 10^{-4}$ м³/с наибольший прогрев ВУТ наблюдается при угле наклона форсунки равном 90°, при этом средняя температура топлива в резервуаре равна 56.7 °C. Наименьший прогрев топлива в резервуаре равна 51.5 °C.



Рис. 3. Изменение средней температуры ВУТ при расходе $Q = 0.949 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{c}$: 1 – $\alpha = 45^\circ$, 2 – 90, 3 – 135, 4 – 180

При расходе $Q = 0.625 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ /с наибольший прогрев ВУТ происходит при угле наклона форсунки равном 45°, при этом средняя температура топлива в резервуаре равна 58.8 °С. Наименьший прогрев топлива в резервуаре наблюдался при угле наклона форсунки равном 180°, при этом средняя температура в резервуаре равна 55.5 °С. При $Q = 0.949 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ /с наибольший прогрев ВУТ происходит при угле наклона форсунки 45°, при этом средняя температура суспензии в резервуаре 61.6 °С. Наименьший прогрев суспензии в резервуаре наблюдался при угле 135°, при этом средняя температура в резервуаре равна 55.8 °С [3].

В результате численных исследований получены зависимости изменения температуры водоугольного топлива в резервуаре от времени разогрева и хранения при различных расходах ВУТ и углах наклона насадки. Расчеты проводились на разных уровнях – на расстояниях 10, 20 и 30 см от дна резервуара. Математическая модель позволяет проанализировать изменение температуры по высоте резервуара и определить среднее значение.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (гранты №14-08-31405-мол_а, №14-08-00333_а), а также в рамках государственного задания ФАНО №0217-2014-0004 «Разработка физико-химических основ и технологического оформления процессов функционирования энерготехнологических комплексов по производству энергии и химических продуктов, интегрированных в региональные системы электро- и теплоснабжения».

Литература

1. Назмеев Ю. Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретношероховатых каналах. М.: Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.

2. Кадыйров А. И., Вачагина Е. К. Интенсификация подогрева водоугольных суспензий в проточных каналах с помощью периодически расположенных кольцевых вставок // Энергоресурсоэффективность и энергосбережение: Материалы X междунар. симпоз. 1–3 декабря 2009 г. Казань, 2009. С. 282–289.

3. Гильманов Р. М., Шамсутдинов Э. В. Исследование процессов теплообмена в модельном резервуаре хранения при различных расходах композиционного органического топлива // Изв. ВУЗов. Проблемы энергетики. 2013. № 3-4. С. 131–134.

УДК 536.24.661.426

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ МЕТОДОВ Для повышения эффективности работы башенных испарительных градирен тэц и аэс

Г. В. Дашков, А. Д. Солодухин, В. Д. Тютюма

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Увеличение охлаждения циркуляционной воды в башенных испарительных градирнях тепловых и атомных электростанций является эффективным энергосберегающим мероприятием. Так, дополнительное охлаждение циркуляционной воды в градирне на 1 °C при всех прочих равных условиях приводит к уменьшению удельного расхода условного топлива на 1.2–2.0 г на выработку каждого киловатт-часа электроэнергии в зависимости от типа турбины и начальных параметров пара. Натурные испытания градирен ТЭЦ Республики Беларусь и ряда других стран, проведенные специалистами лаборатории теории переноса показали, что в эксплуатируемых градирнях наблюдается неравномерное распределение объема поступающего холодного воздуха по вертикальному сечению воздуховходных окон. В частности, часто имели место возвратные течения воздуха из верхней части окон наружу. Также обнаружено неравномерное распределение охлаждающего воздуха в радиальном направлении по всей площади оросительного устройства градирен. Эти факторы уменьшают эффективность охлаждения оборотной воды в башенных испарительных градирнях.

Для снижения отрицательного воздействия перечисленных факторов в Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси были предложены, запатентованы и разработаны способы создания вихревых потоков с вертикальной осью вращения в подоросительном пространстве градирни. Предлагаемый к внедрению аэродинамический завихритель представляет собой воздухонаправляющий аппарат, состоящий из вертикальных

щитов, расположенных с определенным шагом по периметру градирни и установленных под определенным углом к входящему воздушному потоку. В градирнях, оборудованных аэродинамическим завихрителем, результирующая скорость воздушного потока помимо вертикальной и горизонтальной составляющих приобретает еще одну компоненту – тангенциальную. Это приводит к увеличению дальности проникновения и равномерности распределения охлаждающего воздушного потока в радиальном направлении. Таким образом увеличивается путь взаимодействия и возрастает время контакта входящего воздушного потока с разбрызгиваемой охлаждаемой водой. Кроме того, в условиях ветровых нагрузок, благодаря завихрителю, практически полностью снижается сквозное продувание подоросительного пространства градирни. Следствием всего этого является дополнительное (по сравнению с градирней без аэродинамического завихрителя) понижение температуры оборотной воды в градирне (на 1 °C и более в зависимости от режима работы турбины, климатических и погодных условий).

Первый экспериментальный образец аэродинамического завихрителя, в котором была предусмотрена возможность изменения угла установки поворотных щитов, внедрен на градирне № 1 одной из крупнейших в Республике Беларусь тепловой электростанции – Минской ТЭЦ-4, имеющей электрическую мощность 1000 МВт. Высота башни градирни составляет 80 м, диаметр основания – 70 м, площадь орошения – 3200 м², максимальная гидравлическая нагрузка – 30 000 т/ч.

Испытания указанной градирни показали, что оптимальный угол установки направляющих щитов, при котором достигался максимальный выигрыш в охлаждающей способности градирни, составляет 75°. При этом дополнительное понижение температуры охлаждаемой воды за счет использования завихрителя для погодных условий г. Минска в мае–августе составляло в среднем 1.3 °C. Расчеты показывают, что за счет повышения охлаждающей способности градирни экономия топлива только на одном энергетическом блоке мощностью 250 МВт может достигать до 1500 т у.т. за сезон (в зависимости от режимов работы турбин в летний и переходный периоды).

Базируясь на результатах этих испытаний и исследований, был разработан конструктивно упрощенный и удешевленный вариант аэродинамического завихрителя с постоянным углом установки в нем направляющих щитов, выполненных из стандартных железобетонных конструкций, пластика, металлопрофиля и других материалов. Подобные устройства были внедрены на остальных трех градирнях Минской ТЭЦ-4. Кроме того, для Гродненской ТЭЦ-2 Республики Беларусь был разработан и внедрен другой вариант установки аэродинамического завихрителя с вертикальными поворотными направляющими щитами, заменяющими собой имеющиеся на градирнях горизонтальные зимние жалюзийные устройства. В теплый период сезона вертикальные поворотные щиты завихрителя устанавливают под оптимальным углом, а в зимний период они закрывают подоросительное пространство градирни.

В настоящее время разработаны проекты модернизации градирен Гомельской ТЭЦ-2, Мозырьской ТЭЦ и Могилевской ТЭЦ-2 с использованием аэродинамического завихрителя, а также оценены возможности применения указанного завихрителя на градирнях строящейся Белорусской АЭС. Аэродинамический завихритель был рекомендован концерном "Белэнерго" и РУП "БелНИПИЭнергопром" к широкому внедрению на башенных испарительных градирнях, используемых в энергетике Республики Беларусь. К настоящему времени аэродинамические завихрители применяются на двенадцати градирнях ТЭЦ Республики Беларусь, в Китайской Народной Республике, а также разработаны проекты завихрителей для некоторых ТЭЦ России и Грузии.

Оборудование градирен аэродинамическим завихрителем может производиться без остановки их работы и больших капитальных затрат. Расчеты и наш опыт внедрения

показывают, что такая модернизация окупается в течение двух-трех сезонов эксплуатации, а далее приносит прибыль.

Также разработана и запатентована градирня, в центральной части оросителя которой выполнено вентиляционное окно. Такое техническое решение совместно с аэродинамическим завихрителем было внедрено при реконструкции градирни № 1 Гродненской ТЭЦ-2 с площадью орошения 900 м². Дальнейшим развитием этого технического решения явилась запатентованная идея оборудования вентиляционного окна специальным устройством, обеспечивающим возможность регулирования расхода проходящего через вентиляционное окно воздушного потока. Это техническое решение внедрено на реконструированной градирне № 2 Гродненской ТЭЦ-2. Регулирующее устройство выполнено в виде плоской горизонтальной пластины, соосно установленной с зазором над вентиляционным окном.

На наш взгляд, хороший потенциал для энергосбережения имеет предложенный в Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси и запатентованный перспективный способ охлаждения циркуляционной воды в башенной градирне, включающий комбинированную подачу охлаждающего воздуха внутрь градирни путем создания естественной и принудительной тяги.

УДК 621.1.016; 621.484; 621.486; 644.11

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В СИСТЕМАХ С ПАРОКОМПРЕССИОННЫМ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

Л. С. Домород, Н. С. Конева

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Вопросы создания и внедрения установок, использующих возобновляемые источники энергии, освещает Закон Республики Беларусь от 27.12.2010 № 204-3 «О возобновляемых источниках энергии». В частности, на законодательном уровне регулируются принципы научно-технического, инновационного, информационного и кадрового обеспечения подготовки демонстрационных проектов. Такие проекты включают в себя экспериментальные исследования демонстрационных установок в течение длительных периодов времени и при существенном изменении условий их эксплуатации. Тепловые насосы рассматриваются сегодня как перспективные теплоутилизирующие технологии в энергетике, на транспорте и в промышленности. Так, например, аэротермические и геотермальные тепловые насосы больше десяти лет участвуют в демонстрационных экспериментах Канады, Японии, Турции, Италии, Германии, что позволяет выявить наиболее успешные технологичные решения, обеспечить их коммерциализацию, изучить перспективные области применения для страны и стимулировать развитие наиболее значимых и приоритетных, а также обеспечить тесную кооперацию производителей, разработчиков и исследователей. Следует отметить, что при реализации одного проекта может быть одновременно установлено порядка нескольких сотен единиц установок, что позволяет получить уникальные экспериментальные данные, касающиеся экономических показателей, технических параметров и критериев эффективности энергосберегающих технологий.

В Республике Беларусь в настоящее время проводятся эффективные энергосберегающие мероприятия, в том числе мероприятия по созданию и внедрению тепловых насосов в системы тепло- и теплохладоснабжения объектов промышленности, сельского хозяйства и коммунально-бытового сектора. В Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова проводятся исследования в области систем терморегулирования, интенсификации теплообмена и исследования процессов тепломассопереноса, разрабатываются эффективные технические устройства и системы, в том числе использующие возобновляемые источники энергии.

Объектом настоящего исследования является демонстрационный парокомпрессионный тепловой насос многофункционального назначения. Предметом исследования является тепло- и массоперенос в системе источник тепла – испаритель – компрессор – конденсатор – потребитель. Целью исследования является достижение максимальной эффективности парокомпрессионных тепловых насосов.

При проведении исследований осуществлен анализ тепло- и массопереноса и расчет теплопередающих элементов системы источник тепла – испаритель – компрессор –конденсатор – потребитель при утилизации низкопотенциальной тепловой энергии различного происхождения, в том числе аеротермального и геотермального [1–3]. Выбор хладагента был основан на ряде его преимуществ перед остальными наиболее часто используемыми хладагентами (R134a, R407C, R410A, R717 и R744) (рис. 1). [4, 5]. Для холодильного контура теплового насоса был выбран фреон R404A (табл. 1).



Рис. 1. Зависимость давления испарения хладагентов от температуры [6]

Таблица 1

Хладагент	Химическая формула, состав, торговая марка	<i>М</i> , кг/моль	<i>t_{кип}</i> , °С	<i>t</i> _{кон} , °С	<i>Р_k</i> , МПа	ODP	GWP
R404A	R125/R134a/R143 (44/52/4), HP62, FX70	97.6	-46.5	72.1	3.73	0	3750
R744	CO ₂	44.01	-78.4	31.1	7.38	0	1

Основные параметры холодильных агентов

Для проведения численных экспериментов выбрано исследование хладагентов R134a и R404A. Проведены расчеты термодинамических циклов теплового насоса в режиме обогрева и охлаждения. Результаты исследований были использованы при разработке модели (рис. 2) и создании экспериментального демонстрационного парокомпрессионного теплового насоса. Приведены результаты экспериментальных исследований системы теплоснабжения на основе теплового насоса. Получены результаты измерений температур в основном контуре теплового насоса (рис. 3).



Рис. 2. Управление измерительным комплексом в составе демонстационного теплового насоса



Рис. 3. Характерные температурные профили, полученные при исследовании теплопередающих устройств

Тепло- и холодопроизводительность системы рассчитывается по уточненным методикам. Как показывают результаты исследований особенностей теплообмена при работе системы источник тепла – испаритель – компрессор – конденсатор – потребитель, производительность системы существенно колеблется и принимает значения от 7,7 до 20,5 кВт, при этом действительный коэффициент преобразования тепла (СОР) может снижаться до значения 2.5. Демонстрационный парокомпрессионный тепловой насос (ДПТН-1) при работе испарителя в режиме испарения R404a от 2 до 6 °C, а конденсатора в режиме конденсации R404a от 30 до 36 °C характеризуется теплопроизводительностью от 12,5 до 15 кВт при потреблении электри-ческой энергии от 2,5 до 2,9 кВт.

Обозначения

M – молярная масса вещества, кг/моль; $t_{\kappa un}$ – температура кипения, °C; $t_{\kappa on}$ – температура конденсации °C; P_k – давление, МПа; GWP – коэффициент глобального потепления; ODP – коэффициент разрушения озонового слоя.

Литература

1. Дубовик О. В., Конев С. В., Конева Н. С. Геотермальные тепловые насосы. Характеристика и расчет грунтового теплообменника // Тепло- и массоперенос–2012: Сб. науч. тр. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2013. С. 30–34.

2. Дубовик О. В., Конев С. В., Конева Н. С. Методика расчета теплового насоса и основных его элементов // Тепло- и массоперенос–2012: Сб. науч. тр. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2013. С. 35–38.

3. Koneva N., Kisel A. Search of modern ground heat exchangers for Belarusian renewable energy transformation systems // Наука и технология как основы модернизации для будущего устойчивого развития: Материалы науч. конф. 18–21 сентября 2014 г. Минск, 2014. С. 50–51.

4. Бабакин Б. С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем. Рязань: Узорочье, 2003. – 470 с.

5. Бабакин Б. С., Стефанчук В. И., Ковтунов Е. Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. М.: Колос, 2000. – 60 с.

6. Проклима Инернешнл: Природные хладагенты. Безопасные для озона и климата альтернативы ГХФУ / Под ред. доктора В. Хассе. Франкфурт: Друкерай Хассмиллер, 2008. – 404 с.

УДК 519.8:628.164.081.312.32

РАЗРАБОТКА ПОДХОДОВ К МОДЕЛИРОВАНИЮ СОРБЦИОННОГО МЕТОДА ВОДОПОДГОТОВКИ И ВОДООЧИСТКИ НА ОБЪЕКТАХ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

Е.С.Дремичева

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

В связи с увеличением объемов и темпов роста промышленного производства возрастает степень техногенного воздействия на водные объекты как за счет забора воды и планового сброса сточных вод, так и за счет аварийных ситуаций на промышленных предприятиях и водных объектах. Особую остроту вопросы сохранения, охраны и использования водных ресурсов приобретают в таких крупных промышленных регионах, как Республика Татарстан. Несмотря на внедрение ресурсосберегающих мероприятий и усиление контроля качества очистки сточных вод, по данным Министерства экологии и природных ресурсов Республики Татарстан, происходит неуклонное загрязнение поверхностных и подземных вод. Выявлено существенное загрязнение их такими примесями, как нитраты, аммонийный азот, фенолы, нефтепродукты, СПАВ, медь, хром, марганец и др. Таким образом, изменение состава природных вод и увеличение содержания в них техногенных примесей уже нельзя игнорировать [1].

Анализ сложившейся ситуации позволяет вычленить единую неразрывную цепочку взаимосвязанных проблем: водоподготовка – использование воды для производственных и бытовых целей – очистка сточных вод – воздействие сбрасываемых сточных вод на природные водоёмы – забор природных вод и их водоподготовка. Следовательно, решение вопросов ресурсосбережения и снижения техногенного воздействия промышленных объектов на окружающую среду необходимо рассматривать в едином контексте.

Для предприятий теплоэнергетического комплекса, относящихся к крупным потребителям водных ресурсов, качество исходной природной воды чрезвычайно важно, так как от него зависит надежность и экономичность эксплуатации дорогостоящего теплотехнического оборудования. Основными задачами водоподготовки и рационального водного режима являются предотвращение образования отложений на внутренних поверхностях оборудования и защита конструкционных материалов оборудования от коррозии. По результатам мониторинга выявлено, что примесями, присутствующими в природных источниках водозабора электростанций и оказывающими наиболее существенное влияние на работу оборудования, являются нефтепродукты и ионы тяжелых металлов (Fe^{3+} , Cr^{6+} , Cu^{2+} и Al^{3+}). Нефтепродукты, присутствующие в воде как в растворенном, так и в нерастворенном виде, ухудшают работу механических фильтров в связи с образованием на внешней поверхности частиц масляной пленки. Это повышает нагрузку на фильтры, уменьшает время их полезной работы и создаёт дополнительные трудности при регенерации фильтрующего материала, так как удаление нефтепродуктов требует пропарки фильтров или промывки их горячей водой. Тяжелые металлы, ставшие рядовыми примесями природных водоёмов РТ, затрудняют работу ионообменных фильтров, предназначенных для удаления из воды катионов и анионов природного происхождения.

Одним из перспективных способов очистки как природных, так и сточных вод является метод сорбции. Этот метод характеризуется высокой степенью очистки, эксплуатационной надежностью, относительной простотой аппаратурного оформления и применяется, как правило, на завершающих стадиях очистки, обеспечивая глубокое, вплоть до следовых количеств, удаление примесей.

Свидетельством практической востребованности этого метода является стремительное развитие рынка промышленных сорбентов. За последнее время ассортимент продаваемых сорбентов вырос с 25 до порядка 200 наименований. Такой широкий спектр разнообразных по природе и качеству сорбентов свидетельствует, с одной стороны, о сложности адаптированного подбора сорбента, а с другой – позволяет производить индивидуальный его выбор в зависимости от природы удаляемых примесей, источника очищаемых вод, местных природных условий и возможностей предприятия в плане регенерации или утилизации отработанного сорбента [2].

Одной из важнейших эксплуатационных характеристик сорбентов является их селективность, поэтому одновременная очистка воды от нескольких различных по своей природе примесей одним и тем же сорбентом невозможна. Перспективным направлением исследований в этой научной области может быть создание сорбционных композиций определённого состава, позволяющих комплексно удалять из воды техногенные примеси. Подбор состава данных сорбентов производится на основании физического и математического моделирования процесса сорбции.

Очистка воды при помощи сорбционных композиций совмещает такие процессы как ионообменная сорбция, так и собственно адсорбция нефтепродуктов.

Оба процесса являются сложными и многостадийными. Поэтому их математическое описание будем производить с условием отсутствия взаимного влияния этих процессов.

Кинетика ионного обмена с учетом многостадийности и гетерогенности процесса должна в общем, идеализированном, случае соответствовать уравнению

$$\frac{\partial C_i}{\partial \tau} = \operatorname{div} \left[D_i \left(1 + \frac{d \ln \gamma_i}{d \ln C_i} \right) \left(\operatorname{grad} C_i + \frac{Z_i C_i F}{RT} \operatorname{grad} \varphi \right) \right],$$

 $\operatorname{div}(\operatorname{grad} \varphi) = -4\pi \rho_{\Im \Pi} / \varepsilon_{\Im \Pi}$,

где C_i – текущая концентрация *i*-го компонента в данной фазе в шкале молярностей, τ – время, D_i – коэффициент диффузии *i*-го компонента в данной фазе, γ_i – коэффициент активности иона *i*-го компонента, Z_i – заряд обменивающегося иона *i*-го компонента, F – постоянная Фарадея, φ – электростатический потенциал, $\rho_{3\pi}$ – плотность электрических зарядов, $\varepsilon_{3\pi}$ – диэлектрическая постоянная среды [3].

В этом случае процесс адсорбции описывается системой трех уравнений: балансом адсорбированного вещества между твердой и жидкой фазами, кинетикой процесса переноса примеси из потока жидкости внутрь зерен адсорбента и изотермой адсорбции:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} + w \frac{\partial C}{\partial x} + \frac{\partial y}{\partial \tau} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} - D^* \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} = 0,$$
$$\frac{\partial y}{\partial \tau} = \beta_0 \Big[C - C_{\text{равн}} \Big], \qquad y_{\text{равн}} = f(C).$$

Здесь C – концентрация примеси в сточной воде; $C_{\text{равн}}$ – концентрация примеси в жидкости, равновесная концентрации адсорбированной примеси в данном месте слоя адсорбента; D^* – коэффициент продольной диффузии; w – линейная скорость; ε – доля свободного объема; y – количество примеси, поглощаемое единицей объема адсорбента; β_0 – общий коэффициент массопередачи адсорбируемой примеси [4].

Для численного решения разработанной модели и нахождения неизвестных характеристик был проведен многофакторный эксперимент. Кинетика процессов исследовалась с помощью весового метода и метода ИК-спектрометрии. Полученные данные были использованы для построения изотермы адсорбции, расчета коэффициента массопередачи для каждого момента времени и определения оптимальных параметров и условия промышленных установок водоочистки от техногенных примесей на промышленных предприятиях, в том числе объектах энергетики.

Проведенные исследования [5, 6] показали, что одновременное удаление из воды техногенных примесей (нефтепродуктов и ионов тяжелых металлов) может быть успешно реализовано на стадии предварительной очистки на механических фильтрах, загруженных сорбционными композициями на основе природных материалов и отходов производств.

Предлагаемая система глубокой очистки воды является технологией двойного назначения, предназначенная для подготовки природных вод и глубокой очистки сточных вод тепловых станций с перспективой увеличения доли оборотных и замкнутых систем, что способствует повышению в этой области эффективности водопользования и соответственно ресурсо- и энергосбережению. Её реализация позволит уменьшить техногенную нагрузку промышленных предприятий, в том числе объектов ТЭК Республики Татарстан, на окружающую среду и повысить эффективность использования природных вод.

Литература

1. Дремичева Е. С., Лаптедульче Н. К. Влияние состава природных вод на коррозию тепломеханического оборудования // Вода: химия, экология, 2013. № 1. С. 134–137.

2. Климов Е. С., Бузаева М. В. Природные сорбенты и комплексоны в очистке сточных вод. Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 201 с.

3. Архангельский Л. К., Белинская Ф. А., Волжинский А. И. и др. Иониты в химической технологии / Под ред. Б. П. Никольского, П. Г. Романкова. Л.: Химия, 1982. – 416 с.

4. Сергеева Е. С., Лаптедульче Н. К. Разработка подходов к моделированию процессов очистки нефтесодержащих вод в динамических условиях природными сорбентами // Энергосбережение и водоподготовка, 2009. № 4. С. 9–11.

5. Дремичева Е. С., Лаптедульче Н. К. Торф как сорбент для очистки промышленных сточных вод // Вода: химия и экология. 2015. № 8. С. 57–61.

6. Дремичева Е. С., Лаптедульче Н. К. Перспективы применения торфа для очистки промышленных сточных вод // Водоочистка. 2015. № 1. С. 20–25.

УДК 661.68:678.5.02:678.046/047

РАЗРАБОТКА НАПОЛНЕННЫХ МЕЛКОДИСПЕРСНЫМ КАРБИДОМ КРЕМНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ С ПОВЫШЕННОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ

В. И. Дубкова, В. А. Бородуля, Л. М. Виноградов, С. М. Данилова-Третьяк, С. А. Танаева, Л. Е. Евсеева, О. И. Маевская

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

В последние годы полимерные композитные материалы благодаря уникальному сочетанию свойств и возможности формирования различных форм изделия находят применение в энергетическом оборудовании взамен традиционных видов материалов – металлов и керамики. Режимы эксплуатации изделий из полимерных композиционных материалов, работающих в экстремальных условиях, во многом определяются их теплофизическими свойствами. Например, наиболее часто используемые в энергетике электроизоляционные полимерные композиционные материалы имеют малую теплопроводность, что ограничивает области их применения, особенно при герметизации изделий и радиоэлектронной аппаратуры. Теплофизические свойства материалов оказывают прямое влияние на триботехнические свойства пар трения и играют важную роль в механике трения и изнашивания, во многом обуславливая термодинамические свойства и энергетическое состояние трибосистемы. При этом наибольшему износу подвержены детали узлов трения машин из полимерных деталей. Низкая теплопроводность может привести к сильным локальным перегревам в материале и к разрушению образцов. Среди важнейших конструкционных материалов полимеры имеют наихудшую теплопроводность, что способствует опасному накоплению теплоты и развитию процессов изнашивания в полимерных изделиях, подвергающихся действию механической нагрузки. Поэтому теплопроводность полимерной детали имеет особое значение, так как определяет процесс отвода теплоты из зоны трения и диссипацию энергии. Увеличение теплопроводности полимеров достигается, как правило, путем введения в композицию наполнителей с высоким коэффициентом теплопроводности: графита, углеродных тканей, оксидов, нитридов, карбидов. В этой связи научный и практический интерес представляет мелкодисперсный карбид кремния, полученный по новой технологии с использованием реактора электротермического кипящего слоя (ЭТКС) [1].

Цель работы – создание перспективных полимерных композиционных материалов с повышенной теплопроводностью при использовании в качестве функционального наполнителя мелкодисперсного карбида кремния, получаемого в ЭТКС.

Известно, что карбиду кремния присущи такие свойства, как низкий коэффициент теплового расширения, высокая прочность, жесткость и теплопроводность, поэтому при разработке новых полимерных композитов конструкционного назначения, включающих мелкодисперсный карбид кремния, использовали наиболее востребованные для этих целей термопластичные полимеры: алифатический полиамид на основе гексаметилендиамина и адипиновой кислоты (ПА-66), полиэтилентерефталат (ПЭТФ), полиметилметакриат (ПММА), сверхвысокомолекулярный полиэтилен (прозводство Германии, концерн Хёхст, Хостален GUP 4120). Образцы композиционных материалов получали по порошковой технологии: предварительно приготовленные сухие смесевые составы с различным соотношением ингредиентов подвергали компрессионному прессованию в выбранных температурновременных условиях. Для сравнения и корректной оценки данных в тех же условиях подготовки и таблетирования изготавливали образцы полимеров ненаполненных. Для
изучения структуры и свойств наполненных карбидом кремния композитов использовали стандартные методы оценки физико-механических и триботехнических свойств. Исследование коэффициента теплопроводности монолитизированных композитов проводилось на приборе ИТ- λ -400, позволяющем определить коэффициент теплопроводности в диапазоне температур –150...+150 °C с погрешностью 5–7%. В основу работы прибора положен метод монотонного режима [2].

На рис. 1–4 приведены температурные зависимости коэффициента теплопроводности исследуемых полимеров ненаполненных и содержащих мелкодисперсный карбид кремния. В табл. 1 и 2 представлены результаты триботехнических испытаний композитов, проводимых в режиме трения без смазки на автоматизированном трибометре АТВП. Номинальное контактное давление при испытании составляло 3 МПа.



Рис. 1. Температурные зависимости коэффициента теплопроводности прессованного СВМПЭ ненаполненного (1кк) и содержащего 5 (3кк), 10 (2кк) 15 (4кк); 30 (16кк); 40 (17кк); 50 (15 кк) и 60 (14кк) мас. % карбида кремния

λ, Вт/(м·К)



Рис. 3. Температурные зависимости коэффициента теплопроводности ПММА ненаполненного (41 КК) и содержащего 50 мас.% SiC (31 КК)



Рис. 2. Температурные зависимости удельной теплоемкости полиамида 66 ненаполненного (18кк) и содержащего 5 (22кк), 15 (43кк), 30 (44кк), 40 (45кк) и 50 (46 кк) мас. % карбида кремния



Рис. 4. Температурные зависимости коэффициента теплопроводности ПЭТФ ненаполненного (36 КК) и содержащего 50 мас.% SiC (33 КК)

Анализ полученных данных показывает, что введение в термопластичную полимерную матрицу мелкодисперсного карбида кремния, полученного в электротермическом кипящем слое, приводит к повышению коэффициента теплопроводности полимеров в широком диапазоне температур (для ПА-66, СВМПЭ, ПММА, ПЭТФ в 1,4; 2,0; 2,6; 3 раза соответственно). При этом разработанные составы термопластичных композиций обладают повышенной износостойкостью, пониженным коэффициентом трения при работе в условиях сухого трения, а также повышенными физико-механическими показателями.

Таблица 1

Интенсивность изнашивания термопластичных композиций, наполненных мелкодисперсным карбидом кремния

Содержание SiC, мас.%	Интенсивность изнашивания композиций на основе карбида				
	тота		СРМПЭ		
	ΠΟΙΦ	11A-00	CDIVILIO		
0,0	10,8	0,9	0,24		
1,0	3,7	0,7	—		
5,0	2,9	2,9	—		
10,0	6,4	_	0,22		
20,0	_	_	0,14		

Таблица 2

Интенсивность изнашивания и коэффициент трения полиметилметакрилата, наполненного мелкодисперсным карбидом кремния

Содержание SiC, мас. %	Интенсивность изнашивания, мкг/м	Коэффициент трения	
0,0	7,4	0,8	
60,0	2,6	0,3-0,4	

Сочетание высокой теплопроводности, антифрикционных свойств и улучшенных физико-технических характеристик расширяет возможности использования новых полимерных композиционных материалов, содержащих мелкодисперсный карбид кремния в технике, промышленности, например, для создания деталей и элементов конструкций в механизмах, подверженных высокой степени истирания. Обладая теплопроводящими (теплорассеивающими) свойствами и учитывая потребность в такого рода материалах в энергетике, электротехнике и электронике, разработанные полимерные композиты могут быть также эффективно использованы в этих областях промышленности в виде полимерных прокладок и пленок.

Обозначения

 λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); t – температура, °C; СВМПЭ – сверх-высокомолекулярный полиэтилен.

Литература

1. Бородуля В. А., Виноградов Л. М., Гребеньков А. Ж., Михайлов А. А. Разработка и исследование метода получения мелкодисперсного карбида кремния в электротермическом кипящем слое // Энерго- и материалосберегающие экологически чистые технологии: Материалы Х междунар. науч.-техн. конф. Минск, 2014. С. 122–130.

2. Платунов Е. С. Теплофизические измерения в монотонном режиме. М.: Энергия. 1973.

УДК 621.1:536.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРОМЕЖУТОЧНЫХ СЕПАРАТОРОРАХ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ ТУРБИН АЭС В ЦЕЛЯХ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ И НАДЁЖНОСТИ

М. Ю. Егоров¹, Е. Д. Федорович¹, В. К. Арефьев², М. А. Готовский³, М. Е. Лебедев³, А. В. Судаков³

¹ФГАОУ ВПО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург, Россия ²АО «АТОМПРОЕКТ», г. Санкт-Петербург, Россия ³ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова», г. Санкт-Петербург, Россия

Необходимость моделирования процессов течения влажного пара низкого давления во входных камерах СПП и интенсификации теплоотдачи в перегревательной части этих аппаратов (пример конструктивного исполнения – СПП-500-1 для блоков с реакторами РБМК-1000 показан на рис. 1) возникла в связи с обнаружившимися при эксплуатации СПП недостатками в организации этих процессов [1–4]. При недостаточном удалении влаги из пара в сепарационной части СПП падает его перегрев, так как на испарение влаги, поступающей в перегревательную часть аппарата, затрачивается часть теплоты конденсации греющего пара высокого давления (в качестве греющего используется пар из отбора турбины в I ступени перегрева и острый пар во II ступени перегрева). Кроме того, если капли, температура которых находится на уровне температуры насыщения при давлении перегреваемого пара (~130–150 °C) попадают вместе с паром на более горячие поверхности элементов обвязки перегревателя, имеющие температуру близкую к температуре насыщения греющего пара (в I ступени перегрева ~200 °C, во II ступени ~250 °C), то возможно термоциклирование этих элементов с развивающимся во времени трещинообразованием.

Аналогичные неприятности могут возникнуть при недостаточно эффективном удалении отсепарированной влаги (сепарата) из аппарата и при её скоплении в застойных местах, внутренних полостях, на плохо дренирующих поверхностях и т. п. с последующим захватом и разбрызгиванием под действием потока пара. Отсюда вытекает необходимость тщательной отработки гидродинамики трактов сепаратора, поэтому нами были использованы расчётные (математическое моделирование) и экспериментальные средства (опыты на моделях).

Совершенствование сепарационной части СПП на основе расчётов, физического моделирования и использования жалюзи «Powervane». Анализ процесса сепарации привёл к выводу, что основными факторами, определяющими его низкую эффективность, являются возврат влаги, осевшей на внутренних поверхностях входной камеры, на вход сепарационных устройств и устаревшая конструкция жалюзи. Для устранения первой причины было решено изменить конструкцию сепарационной части [1, 4]. Был организован опускной канал вдоль внутренней стенки корпуса и перфорация специального вида на дне входной камеры, в результате чего осевшая на стенках влага отводилась в сепаратосборник (рис. 2, a). Также была изменена ориентация сепарационных пакетов, входы в которые расположились на внутренней поверхности опускного канала, и в них были установлены жалюзи «Powervane» (рис. 2, δ). Эта конструкция была исследована на прозрачной модели, установленной на стенде компании «Балке-Дюрр» (Германия).



Рис. 1. Сепаратор-пароперегреватель СПП-500-1: 2 и 3 – модули II и I ступени перегрева, 6 – сепарационные блоки, 7 – раздающая камера; А – вход влажного пара, Б – отвод сепарата, В – выход перегретого пара, Г и Д – подвод греющего пара к модулям II и I ступени, Е – отвод конденсата греющего пара из модулей II ступени

Рис. 2. Общий вид модернизированной сепарационной части СПП-500-1 (а) И вил сепарационных пакетов «Powervane» (б): 1 – входная камера, 2 – дырчатый лист, 3 – перфорированное днище, 4 – отверстия для отвода сепарата от перфорированного листа, 5 – отвод влаги от стенок входной камеры, 6 – отверстия отвода сепарата во внешний кольцевой коллектор, 7 – сепарационные блоки, 9 - отверстия для отвода сепарата от сепарационных пакетов во внутренний кольцевой коллектор, 10 – вход влажного пара, 11 – выход перегретого пара, 12 – отвод сепарата в сепараторосборник, 13 - подвод греющего пара II ступени, 14, 15 – модули I, II ступени

Эксперименты НПО ЦКТИ совместно с «Балке-Дюрр» на прозрачной модели и их результаты. Эксперименты проводились на воздухо-водяном потоке. На входе в модель устанавливались форсунки для распыления воды, вводившейся перед входом в воздушный поток. На рис. 3, а показан внешний вид прозрачной модели модернизированного аппарата СПП-500-1. На рис. 3, б показана схема движения потоков жидкости и воздуха и четыре группы измерявшихся объемным методом расходов воды.

На рис. 3, *а* видны трубки слива воды в мерные ёмкости. На первой стадии опытов проводилась оптимизация степени перфорации дросселирующих листов на входе в группы сепарационных пакетов без подачи на вход воды. Это делалось для достижения равномерности загрузки сепарационных пакетов по периметру аппарата. Затем были проведены измерения долей расходов жидкости по четырем группам слива, показавшие следующие результаты: 1 – крупнодисперсная влага с перекрытия 27,9%, 2 – влага из

опускного канала 42,2%, 3 – отсепарированная на пакетах влага 4,2%, 4 – собранная на выходе за пакетами влага 25,5%. Таким образом, в сепарационные пакеты попадало лишь ~4% влаги. Такая ситуация очень важна, так как из-за инерционных эффектов имеет место повышенная концентрация влаги в зоне, противоположной входу. Эти данные были ранее получены и в экспериментах ЗИО также на воздуховодяной модели. Но влияние этого явления в немодернизированной конструкции невозможно было нейтрализовать.





Рис. 3. Внешний вид (*a*); схема циркуляции (δ) в опытной модели на стенде фирмы «Балке-Дюрр», слив влаги: 1 – со дна входной камеры, 2 – из опускного канала вдоль корпуса, 3 – из имитаторов сепарационных пакетов, 4 – условно «отсепарированной» в имитаторах сепарационных пакетов; сечение СПП с сепарационными блоками типов A, B, C, D, E, F (ϵ)

Расчёты аэродинамики входной камеры аппарата СПП-500-1, проведённые при его модернизации (выполнены Д. М. Денисихиной с использованием пакета STAR-CD). На рис. 4 приведены поля скорости пара внутри корпуса СПП вплоть до входа в сепарационные пакеты. Из рисунка видно, что за трубой вывода перегретого пара образуется зона низких скоростей пара, которую пронизывает поток капель, ускорившийся при обтекании этой трубы. Расчетные оценки показывают, что преобладание инерционных эффектов имеет место при диаметре капель ~1 мм. Результаты, полученные в описанных выше опытах, хорошо соответствуют этой схеме, что подтверждает такую оценку для диаметра капель.



Рис. 4. Численное моделирование течения пара в корпусе модернизированного аппарата СПП-500-1

Вторая существенная компонента потока влаги – это поток со дна входной камеры. Для организации её слива использовалась концепция сферических вихревых ячеек [5]. Итак, можно констатировать, что основными факторами, обеспечившими успех модернизации СПП-500-1, были как замена отечественных жалюзийных сепарационных пакетов на жалюзийные пакеты «Powervane», так и изменение схемы движения пара во входной камере и расположения сепарационных пакетов [1, 4]. Изменение конструкции сепарационной части обеспечило кардинальное улучшение условий работы жалюзийных пакетов.

Возможности интенсификации теплообмена со стороны нагреваемого пара в СПП. Для расчёта теплоотдачи перспективного для новых проектов поперечно обтекаемого перегревательного пучка змеевиковых труб (типа, впервые применённого в аппарате СПП-500) нами [4] использована модель концентрических трубных колец с сохранением относительного поперечного σ_1 и продольного σ_2 шага. Расчёт теплоотдачи пучка проводился методом осреднения значений для отдельных колец с учётом вклада каждого кольца в общую поверхность теплопередачи. Для условий теплообмена в перегревателе из спиральных змеевиков (Re ~ 5·10⁴, Pr ~ 1; σ_1 = 1,14, σ_2 = 1,11) проведён отбор расчётных зависимостей, исходя из лучшего соответствия условий экспериментов, результаты которых обобщены этими зависимостями, проектным параметрам исследуемых перегревателей.

Змеевиковый пучок характеризуется периодически меняющейся компоновкой – от коридорной к шахматной, поэтому он рассмотрен отдельно в двух приближениях. Для коридорного приближения выбрана зависимость Nu = 0,308Re^{0,63}Pr^{0,36}, полученная группой А. А. Жукаускаса при обобщении данных для пучков $\sigma_1 = 1,2-1,4$, $\sigma_2 = 1,09-1,12$, наиболее приближенных по геометрии к анализируемому пучку СПП-500. В НПО ЦКТИ (работы выполнены М. Я. Беленьким, М. А. Готовским, Б. С. Фокиным, А. М. Мариничем) обобщены собственные опытные данные для правильных ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$) шахматных пучков с $\sigma = 1,05$; $\sigma = 1,1$ и данные других авторов для шахматных пучков с $\sigma = 1,027-1,19$ зависимостью для средней теплоотдачи шахматных пучков Nu_f=0,36{1+0,25exp[-100(σ -1,18)²]Re^{0,6}_fPr^{0,36}_f} ($\sigma > 1,05$). Показано, что отличия в теплоотдаче пучка при его рассмотрении в двух приближениях не более 1%, резерв (по сравнению с проектным) поверхности нагрева составляет ~30%.

Наиболее перспективным направлением интенсификации теплообмена является применение поперечно обтекаемых пучков низкоребристых труб. Это направление реализовано в новых проектах СПП [3]. Но модернизация уже эксплуатируемых СПП может быть проведена лишь с помощью труб с искусственной шероховатостью. Проведенное в НПО ЦКТИ исследование теплоотдачи на внутренней поверхности олунённой трубы (с системой выпуклостей) показало рост теплоотдачи на 40% при росте коэффициента сопротивления не более, чем на 20%. При этом наружный диаметр трубы не растет, что позволяет оставить прежние корпуса перегревательных модулей с гладкими трубами.

В оценочных теплогидравлических расчетах СПП-500-1 с перегревателем из модулей с олунёнными трубами принимался рост теплоотдачи к нагреваемому пару на внутренней поверхности трубы в 1,4 раза, а сопротивления трения – в 1,2 раза [6]. Температура перегреваемого пара за I ступенью перегревателя составила 197,8 °C (здесь в скобках значения для СПП-500-1 с гладкотрубными модулями, сталь 08X14MФ, 190,3 °C), за II ступенью – 270,4 °C (262,1 °C), гидравлическое сопротивление СПП – 27860 Па (24960 Па).

Выводы

1. Проведённые авторами расчётные исследования, а также физическое моделирование процессов течения во входной камере пара низкого давления сепаратора-перегревателя СПП-500-1 позволили предложить ряд конструктивных усовершенствований сепарационной части (изменение конфигураций ограждающих поверхностей потока пара в камере, организация дренажа сепарата с пола камеры через отверстия в его «лунках»). Эти усовершенствования привели к снижению влажности пара за сепаратором в СПП 4-го блока Ленинградской и 1-го блока Смоленской АЭС от уровня ~1,5–2,0% до ~0,2–0,85%.

2. При создании СПП новых поколений целесообразно применение средств интенсификации теплоотдачи к пару низкого давления в их пароперегревательной части и, в частности, переход от продольно обтекаемых пучков труб к поперечно обтекаемым, а также использование низкоребристых труб и поверхностей теплообмена с искусственными шероховатостями типа «лунок», впадин иных форм и выступов.

Литература

1. Легкоступова В. В., Судаков А. В. Модернизация сепараторов-пароперегревателей СПП-500-1 турбоустановок Ленинградской АЭС // Теплоэнергетика. 2015. № 3. С. 16–21.

2. Судаков А. В., Легкоступова В. В. Сепараторы-пароперегреватели зарубежных фирм. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. 103 с.

3. Денисов К. Н. Расчетно-экспериментальное обоснование параметров и конструкции СПП для перспективных блоков АЭС с ВВЭР: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 2013. – 23 с.

4. Егоров М. Ю. Разработка рекомендаций по повышению эффективности теплогидравлических процессов в сепараторах-пароперегревателях турбин АЭС на основе изучения опыта эксплуатации: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 2015. – 18 с.

5. Управление обтеканием тел с вихревыми ячейками в приложении к летательным аппаратам интегральной компоновки (численное и физическое моделирование) / Под ред. А. В. Ермишина, С. А. Исаева. М.: МГУ, 2003. – 360 с.

6. Беленький М. Я., Готовский М. А., Фокин Б. С. Теплоотдача и сопротивление при течении в круглой трубе с интенсификацией регулярной системой сферических лунок и сферических выступов // Труды ЦКТИ. 2004. Вып. 293. С. 36–48.

УДК 533.6.011.6

МОДЕЛИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ТУРБОМАШИН

А. Н. Золотов, В. Н. Ковальногов, М. И. Корнилова, Р. В. Федоров

Ульяновский государственный технический университет, г. Ульяновск, Россия

Повышение начальной температуры и давления рабочего тела один из наиболее простых и эффективных путей улучшения топливной экономичности и снижения металлоемкости турбин. Традиционная технология производства лопаток турбин является весьма дорогостоящей и занимает много времени на подготовку производства. Поэтому их создание требует использования математических моделей, которые выступают инструментом для анализа, совершенствования и поиска наиболее перспективных решений способов охлаждения и увеличения точности прогнозирования на стадии проектирования их эффективности [1]. Для создания эффективных способов тепловой защиты необходимо знать распределение нестационарных температурных полей по поверхности и в теле лопатки [2].

В данной работе предложена математическая модель и методика численного исследования теплового состояния лопаток турбомашин, обтекаемых дисперсным потоком с учетом феномена газодинамической температурной стратификации [3].

С целью повышения точности расчетного прогнозирования теплового состояния лопаток за счет получения достоверных данных, а также повышения эффективности систем охлаждения для увеличения ресурса лопаток в настоящее время разрабатывается программно-информационный комплекс, встроенный в среду SolidWorks, который будет учитывать результаты исследований газодинамических процессов в высокоскоростных дисперсных потоках, в том числе феномен газодинамической температурной стратификации, выполняемых на кафедре «Теплоэнергетика» УлГТУ [3].

Численный расчет пространственного температурного поля лопатки осуществляется в нестационарной нелинейной постановке. Система уравнений, описывающих процесс теплоотдачи на поверхности лопатки в каждом ее сечении по высоте, включает дифференциальные уравнения теплоотдачи, энергии, движения, неразрывности и уравнение состояния. Эти уравнения, а также начальные и граничные условия приведены, например, в работе [4].

Численное интегрирование системы дифференциальных уравнений пограничного слоя при расчете граничных условий теплообмена производится с использованием апробированной [4] неявной шеститочечной разностной схемы 2-го порядка аппроксимации по пространственным переменным и 1-го порядка по времени. В основу расчета турбулентного и переходного пограничных слоев положена оригинальная алгебраическая модель турбулентности [4]. При определении коэффициентов теплоотдачи поверхность лопаток делится на ряд характерных участков, для каждого из которых записывается свое уравнение подобия вида $\overline{Nu} = c \operatorname{Re}^n$ [4].

Адекватность модели турбулентного дисперсного пограничного слоя проверялась путем сопоставления расчетов коэффициентов теплоотдачи дисперсного потока в соплах с опытными данными. Результаты сопоставления, приведенные в работе [3, 5], свидетельствуют о том, что предлагаемая методика в целом адекватно отражает особенности обменных процессов в дисперсном пограничном слое.

На стадии автоматизированного проектирования с помощью программно-информационного комплекса и среды SolidWorks создается твердотельная модель исследуемой лопатки. Далее для определения граничных условий теплообмена на поверхности и элементах схемы охлаждения строится расчетная сетка с различным числом расчетных элементов, в зависимости от требуемой точности. Установлено, что удовлетворительная точность расчета достигается при количестве расчетных элементов равном и более 80 000 [6, 7].

На рис. 1 показан пример тепловой картины лопатки. На рис. 2 представлено распределение температуры поверхности лопатки вдоль корыта при использовании различных способов охлаждения.



Рис. 1. Пример тепловой картины лопатки турбомашины с конвективным охлаждением, полученной с помощью программно-информационного комплекса с указанием максимальной и минимальной температур лопатки для различного времени прогрева: *a* – 3 с; *б* – 30



Рис. 2. Распределение температуры поверхности лопатки вдоль корыта при различных способах охлаждения: 1 – конвективное (без щелей); 2 – с созданием завесы (10 щелей)

Из рис. 1, 2 видно, что наиболее теплонагруженными являются входная и выходная кромки. При этом температура спинки и корыта ниже более чем на 100 К. Неравномерность прогрева лопатки, являющаяся существенным недостатком конвективно-заградительного охлаждения, существенно снижает срок ее эксплуатации [8].

С помощью программно-информационного комплекса проводилось исследование эффективности техники охлаждения с использованием газодинамической температурной стратификации дисперсных потоков. Было рассмотрено три вида использования техники охлаждения лопатки турбомашины с использованием данного феномена. Температура охлаждающего воздуха принималась равной 400 К, температура потока газа 1500 К, скорость охлаждающего воздуха 100 м/с, скорость потока газа 110 м/с, давление охлаждающего воздуха 100 кПа, давление потока газа 600 кПа.

На рис. 3 представлено распределение эффективности охлаждения лопатки вдоль корыта и спинки при использовании различных способов охлаждения соответственно.

При применении техники охлаждения лопатки с использованием феномена газодинамической температурной стратификации происходит существенное уменьшение температуры спинки и корыта. При этом эффективность охлаждения лопатки с конвективным охлаждением (рис. 3, график 1) и первым способом применения феномена газодинамической температурной стратификации (рис. 3, график 2) ниже более чем на 0,07. Применение данного способа охлаждения позволяет повысить эффективность тепловой защиты лопаток турбин в 1,4 раза. Применение второго способа охлаждения лопатки турбомашины с использованием феномена газодинамической температурной стратификации (рис. 3, график 3), позволяет сгладить колебания температуры между корытом и спинкой. Это обусловлено тем, что более холодный поток направляется на более нагретую поверхность (спинка лопатки). При применении третьего способа техники охлаждения лопатки с использованием феномена газодинамической температурной стратификации (рис. 3, график 3), позволяет сгладить колебания температуры между корытом и спинкой. Это обусловлено тем, что более холодный поток направляется на более нагретую поверхность (спинка лопатки). При применении третьего способа техники охлаждения лопатки с использованием феномена газодинамической температурной стратификации (рис. 3, график 4–10) происходит существенное увеличение эффективности охлаждения, но ввиду рециркуляции части потока вне рабочих органов турбомашины наблюдается снижение КПД.

Анализ рис. 3 позволяет сделать вывод, что техника охлаждения с учетом эффекта газодинамической температурной стратификации позволяет эффективно охлаждать лопатки, поскольку эффективность охлаждения поверхности лопатки более равномерная, что приводит к избеганию перегретых зон, кроме того, сокращается расход охлаждающего воздуха, снижается температура поверхности лопатки в целом. С учетом полученных результатов представляется перспективным дальнейшая доработка программно-информационного комплекса, позволяющая проводить расчет теплового состояния лопаток турбомашин с повышенной точностью с учетом газодинамической температурной стратификации потока, что позволит разрабатывать новые способы охлаждения лопаточных аппаратов на основе данного феномена.



Рис. 3. Эффективность охлаждения лопатки при различных способах охлаждения: a – вдоль корыта лопатки; δ – вдоль спинки лопатки (1 – конвективное охлаждение; 2 – вариант разделения потока на три части, менее нагретые потоки вдоль корыта и спинки лопатки, более нагретый поток по центру межлопаточного канала; 3 – вариант разделения потока на две части, менее нагретый поток вдоль корыта; 4–10 – вариант стратификации потока на две части). Дозвуковой поток, отдав тепло сверхзвуковому потоку, поступает и расширяется в турбине, вращает вал турбомашины. Сверхзвуковой поток направляется по каналу рециркуляции вне рабочей части турбомашины. Доля рециркуляции потока 10, 20, 30, 40, 50, 60 и 70% соответственно расчетам

Работа выполнена при поддержке грантом Президента РФ по проекту МД-1576.2014.8 "Моделирование, исследование и разработка методов повышения эффективности энергомашин с дисперсным рабочим телом" (2014–2015 гг.), а также грантом Фонда содействия «Умник» 2015 г.

Литература

1. Нагога Г. П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин: Учеб. пособие. М.: Изд. МАИ, 1996. – 100 с.

2. Копелев С. З., Слитенко А. Ф. Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД. Харьков: Основа, 1994. – 121 с.

3. Numerical analysis of turbine blade cooling ducts / by Marc Johannes Noot / Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 1997.

4. Ковальногов Н. Н. Пограничный слой в потоках с интенсивными воздействиями. Ульяновск : УлГТУ, 1996. – 245 с.

5. Ковальногов В. Н., Федоров Р. В., Генералов Д. А. Исследование теплового состояния лопаток турбомашин с помощью программно-информационного комплекса // Изв. МГТУ «МАМИ». Сер. Транспортные средства и энергетические установки. 2014. Т. 1, № 4(22). С. 27–32.

6. Ковальногов В. Н. и др. Математическое моделирование и исследование газодинамической температурной стратификации в дисперсном потоке // Автоматизация процессов управления. 2013. № 1(31). С. 40–46.

7. Ковальногов Н. Н., Ковальногов В. Н. Программно-информационный комплекс для анализа теплового состояния лопаток турбомашин // Изв. ВУЗов. Авиационная техника, 2003. № 3. С. 36–39.

8. Kovalnogov V. N., Fedorov R. V., Generalov D. A. Modeling, Research and Development the Technology of Cooling of Turbine Engine Blades // AIP Conference Proceedings, 1648, 850032 (2015); doi:10.1063/1.4913087.

УДК 621.039.586

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ТЯЖЕЛЫХ АВАРИЙ В БЫСТРЫХ РЕАКТОРАХ

М. В. Кащеев, Ю. М. Ашурко

АО «ГНЦ РФ – Физико-энергетический институт имени А. И. Лейпунского», г. Обнинск, Россия

Впервые разработана достаточно полная отечественная математическая модель для расчетного анализа тяжелых запроектных аварий в быстрых реакторах с натриевым охлаждением [1].

Расчетная область является многосвязной. Моделируются тепловыделяющий слой; слой натрия над тепловыделяющим слоем; нижняя торцевая зона воспроизводства; газовая полость; коллекторы; напорная камера; внутрикорпусная защита; теплообменники; слой, содержащий корпус реактора и страховочный корпус; опорный пояс; проводящий слой неразрушившихся ТВС боковой зоны воспроизводства, сборок стальной и борной защиты; устройство для сбора топлива, другие внутриреакторные конструкции. Математическое моделирование подобластей как пористых тел осуществляется с использованием законов сохранения массы, импульса и энергии, записанных в виде уравнений математической физики.

Решена задача формирования тепловыделяющего слоя на нижнем торцевом экране. Получены соотношения для определения времени формирования слоя и его толщины. Выполнено моделирование зон тепловыделяющего слоя. В частности, плавление частиц стали, а затем топлива учтено путем моделирования стоков тепла в тепловыделяющем слое. Предложена формула для определения эффективной теплоты плавления при проплавлении нижнего торцевого экрана.

Рассмотрено движение сферического парового пузыря в жидкости. Решение задачи о движении пузыря пара переменной массы в жидкости [2] необходимо для дополнительной детализации зоны натрия, расположенной над тепловыделяющим слоем, в которой появляются источники тепла от конденсирующегося пара. Математическая постановка задачи включает уравнение движения пузыря и уравнение для определения изменения радиуса пузыря во времени. Полученная система уравнений решена численно с использованием метода Рунге–Кутта четвертого порядка. Кроме того, получено приближенное аналитическое решение задачи в квазистационарном приближении.

Разработанная математическая модель реализована в программе БРУТ [3]. Программа позволяет рассчитать глубину и время проплавления внутриреакторных конструкций, поля скорости и температуры во всех подобластях рассматриваемой расчетной области, определить возможность выхода расплава на днище корпуса. Проведено сравнение результатов расчета по программе БРУТ с результатами экспериментов, выполненных в реакторных условиях. Получено достаточно хорошее согласие с экспериментальными данными. Выполнена верификация блока расчета естественной конвекции кода БРУТ. Получено удовлетворительное совпадение результатов расчета с экспериментальными данными. Проверка расчета теплообмена по программе БРУТ проводилась с использованием экспериментальных данных ГНЦ РФ-ФЭИ. Сравнение результатов расчета по программе БРУТ с экспериментальными данными подтверждает корректность математической модели и кода БРУТ при расчете теплообмена.

Осуществлена проверка работоспособности блока расчета проплавления внутриреакторных конструкций.

Для проверки правильности расчета температурного поля в тепловыделяющем слое использовалось полученное разработчиком кода точное аналитическое решение задачи нестационарной теплопроводности ограниченного цилиндра радиуса *R* и длиной *l* с непрерывно действующими источниками тепла, помещенного в среду с переменной во времени температурой, с граничными условиями третьего рода на трех границах.

Выполнена проверка моделирования движения паровых пузырей, конденсации и кипения с использованием экспериментальных данных по исследованию скорости роста паровых пузырей в воде, этаноле и изопропаноле при малых перегревах до 4,9 °C. Решение [2] удовлетворительно описывает экспериментальные данные во всем интервале времен наблюдения. Получено подтверждение корректности решения задачи движения пузыря пара переменной массы в жидкости и моделирования кодом БРУТ движения паровых пузырей, конденсации и кипения.

Особенность конструкции реакторов БН нового поколения состоит в наличии устройства для сбора топлива (поддона). Устройство предназначено для локализации расплавленного топлива, предотвращения попадания его на днище корпуса и организации съема остаточных тепловыделений топлива за счет естественной циркуляции теплоносителя первого контура при аварии с разрушением активной зоны. Программа БРУТ была существенно модифицирована.

По модифицированной программе БРУТ выполнен расчет аварии в реакторе типа БН большой мощности, при которой происходит расплавление топлива в центре активной зоны и на ее периферии. Разрушение сборок приводит к образованию двух тепловыделяющих слоев, находящихся на нижней торцевой зоне воспроизводства.

Так как часть TBC не разрушилась, то в качестве подобластей рассматриваются зоны, проницаемые для натрия. На границах разнородных зон необходимо поставить условия сопряжения. Плавление конструкций, находящихся под тепловыделяющими слоями, рассчитывается путем решения задачи Стефана.

С помощью программы БРУТ показано, что в реакторе типа БН большой мощности при тяжелой аварии с полным обесточиванием и отказом всех средств воздействия на реактивность обеспечивается удержание частично разрушенной активной зоны в корпусе реактора без его проплавления. По программе БРУТ выполнен также расчет аварии, при которой происходит разрушение 18 ТВС первого и второго рядов активной зоны в реакторе типа БН малой мощности.

Разрушение сборок приводит к образованию тепловыделяющего слоя, находящегося на нижнем торцевом экране. Сначала происходит плавление нижнего торцевого экрана, которое затем прекращается. Достаточно малая глубина проплавления объясняется двухсторонним охлаждением и малым тепловым потенциалом слоя $(q_v V)$. Фронт плавления останавливается и тепловыделяющий слой начинает остывать. Таким образом, и в данном случае обеспечивается удержание частично разрушенной активной зоны в корпусе реактора без его проплавления.

Программа БРУТ использовалась для расчета постулированной тяжелой аварии, при которой происходит полное разрушение ТВС во всей активной зоне реактора типа БН малой мощности. Образовавшийся тепловыделяющий слой содержит топливо, воспроизводящий материал верхнего торцевого экрана и сталь.

После проплавления нижнего торцевого экрана, слоя с хвостовиками твэлов и переходниками ТВС, разрушения верхней и нижней решеток камеры высокого давления расплав попадает на поддон. Получено, что тепловыделяющий слой на поддоне остывает.

В соответствии с результатами расчета по программе БРУТ облицовка поддона не плавится. Сталь поддона под облицовкой также не плавится. Максимальная температура стальной чаши поддона не превышает 1520 К, средняя температура стальной чаши не превышает 1280 К.

Для получения быстрой оценки параметров и, прежде всего, времени проплавления конструкций разработана математическая модель, в которой задача решена в одномерном приближении. Помимо тепловыделяющего слоя, рассматриваются нижняя торцевая зона воспроизводства, зона газовых полостей твэлов, зона коллекторов, верхняя плита напорной камеры.

Температура тепловыделяющего слоя и натрия описывается согласно точечной модели. Система уравнений первого порядка решена методом исключения одной температуры. Для решения полученного неоднородного уравнения второго порядка используется метод вариации произвольных постоянных.

Рассматривается плавление зон. Температуры в расплавленной и нерасплавленной частях зон описываются уравнениями теплопроводности, которые решаются с соответствующими граничными условиями. На фронте плавления задается температура плавления стали и записывается условие для определения положения фронта плавления в любой момент времени (условие Стефана). Для решения задачи используется метод Лейбензона.

По программе БРУТ – О, разработанной на основе одномерной математической модели, выполнен расчет аварии, при которой происходит полное расплавление ТВС в центре активной зоны и частичное расплавление ТВС на ее периферии. Получено, что время дости-

жения расплавом верхней плиты напорной камеры, рассчитанное по программе БРУТ – О, на 20% меньше, чем аналогичное время, определенное по программе БРУТ.

Литература

1. Кащеев М. В., Кузнецов И. А. Математическое моделирование удержания расплавленного топлива в корпусе быстрого реактора при тяжелой аварии. Математическая модель // ТВТ. 2009. Т. 47, № 4. С. 627–632.

2. Кащеев М. В. Движение парового пузыря переменной массы в жидкости. Обнинск, 2014. – 10 с. (Препринт / ФЭИ, № 3246).

3. Кащеев М. В., Ашурко Ю. М. Исследование возможности удержания расплавленного топлива в быстром реакторе при тяжелой аварии // Изв. ВУЗов. Ядерная энергетика. 2014. № 1. С. 88–98.

УДК 621.181

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПОРИСТОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ ВОДОРОДНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА

Д. А. Коновалов, И. Г. Дроздов, Н. Н. Кожухов, Д. П. Шматов

Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия

В настоящее время одной из актуальных задач является разработка эффективных технологий производства энергии с использованием водорода [1]. Тенденция развития современных турбоустановок на водородном топливе направлена на увеличение начальных параметров рабочего тела, что в итоге приводит к увеличению эффективности выработки электрической и тепловой энергии при сокращении массогабаритных характеристик.

В разработанной авторами установке водородного парогнератора, процесс получения рабочего тела для турбины (перегретого водяного пара) реализуется в парогенераторе за счет впрыска воды в продукты сгорания кислородно-водородного топлива при высоком давлении. Это приводит к сокращению габаритов при высокой удельной теплонапряженности элементов парогенератора, сравнимой с теплонапряженностью камер сгорания современных жидкостно-ракетных двигателей (ЖРД) свыше 100 Вт/см². Вместе с тем по своему назначению данная установка должна иметь ресурс как по времени работы, так и по числу включений во много раз превосходящий ресурс, характерный для ЖРД.

Решение указанной проблемы требует тщательного исследования физических процессов в агрегатах установки. Особенно это касается наиболее сложных для анализа процессов запуска и выключения, когда кроме силовых нагрузок на элементы конструкции воздействуют и температурные нагрузки, возникающие в результате неравномерности прогрева элементов.

Кислородно-водородный парогенератор, разработанный совместно ОАО КБХА и ВГТУ (рис. 1), предназначен для выработки высокотемпературного парогаза. На выходе из парогенератора установлен турбонасосный агрегат, включающий турбину и электрогенератор.

Отличительной особенностью предлагаемого решения является то, что водородный высокотемпературный парогенератор непосредственно соединен с высокооборотной турбиной. Это дает возможность ей работать как в автономном режиме, так и в составе ТЭС. Важной особенностью разработанной энергоустановки является ее компактность.



Рис. 1. Водородный парогенератор

Наиболее теплонапряженной частью парогенератора является сопло-распылитель, в котором происходит течение парогаза с последующим взаимодействием с балластировочной водой. Парогенератор мощностью 5 МВт имеет следующие параметры парогаза: температура 2600 К и скорость 460 м/с. Водяные струи формируются в каналах охлаждения соплараспылителя с расходом 4 кг/с. Указанные параметры приводят к возникновению задачи защиты стенок сопла-распылителя от прогара, решение которой способствует созданию необходимой конструкции.

В настоящее время разработаны следующие варианты сопловых устройств парогенератора [2]: с осевыми каналами охлаждения переменного сечения; с осерадиальными каналами охлаждения переменного сечения; с осерадиальными каналами охлаждения постоянного сечения и кольцевыми коллекторами (рис. 2, *a*).

Для интенсификации процессов теплообмена в сопловых устройствах в данной работе предложено применение пористых элементов как одного из эффективных способов отвода тепловой энергии в ограниченном объеме. Широкий диапазон структурных, теплофизических, гидравлических, химических и других свойств пористых материалов позволяет создавать компактные системы охлаждения для различных устройств [3, 4].

С целью снижения гидравлического сопротивления и повышения эффективности тепловой защиты предлагается использовать пористые теплообменные элементы клиновидной формы с межканальной транспирацией охладителя (рис. 2, б). Основу вставки с пористыми ребрами представляет коническая часть, изготовленная из бронзы. На ней напаяны пористые медные ребра.



Рис. 2. Сопловые устройства водородного парогенератора

Аналитические решения задач о движении жидкости в сложных системах в настоящее время получены только для ламинарных течений, поэтому основной способ решения подобных задач заключается в использовании численных методов, реализуемых в таких специализированных расчетных комплексах как FlowVision, FlexPDE, Ansys Fluent, Ansys CFX.

При решении поставленной задачи использовался программный комплекс Ansys CFX. Принятые допущения заключались в следующем [4, 5]: рабочий агент является вязкой несжимаемой средой; течение потока принималось трехмерным стационарным; теплофизические свойства потока принимались постоянными и равными средним значениям в иссле-

дуемом интервале температур; на входе в расчетную область имеется полностью развитое течение с изотропной турбулентностью; теплообмен с окружающей средой отсутствует.

Для моделирования системы охлаждения были выбраны варианты сопловых устройств, представленные на рис. 3. Для пористого ребра выбрана упрощенная модель с целью экономии вычислительных ресурсов.



Рис. 3 Расчетная область: *а* – пористое ребро; *б* – сопло с осерадиальными каналами охлаждения постоянного сечения и кольцевыми коллекторами

Характеристики построенных расчетных сеток следующие: рис. 3, *a*: тип сетки – гексагональная, общее количество элементов 419 016; рис. 3, *б*: тип сетки – тетрагональная, общее количество элементов 1 230 000 штук.

Принимались следующие граничные условия: на входе в расчетную область задается постоянный расход, степень начальной турбулентности 5%; на всех боковых поверхностях задаются условия прилипания; для турбулентных величин предполагают равенство нулю турбулентной энергии и нормальной производной скорости диссипации на стенках канала; с внутренней стороны соплового аппарата со стороны парогаза задаются граничные условия третьего рода: температура газового потока 2600 К, коэффициент теплоотдачи 7000 Вт/(м·К).



Рис. 4. Результаты расчета при течении в каналах критического сечения с осерадиальными каналами охлаждения постоянного сечения и кольцевыми коллекторами: *a* – поле скоростей; *б* – поле давлений; *в* – поле температур



Рис. 5. Результаты расчета при течении охладителя в расчетной области с пористым ребром: *a* – поле скоростей; *б* – поле давлений; *в* – поле температур

Получены поля давления, скорости и температуры охладителя при течении в каналах критического сечения с осерадиальными каналами охлаждения постоянного сечения и кольцевыми коллекторами и расчетной области с пористым ребром (рис. 4, 5).

Кольцевые коллекторы обеспечивают равномерный сбор и распределение воды, а расположение каналов под углом к оси потока позволяет получить наилучшую степень смешения воды с парогазом. Также такие каналы обладают наименьшим гидравлическим сопротивлением.

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что сопло-распылитель с пористыми ребрами может обеспечить отвод большего количества теплоты в области критического сечения, а это в свою очередь поможет защитить его стенки от прогара. Определены критические режимы работы установки. На основе расчетных данных была изготовлена конструкция сопла водородного парогенератора, проведены натурные испытания, которые подтвердили эффективность пористого охлаждения.

Литература

1. Фортов В. Е., Попель О. С. Энергетика в современном мире. Долгопрудный: Изд. Дом «Интеллект», 2011. – 168 с.

2. Создание научных основ и моделирование процессов гидрогазодинамики и тепломассообмена в высокотемпературных водородных паротурбинных установках с вихревыми камерами сгорания для наземных космических систем, экспериментальная отработка эффективной модельной энергоустановки: Отчет о НИР (промежут.) / ФГБОУ ВПО «ВГТУ»; № ГР 01201064930. Воронеж, 2011. – 247 с.

3. Коновалов Д. А., Дроздов И. Г., Шматов Д. П., Дахин С. В., Кожухов Н. Н. Разработка и моделирование микроканальных систем охлаждения. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 2013. – 222 с.

4. Поляев В. М., Майоров В. А., Васильев Л. Л. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. – 168 с.

5. Пригожин А. А., Лазаренко И. Н., Шматов Д. П., Дроздов И. Г. Моделирование гидрогазодинамики и теплообмена в каналах соплового устройства водородной энергоустановки // Вестник ВГТУ. 2011. Т. 7, № 12-1. С. 72–76.

6. Коновалов Д. А., Лазаренко И. Н., Шматов Д. П., Дроздов И. Г. Моделирование работы системы пористого охлаждения паротурбинной энергоустановки // Ракетно-космическая техника и технология – 2010: Сб. тр. Рос. науч.-техн. конф., посвященной 70-летию со дня основания КБХА ВГТУ. Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2011. С. 23–25.

7. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2 т. / Пер. с англ. М.: Мир, 1990. – 728 с.

8. Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учеб. пособие. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.

УДК 621.372.413

ПРЕИМУЩЕСТВА ТЕХНОЛОГИЙ СМАРТ-ГРИД ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ИХ УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ

В. Ф. Кравченко¹, Е. В. Кривенко², С. А. Левченко³, В. И. Луценко², С. В. Плюта³

¹Институт радиотехники и электроники РАН, г. Москва, Россия ²Институт радиофизики и электроники им. А. Я. Усикова НАН Украины, г. Харьков, Украина ³Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Применение смарт-грид технологий для управления водными ресурсами позволит оптимизировать обеспечение потребителей водой заданного качества при минимизации расходов на ее подготовку и утилизацию. Ключевым звеном для создания таких технологий является разработка сенсоров контроля качества воды, обеспечивающих непрерывный контроль в реальном времени и обладающих достаточно низкой стоимостью, а также общих принципов построения смарт-грид систем водоснабжения.

Необходимость использования смарт-грид технологий при обеспечении водой населения и объектов промышленности обусловлена минимизацией расходов на подготовку и транспорт воды необходимого качества к потребителю. Основная идея состоит в использовании общей инфраструктуры для транспорта как технической, так и питьевой воды при временном разделении этих потоков и обеспечение требуемого качества воды для каждого индивидуального потребителя. Использование для транспортировки как технической, так и питьевой воды общей инфраструктуры позволяет снизить затраты на обеспечение потребителя водой [1].

Необходимость использования смарт-грид технологий для минимизации затрат на обеспечение потребителей водой. Применения смарт-грид технологий в процессе подготовки воды для потребителей обуславливается необходимостью снижения затрат. В большинстве случаев для потребителей используется единая система водоснабжения. При этом качество воды для нее доводится до уровня питьевой. Пусть удельные расходы на подготовку питьевой воды на центральной станции C_0 , технической C_{-1} . Если объем потребляемой питьевой воды составляет $V_0 = \alpha_0 V$, а технической $V_{-1} = \alpha_{-1} V = (1 - \alpha_0) V$, то минимальные затраты на обеспечения потребителя водой составят:

$$3_{\min} = (C_0 \alpha_0 + C_{-1} (1 - \alpha_0)) V.$$
(1)

Потребителю доставляется питьевая вода, которая расходуется им не только по прямому назначению, но и для технических и бытовых нужд. Затраты при этом составляют:

$$3 = C_0 V . (2)$$

Затраты оптимального водоснабжения по отношению к существующей схеме составляют:

$$\Delta = \frac{3_{\min}}{3} = \frac{\left(C_0 \alpha_0 + C_{-1}(1 - \alpha_0)\right)}{C_0} = \left(\alpha_0 + \beta_1(1 - \alpha_0)\right),\tag{3}$$

где $\beta_1 = C_{-1}/C_0$ – относительные затраты на приготовление технической воды по сравнению с бытовой (питьевой), а $\alpha = V_0/V$ определяет часть питьевой воды в общем объеме потребления.

Поскольку обычно $\alpha_0 \approx 5-10\%$, а $\beta_1 \approx 0.25-0.5$, то при оптимальном способе обеспечения потребителя водой затраты составляют (3) примерно 30–55% от стоимости подготовки воды стандартным способом, т. е изменение способа подготовки может дать экономию от 45 до 70% средств. Можно потребителю доставлять только техническую воду. И уже он будет доводить ее до необходимой ему кондиции с удельными затратами средств C_1 . Причем эти расходы $C_1 = C_0\gamma_0$, где $\gamma_0 \approx 2-3$, т. е. расходы при индивидуальной подготовке воды потребителем примерно в 2–3 раза выше, чем при ее подготовке централизованным способом. Если потребителю подавать техническую воду, а он будет из нее готовить необходимое количество питьевой воды, то затраты составят

$$3_{\max} = (C_1 \alpha_0 + C_{-1} (1 - \alpha_0)) V.$$
(4)

Как видно из (2), (4), затраты при этом будут выше, чем при стандартном способе на Δ_1 :

$$\Delta_1 = (\gamma_1 - 1)\alpha_0, \qquad (5)$$

т. е. примерно на 5-30%.

Это означает что при использовании общего водовода для подачи технической и питьевой воды экономические затраты могут как снизиться на 45–70% при согласовании режимов подачи с режимами потребления технической и питьевой воды, так и увеличиться на 5–30%, когда они полностью несогласованные и потребитель вынужден готовить самостоятельно питьевую воду из технической. Задачей внедряемой смарт-грид технологии подготовки воды является минимизация экономических затрат на подготовку воды нужного качества потребителю путем согласования режимов потребления воды потребителями с режимами ее централизованной подачи.

Обобщенная модель смарт-грид системы обеспечения потребителя водой. Из природных резервуаров (водоемов, рек и т.п.) вода попадает на станцию очистки, где с использованием различных процедур доводится сначала до качества технической, а при необходимости и питьевой воды. На выходе станции очистки в водопроводную систему в различные интервалы времени суток поступает либо техническая, либо питьевая вода. Они отличаются качеством и соответственно затратами средств на их подготовку. Управляет этим процессом центральный процессор, на который по обратной связи поступает информация от процессоров индивидуальных потребителей о времени использования питьевой и технической воды. Это позволяет оптимизировать режимы их подачи по центральному водоводу. Вода, поступив к индивидуальному потребителю, контролируется датчиками контроля качества и используется для заполнения его буферных резервуаров технической и питьевой воды. В случае необходимости пополнения резервуара питьевой воды, при наличии в центральном водоводе технической, подключается фильтр очистки воды индивидуального потребителя. Управляет этим процессор индивидуального потребителя. Буферные резервуары обеспечивают подачу потребителю воды требуемого качества независимо от того, какой тип воды в это время подается по центральному водоводу.

Датчики качества воды для смарт-грид технологий. Актуальным является разработка датчиков, обеспечивающих непрерывный оперативный контроль в сочетании с высокими метрологическими характеристиками и низкой стоимостью, которые позволяют обеспечить массовость их применения индивидуальными потребителями. Для их разработки могут использоваться радиофизические принципы [2–5]. Контроль прозрачности или мутности воды может основываться на регистрации в оптическом диапазоне коэффициентов прохождения и рассеяния света контролируемым образцом воды на нескольких длинах волн. Реализован макет измерителя прозрачности воды на 5 длинах волн оптического (650 нм – красный, 550 нм – зеленый, 450 нм – синий) и инфракрасного (850 нм и 1050 нм) диапазонов.

За счет модуляции светового потока и применения узкополосных фильтров он обладает динамическим диапазоном измерений ослаблений светового потока до 30 дБ. Это позволяет контролировать прозрачность (мутность) воды в широких пределах с высокой точностью. Использование многоволнового режима позволяет повысить точность измерений и проводить дифференциацию размеров загрязняющих частиц.

Применение высокочувствительного метода капиллярно-волноводного резонанса, впервые предложенного Е. В. Беляковым, позволяет обнаруживать наличие в воде микропримесей с концентрациями до 0,1%, и, как показали последние исследования, обеспечивает возможность идентификации воды источников различного природного происхождения [1, 2]. Комплексное использование измерений на постоянном токе, на многих частотах оптического и микроволнового диапазонов позволит решить задачу создания сенсоров контроля воды, обладающих высокой чувствительностью к загрязнениям и низкой стоимостью, что обеспечит их массовое применение.

В системах «умного водоснабжения» часто возникают ситуации, когда необходимо проводить вычисления в условиях недостатка данных. Например, при расчетах моделей интеллектуальных сетей очистки, распределения и потребления воды, когда необходимо принимать в расчет множественные динамические параметры функционирования устройств сети, не все данные могут быть получены или рассчитаны из текущих условий. В этих ситуациях часто используют экспертные оценки или даже тренды, рассчитанные из предыдущих значений, т. е. данные на основе предсказания путем расчета предыдущих состояний модели. Это, однако, требует проведения большого объема вычислений, что не всегда возможно в реальной ситуации, особенно в системах реального времени. В этих условиях оказывается возможным проводить расчеты, используя методы нечеткой математики (fuzzy mathematics), которые позволяют достичь результатов с хорошим приближением и без громоздких расчетов [6–12].

В системах смарт-водоснабжения ситуация с недостатком данных возникает с высокой вероятностью, поэтому применение методов расчетов с использованием нечеткой математики весьма оправдано. Нами разработана система веб-сервисов, которые в совокупности позволяют решить задачу оптимизации моделей потребления воды в реальном времени.

Смарт-грид технологии управления водными ресурсами в перспективе позволят оптимизировать обеспечение потребителей водой с заданным качеством при минимизации расходов на ее подготовку и утилизацию. Ключевыми звеньями создания таких технологий являются разработка общих принципов построения смарт-грид систем водоснабжения, а также сенсоров контроля качества воды, обеспечивающих ее контроль непрерывно в реальном времени и обладающих достаточно низкой стоимостью. Рассмотрены экономические аспекты, перспективы применения смарт-грид технологий подготовки воды, математическая модель системы, использующая уравнения диффузии и теплопереноса, методы математики нечетких множеств, а также описание процессов, происходящих при транспорте воды с помощью финитных атомарных функций Кравченко. Предлагаемый путь решения проблемы водоснабжения открывает новые перспективы для устойчивого будущего развития общества.

Литература

1. Кривенко Е. В., Левченко С. А., Луценко В. И. Использование смарт-грид технологий как основы модернизации системы водоснабжения для будущего устойчивого развития общества // Наука и технология как основы модернизации для будущего устойчивого развития. 18–21 сентября 2014 г. Минск, 2014.

2. Голубничая Г. В., Кириченко А. Я. Метод непосредственного измерения коэффициента преломления жидкостей в миллиметровом диапазоне // СВЧ-техника и телекомму-

никационные технологии: Матер. 18-й междунар. конф. 8–12 сентября, Севастополь, 2008. С. 743–744.

3. Kravchenko V. F. et al. Statistical model of the refractive index of the troposphere // Universal J. Physics' and Application (UJPA). 2014. Vol. 2(4). Pp. 206–212.

4. Kravchenko V. F. et al. Description and analysis of non-stationary signals by nested semi-Markov processes // J. of Measurement Science and Instrumentation. 2014. Vol. 5, No. 3. Pp. 25–32.

5. Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики: Учеб. пособие для ун-тов. 4-е изд., испр. М., 1972.

6. Беллман Р., Заде Л. Принятие решений в расплывчатых условиях. Вопросы анализа и процедуры принятия решений: Сб. переводов / Под ред. И. Ф. Шахнова. М.: Мир, 1976.

7. Плюта С. В, Левченко С. А. Сервисная система управления smart электросетями с нечеткой моделью в условиях неполноты исходных данных: наука и технология как основы модернизации для будущего устойчивого развития // SSF-2014: Матер. научн. конф. 18–21 сентября 2014 г. Минск, 2014. С. 26–27.

8. Zadeh L. A. From computing with numbers to computing with words – from manipulation of measurements to manipulation of perceptions // IEEE Transactions on Circuits and Systems. 1999. Vol. 45. Pp. 105–119.

9. Zadeh L. A. A new direction in AI – toward a computational theory of perceptions // AI Magazine. 2001. Vol. 1. Pp. 73–84.

10. Поспелов Д. А. Нечеткие множества в моделях управления и искусственного интеллекта. М.: Наука, 1986. – 312 с.

11. Dubois D., Prade H. A class of fuzzy measures based on triangular norms // Int. G. General Systems. 1982. Vol 8. Pp. 43–61.

12. Лю Б. Теория и практика неопределенного программирования. М., 2005. – 390 с.

УДК 536.242

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМА ПОДВОДА ТЕПЛОТЫ НА ТЕПЛОМАССООБМЕН В ТЕРМОСИФОНЕ ПРИ РАБОТЕ С ТЕПЛОВЫМИ НАГРУЗКАМИ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ

А. С. Красношлыков, Г. В. Кузнецов

Томский государственный политехнический университет, г. Томск, Россия

Развитие авиастроения связано с постоянно увеличивающимися требованиями к различным конструктивным элементам воздушных судов [1]. Одной из задач проектирования авиационной техники является повышение энергоэффектиности и безопасности аккумуляторных батарей [1].

Выбор литий-ионных батарей в качестве аварийных источников электроснабжения самолетов Boeing 787 обусловлен, вероятно, рядом преимуществ таких как высокая мощность электрического тока; меньший размер и сниженный на 30 вес.% по сравнению с батареями с аналогичными характеристиками; большой срок службы; превосходные эксплуатационные характеристики [1, 2]. Но в процессе эксплуатации таких батарей есть вероятность развития теплового разгона (увеличение температуры электролита, приводящее к росту зарядного тока, который впоследствии способен достичь значения, близкого к значению тока короткого замыкания) [2, 3]. В результате нескольких аварийных ситуаций в

2013 г. Федеральная авиационная администрация США и Европейское агентство по безопасности авиаперевозок выпустили директиву о приостановке полетов всех самолетов Boeing 787 с такими батареями [1].

В данной работе рассматривается метод охлаждения, использующий испарительноконденсационный цикл при помощи замкнутого двухфазного термосифона [4, 5]. Применение системы охлаждения на основе термосифона позволяет значительно увеличить эффективность отвода тепла за счет снижения градиентов температур в теплонагруженных технических устройствах [4–6].

Известны математические модели физических процессов [7, 8], протекающих в замкнутых двухфазных термосифонах. Но эти модели описывают только отдельные частные случаи работы таких теплопередающих систем и не учитывают весь комплекс процессов тепломассообмена в исследуемой области.

Цель работы – численный анализ теплофизических процессов и гидродинамики в двухфазном термосифоне прямоугольного поперечного сечения при различных режимах подвода теплоты.

Рассматривается термосифон, принципиальная схема которого приведена на рис. 1.



Рис. 1. Принципиальная схема термосифона. 1 – нижняя крышка; 2 – поверхность испарения; 3 – паровой канал; 4 – пленка жидкости; 5 – вертикальная стенка; 6 – зона конденсации; 7 – верхняя крышка

Математическое моделирование проводилось с использованием пакета программ Ansys Fluent [9]. Уравнения неразрывности, движения и энергии, решаемые в данной работе, для потоков пара и жидкости в исследуемой системе имеют следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} = 0; \qquad (1)$$

$$\frac{\partial \rho_1 u_1}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_1 u_1 u_1)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_1 \upsilon_1 u_1)}{\partial y} = \rho_1 g_x - \frac{\partial P_1}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial y} \right); \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho_1 \upsilon_1}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_1 u_1 \upsilon_1)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_1 \upsilon_1 \upsilon_1)}{\partial y} = \frac{\partial P_1}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_1 \frac{\partial \upsilon_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial \upsilon_1}{\partial y} \right); \tag{3}$$

$$\frac{\partial \rho_2 u_2}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_2 u_2 u_2)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_2 \upsilon_2 u_2)}{\partial y} = \rho_2 g_x - \frac{\partial P_2}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_2 \frac{\partial u_2}{\partial y} \right); \tag{4}$$

$$\frac{\partial \rho_2 \upsilon_2}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_2 u_2 \upsilon_2)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_2 \upsilon_2 \upsilon_2)}{\partial y} = \frac{\partial P_2}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_2 \frac{\partial \upsilon_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_2 \frac{\partial \upsilon_2}{\partial y} \right); \tag{5}$$

$$\rho_1 C_{p1} \left(\frac{\partial T_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} + \upsilon_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right) = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right); \tag{6}$$

$$\rho_2 C_{p2} \left(\frac{\partial T_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} + \upsilon_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right) = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right).$$
(7)

где u_1 , v_1 – составляющие вектора скорости в проекции на оси x, y соответственно; P – давление; T – температура; ρ – плотность; x, y – декартовы координаты; t – время; C_p – теплоемкость; g – ускорение свободного падения; λ – коэффициент теплопроводности; μ – динамическая вязкость; индексы 1, 2 – свойство жидкости и пара.

Начальные условия для системы уравнений при t = 0 (1)–(7): u(x, y) = 0; $T(x, y) = T_0$; $P(x, y) = P_0$.

Краевые условия для уравнений (1)–(7) представлены ниже. Численное моделирование проводилось для двух режимов подвода теплоты к зоне испарения: 1) локальный источник тепла, расположенный на двух боковых границах в области исследования; 2) источник тепловыделения расположен на одной боковой стенке термосифона:

$$y = 0, \ 0 \le x \le L, \qquad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0; \qquad u_1 = v_1 = 0;$$

$$y = y_1, \ 0 \le x \le x_1, \qquad \begin{cases} T_1 = T_2 \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - Q_e w_e - C_p \rho \left(T_1 - T_0\right), \quad \upsilon_1 = \frac{w_e}{\rho_1}, \ \upsilon_2 = 0; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} y &= y_1 + y_2, \ 0 \leq x \leq x_1, \\ \begin{cases} T_1 = T_2 \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} + \mathcal{Q}_c w_c + C_p \rho \left(T_2 - T_0\right), \\ \psi_1 &= \frac{w_c}{\rho_1}, \ \psi_2 &= 0; \end{cases} \\ y &= H, \ 0 \leq x \leq L, \\ &\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = q_c, \\ u_1 &= \psi_1 = 0; \end{cases} \\ y &= y_1, \ x_1 \leq x \leq L, \\ \begin{cases} T_1 = T_2 \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}, \\ u_2 &= 0; \ \psi_2 &= \frac{w_c}{\rho_1}; \end{cases} \\ y &= y_1 + y_2, \ x_1 \leq x \leq L, \end{cases} \\ \begin{cases} T_1 = T_2 \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}, \\ u_2 &= 0; \ \psi_2 &= \frac{w_c}{\psi_1}; \end{cases} \\ x &= L, \ 0 \leq y \leq y_1, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = q_h, \\ u_1 &= \psi_1 = 0; \end{cases} \\ x &= L, y_1 \leq y \leq H, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} &= 0, \\ u_1 &= \psi_1 = 0; \end{cases} \\ x &= x_1, y_1 \leq y \leq y_1 + y_2, \end{cases} \\ \begin{cases} T_1 = T_2 \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \\ \psi_1 &= \psi_2 = 0; \end{cases} \\ \begin{cases} u_1 &= u_2 = 0; \\ \psi_1 &= \psi_2 = 0; \end{cases} \\ \end{cases}$$

$$x = 0, 0 < y < H,$$
 $\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial u_2}{\partial x} = 0, \qquad u_2 = \upsilon_2 = 0;$ (8)

$$x = -L, 0 < y < H,$$
 $\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = 0,$ $u_2 = \upsilon_2 = 0.$ (9)

Массовые скорости испарения и конденсации рассчитывались по формуле Герца – Кнудсена:

$$w_c = \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_0}} \left(P - P_0 \right), \tag{10}$$

где *P*₀, *T*₀ – давление и температура насыщения; *R* – универсальная газовая постоянная; *M* – молекулярная масса; β – коэффициент аккомодации.

С целью верификации результатов численного моделирования проведено их сравнение (рис. 2) с экспериментальными данными [10]. В условиях эксперимента [10] отвод тепла от верхней части термосифона осуществлялся за счет теплообмена на внешней поверхности (y = H) конденсата с охлаждающей жидкостью. Видно, что результаты математического моделирования с достаточной точностью согласуются с экспериментальными данными.





Проведены численные исследования тепломассообменных и гидродинамических процессов в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы со следующими геометрическими (рис. 1) параметрами: высота H = 200 мм, поперечный размер L = 70 мм. В качестве рабочей жидкости рассматривалась вода. Температура насыщения принималась равной 343,15 К.

В соответствии с критической температурой литий-ионных аккумуляторов принята плотность теплового потока $q_h = 4,16 \cdot 10^5 \text{ Br/m}^2$ [3].

Анализируя полученные распределения температур, линии тока и векторы скорости, можно сделать вывод о влиянии расположения локального источника тепловыделения на образование и модификацию вихревых течений.

Как видно из рис. 3, a, при подводе теплоты к вертикальной стенке зоны конденсации, полученные изотермы, линии тока и векторы скорости имеют симметричный характер. В области вертикальной границы раздела пленки конденсата и парового канала образуется вихрь, ориентированный по направлению y. Вследствие циркуляционных течений снижается теплопередающая способность термосифона. Это обусловлено образованием застойных зон в паровом канале. Рис. 3, δ иллюстрирует влияние несимметричной тепловой нагрузки. Из распределений температур видно, что они увеличиваются в поперечном направлении от левой стенки термосифона к правой. В областях вертикальных границ с локальным источником тепловыделения и с краевым условием теплоизоляции (9) образуются циркуляционные зоны. Вихрь над источником тепловыделения значительно превышает размеры вихря на противоположной стенке в направлении x. Это обусловлено неравномерным распределением температуры в исследуемой области.



Рис. 3. Линии постоянных температур, линии тока и векторы скорости в исследуемой области: *a* – подвод теплоты к двум боковым стенкам, *б* – подвод теплоты к одной стенке

Математическое моделирование теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне с использованием пакета ANSYS FLUENT показало возможность использования данного пакета программ при анализе процессов тепломассообмена при различных режимах подвода теплового потока.

Установлено, что термосифоны способны обеспечить теплопередачу от источника тепловыделения к верхней крышке, а также допустимый интервал рабочих температур аккумуляторных батарей воздушных судов при двух режимах подвода теплоты к вертикальной стенке зоны испарения. При этом режим подвода теплоты значительно влияет на характер образования циркуляционных зон в исследуемой области.

Литература

1. Tao Song, Yan Li, Jiashan Song, Zhao Zhang. Airworthiness considerations of supply chain management from Boeing 787 Dreamliner battery issue // Procedia Engineering. 2014. Vol. 80. Pp. 628–637.

2. Хрусталёв Д. А. Аккумуляторы. М.: Изумруд, 2003. С. 183–186.

3. Теньковцев В. В., Центнер Б. И. Основы теории эксплуатации герметичных никелькадмиевых аккумуляторов. Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 96 с.

4. Безродный М. К., Пиоро И. Л., Костюк Т. О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Киев, 2005.

5. Безродный М. К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике. Киев, 1991. – 75 с.

6. Кравец В. Ю., Чернобай В. А., Никитенко А. А. Исследование температуры начала кипения в закрытом двухфазном термосифоне // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2011. Т. 50, № 2/8. С. 40–44.

7. Kuznetsov G. V., Sitnikov A. E. Numerical analysis of basic regularities of heat and mass transfer in a high-temperature heat pipe // High Temperature. 2002. T. 40, № 6. C. 898–904.

8. Kuznetsov G. V., Al-Ani M. A., Sheremet M. A. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon // J. of Engineering Thermophysics. 2011. Vol. 20, No. 2. Pp. 201–210.

9. Ansys Help. FLUENT Theory Guide.

10. Brusly Solomon A., Roshan R. Heat transfer performance of an anodized two-phase closed thermosyphon with refrigerant as working fluid // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 82. Pp. 521–529.

УДК 536.242:532.242

СFD-АНАЛИЗ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО И ВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ НОВОГО БЕЗОПАСНОГО КОНФАЙНМЕНТА И ОБЪЕКТА «УКРЫТИЕ» ЧАЭС

П. Г. Круковский, М. А. Метель, А. С. Полубинский, М. С. Перепелица

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

Новый безопасный конфайнмент (НБК), строящийся возле объекта «Укрытие» (ОУ) Чернобыльской АЭС является защитным сооружением, включающим в себя оборудование для извлечения из разрушенного 4-го энергоблока ЧАЭС материалов, содержащих ядерное топливо, преобразования этого энергоблока в экологически безопасную систему и обеспечения безопасности персонала, населения и окружающей среды. НБК является уникальным, не имеющим аналогов в мире объектом, и имеет форму арки высотой около 110 м, длиной 164 м и шириной 260 м (рис. 1). Общий вес арки составит около 33 тыс.т.

Ресурс несущих стальных конструкций (трубы диаметром до 1 м), находящихся в кольцевом пространстве между двумя металлическими оболочками, должен быть обеспечен в течение 100-летнего срока работы НБК. Для этого предусматривается система вентиляции и осушения воздуха для поддержания требуемого режима влажности (не более 40%), а также предотвращения попадания радиоактивных аэрозольных выбросов в окружающую среду при демонтаже конструкций ОУ.

В докладе обосновывается необходимость анализа и прогнозирования совместных термогазодинамических и влажностных процессов в ОУ и НБК, которые и определяют 100летний ресурс стальных конструкций НБК. Для выполнения анализа и прогнозирования термогазодинамических процессов разработана трехмерная компьютерная СFD-модель, которая позволила проверить работоспособность системы вентиляции НБК при возможных климатических условиях, отказах вентиляционного оборудования и оптимизации его работы для увеличения энергоэффективности НБК. Рассмотрен комплекс методических и программных процедур и технологий, позволивших учесть в модели основные физические процессы и особенности структуры и геометрии НБК и ОУ.

Разработанная модель термогазодинамических и влажностных процессов в воздушных объемах арки НБК, строительных конструкциях ОУ, фундаментах и грунтах под ними была использована для детального анализа распределения температур и влажности в основных объемах НБК и ОУ при различных климатических условиях в стационарных и нестационарных режимах, а также прогнозирования тепловлажностного состояния ОУ и НБК при отказах различных частей вентиляционного оборудования и оптимизации его работы с целью увеличения энергоэффективности НБК.

Температурно-влажностный режим в кольцевом пространстве арки НБК, основном объеме и в строительных конструкциях ОУ формируется в результате сложного взаимодействия происходящих там аэродинамических и тепломассообменных процессов (рис. 1). Это процессы теплопроводности через элементы строительных конструкций, сопряженный конвективный теплообмен между воздушными потоками и поверхностями арки НБК и ОУ, смешение поступающих в объем кольцевого пространства и основной объем арки НБК (а также отводимых из указанных объемов) воздушных потоков с различной температурой и влажностью, тепло, поступающее в основной объем из ОУ и разрушенного реактора, от системы освещения арки и из деаэраторной этажерки.

Разработанная и кратко описанная выше модель термогазодинамических и влажностных процессов в воздушных объемах арки НБК, всех строительных конструкциях ОУ и

фундаментах и грунтах под ними была использована для детального анализа распределения температур и влажности в кольцевом и основном объемах НБК и ОУ при различных климатических условиях в стационарных и нестационарных режимах, а также прогнозирования тепловлажностного состояния ОУ и НБК при отказах различных частей вентиляционного оборудования. На рис. 2 приведен пример такого распределения температур и влажности в кольцевом и основном объемах НБК и ОУ при стационарном режиме в летнее время при температуре окружающего воздуха 30 °C, относительной влажности 100% и отсутствии ветра.



Рис. 1. Схемы объекта «Укрытие» и нового безопасного конфайнмента в поперечном (*a*) (1 – стальные конструкции и кольцевое пространство арки НБК, 2 – наружная оболочка, 3 – внутренняя оболочка, 4 – объект «Укрытие» и разрушенный реактор, 5 – основной объем НБК, 6 – машзал) и продольном (б) (стрелками показано движение воздушных потоков при западном ветре, 1 – направление входа воздуха в НБК через щели западной стены, 2 – направление выхода воздуха из НБК через щели восточной стены) сечениях



Рис. 2. Распределения температур (а) и влажности (б) в различных сечениях ОУ и НБК

Проведенные исследования показали, что система вентиляции в целом работоспособна в диапазоне заданных климатических условий с изменением температуры окружающего воздуха от –22 до + 30 °C, относительной влажности от 50 до 100% и силе ветра от 0 до 25 м/с. Временное превышение уровня влажности в кольцевом пространстве наблюдалось лишь при силе ветра, превышающем 7,2 м/с и относительной влажности 100%.

Изложены результаты анализа нестационарных термогазодинамических и влажностных процессов в ОУ и НБК в течение длительных периодов времени (до года), а также при различных отказах вентиляционного оборудования.

Работа выполнялась по контракту с консорциумом VINCI Construction Grands Projets/ Bouygues Travaux Publics NOVARKA. УДК 621.187.12

МАССООБМЕННАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ДЕАЭРАЦИИ И ДЕКАРБОНИЗАЦИИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОСЕТИ НА ТЭЦ

Е. В. Кудрявцева, В. И. Шарапов

Ульяновский государственный технический университет, г. Ульяновск, Россия

Технологии деаэрации существенно влияют на экономичность тепловых электростанций. Для повышения энергетически эффективной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев потоков деаэрируемой и деаэрированной воды деаэрацию воды следует проводить при минимально возможной температуре этих теплоносителей [1, 2].

Особенно актуально это положение для открытых систем теплоснабжения с большими расходами подпиточной воды: чем ниже температура деаэрированной подпиточной воды, тем ниже температура обратной сетевой воды, с которой подпиточная вода смешивается, и тем ниже потенциал отопительных отборов пара теплофикационных турбин, которым подогревается сетевая вода. Величина же потенциала отборов пара непосредственно влияет на выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Резервы повышения энергетической эффективности ТЭЦ с деаэрацией подпиточной воды систем теплоснабжения далеко не исчерпаны. В частности, одна из возможностей повышения тепловой экономичности связана с применением новых технологий низкотемпературной деаэрации подпиточной воды.

Рассмотрим одно из запатентованных решений – схему тепловой электрической станции, позволяющую повысить экономичность тепловой электрической станции путем исключения затрат пара на деаэрацию, а в качестве десорбирующего агента использовать природный газ (рис. 1) [3]. Главная особенность изображенной на рис. 1 схемы в том, что в качестве десорбирующего агента в деаэраторе используют не пар или перегретую воду, а газ, подаваемый в горелки котла. Природный газ после редуцирующих установок имеет весьма низкую, часто – отрицательную температуру. В то же время он практически не содержит коррозионно-агрессивных газов: кислорода и диоксида углерода, благодаря чему может успешно использоваться в качестве десорбирующего агента при деаэрации воды. Благодаря этим факторам деаэрацию производят при относительно низких температурах (10–30 °C).

Смешение холодной деаэрированной подпиточной воды с обратной сетевой водой приводит к существенному понижению температуры обратной сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем, возрастанию выработки электроэнергии на тепловом потреблении и, как следствие, к повышению экономичности работы тепловой электрической станции.

Оценим массообменную эффективность этого решения, для чего определим теоретически необходимый расход десорбирующего агента – газа и изменение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении теплофикационными турбинами ТЭЦ при изменении температурного режима деаэрации.

В основу методики определения теоретически необходимого удельного расхода природного газа для удаления из воды растворенного кислорода d_{rasa}^{min} , кг/т, положено решение балансовых уравнений процессов массообмена и теплообмена при термической деаэрации при условии, что на выходе из деаэратора достигается равновесие между фазами [4]. С определенными допущениями можно принять, что наибольшая массообменная и энергетическая эффективность термического деаэратора достигается при минимально возможных величинах десорбирующего агента и покидающего деаэратор выпара [5].



Рис. 1. Схема дегазации подпиточной воды теплосети природным газом: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3, 4 – нижний и верхний сетевые подогреватели; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод исходной воды; 7, 8 – патрубки подвода и отвода десорбирующего агента; 9 – газопровод; 10 – бак-аккумулятор; 11 – трубопровод подпиточной воды теплосети; 12 – обратный сетевой трубопровод

Уравнение материального баланса деаэрации можно записать в виде

$$G_{{}_{\mathrm{H},\mathrm{B}}}X_{{}_{\mathrm{H},\mathrm{B}}}+D_{{}_{\mathrm{rasa}}}Y_{{}_{\mathrm{rasa}}}=G_{{}_{\mathrm{J},\mathrm{B}}}X_{{}_{\mathrm{J},\mathrm{B}}}+D_{{}_{\mathrm{Bbin}}}Y_{{}_{\mathrm{Bbin}}}$$

где $G_{\text{и.в}}$ и $G_{\text{д.в}}$ – количество исходной и деаэрированной воды, кг/ч; $D_{\text{газа}}$ – расход природного газа, подаваемого в деаэратор, кг/ч; $D_{\text{вып}}$ – расход выпара деаэратора (смеси выделившихся из воды коррозионно-агрессивных газов и природного газа), кг/ч; $X_{\text{и.в}}$, $X_{\text{д.в}}$ – концентрации кислорода в воде на входе в деаэратор и на выходе из него; $Y_{\text{газа}}$, $Y_{\text{вып}}$ – содержание кислорода в природном газе на входе в деаэратор и в выпаре на выходе из деаэратора.

Выразим *Y*_{газа} и *Y*_{вып} через концентрации газа в воде. Согласно закону Дальтона общее давление газовой или парогазовой смеси равно сумме парциальных давлений газов и паров, составляющих смесь. Из закона Генри следует, что концентрация газа, растворенного в воде, пропорциональна парциальному давлению этого газа над поверхностью воды.

Концентрация кислорода в газе на входе в деаэратор $Y_{\text{газа}}$ практически равна нулю. Концентрация кислорода в выпаре, покидающем деаэратор, зависит от схемы движения воды и пара в аппарате. При противоточном движении мольная доля O_2 в парогазовой смеси $Y_{\text{вып}}$ равна

$$Y_{\rm BBIII} = K_{\Gamma}^{O_2} X_{\rm M,B} / p,$$

где $K_{\Gamma}^{O_2}$ – коэффициент Генри (константа фазового равновесия для кислорода), Па; *р* – давление в деаэраторе, Па.

При противоточной схеме движения воды и природного газа в деаэраторе минимальное количество природного газа составит

$$D_{rasa}^{min} = G_{\mu,B} \frac{p}{K_{\Gamma}^{O_2}} \frac{X_{\mu,B} - X_{\mu,B}}{X_{\mu,B}},$$
(1)

или для удельной величины

$$d_{\rm rasa}^{\min} = \frac{D_{\rm rasa}^{\min}}{G_{\rm u.B}}.$$
 (2)

Результаты расчета процесса деаэрации, выполненного по (1) и (2) при разных значениях концентрации кислорода в воде на входе в атмосферный деаэратор представлены на рис. 2.



Рис. 2. Теоретически необходимый расход десорбирующего агента – природного газа при начальном содержании кислорода в воде: 1 – 8 мг/дм³; 2 – 10; 3 – 12

Относительно небольшое количество природного газа, требуемое для деаэрации, можно объяснить тем, что теоретический расход $d_{raзa}^{min}$ соответствует деаэратору с бесконечно большой поверхностью контакта жидкой и газовой фаз. В реальных аппаратах массообмен протекает при ограниченной поверхности контакта фаз и в течение ограниченного времени, поэтому принятое при расчете равновесие между водой и паром не может быть достигнуто. Однако это то количество, к которому следует стремиться при организации процесса деаэрации.

Как следует из рис. 2 и сравнения его с данными [4], теоретически необходимый удельный расход природного газа для деаэрации существенно превышает теоретически необходимый расход водяного пара при использовании его в качестве десорбирующего агента. С другой стороны, теоретически необходимый расход газа несколько ниже регламентированных величин удельного расхода выпара, указанных в [6].

Однако при проектировании и эксплуатации аппаратов, использующих в качестве десорбирующего агента природный газ с относительно низкой температурой после редуцирующих устройств, следует иметь в виду, что коэффициенты массопереноса, как правило, сильно зависят от температуры. Вследствие этого реальный расход газа на эти аппараты будет в 3–5 раз больше теоретически необходимого. Обеспечение такого расхода на ТЭЦ и котельных не представляет каких-либо проблем, поскольку расход газа на котлы во много раз превышает расход его на деаэраторы.

Расчет энергетической эффективности новой технологии по методике ВИШ, разработанной в Научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ (НИЛ ТЭСУ) [2, 7], показал, что на одной установке с турбиной Т-100-130 и котлом паропроизводительностью 500 т/ч достигается годовая экономия условного топлива 4587,46 т. При стоимости условного топлива в Ульяновске 3700 руб/т эта годовая экономия составляет в денежном выражении 16 973 611 руб.

Таким образом, применение новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети позволяет существенно повысить эффективность топливоиспользования на ТЭЦ.

Литература

1. Шарапов В. И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат, 1996. – 176 с.

2. Шарапов В. И. Справочно-информационные материалы по применению вакуумных деаэраторов для обработки подпиточной воды систем централизованного теплоснабжения. М.: СПО ОРГРЭС. 1997. – 20 с.

3. Пат. № 2537656 (Россия). МПК F 01 К 17/00. Способ работы тепловой электрической станции / В. И. Шарапов, О. В. Пазушкина, Е. В. Кудрявцева // Открытия. Изобретения. Заявл. 19.07.2013, № 2013134087.

4. Шарапов В. И., Малинина (Пазушкина) О. В. Определение теоретически необходимого количества выпара термических деаэраторов // Теплоэнергетика. 2004. № 4. С. 63–66. 5. Шарапов В. И., Пазушкина О. В., Кудрявцева Е. В. Массообменная и энергетическая эффективность низкотемпературной дегазации воды на тепловых электростанциях // Труды Академэнерго. 2014. № 3. С. 48–56.

6. ГОСТ 16860-88*. Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля. М.: Изд-во стандартов. 1989.

7. Шарапов В. И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 27–37.

УДК 544.723; 536.24; 621.57

ТЕПЛОМАССООБМЕН В АДСОРБЦИОННО-ХИМИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯХ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ С ФАЗОВЫМИ ПЕРЕХОДАМИ В ПОРИСТЫХ СОРБЕНТАХ

М. Ю. Лях, О. С. Рабинович

Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Применение адсорбционных теплопреобразователей представляет большой практический интерес, поскольку для их работы могут быть использованы любые источники низкопотенциальной тепловой энергии, что является достоинством с учетом существующих энергетических проблем. Исследованию такого типа теплопреобразователей с целью повышения их эффективности посвящено много научных работ. К наиболее перспективным способам улучшения эффективности, рассматриваемым в этих работах, можно отнести использование композитного сорбента [1, 2], включение в адсорбционный цикл процессов рекуперации массы и рекуперации тепла [3, 4], использование эффективных теплообменников [2, 5]. Перечисленные возможности повышения эффективности в основном приводят к повышению коэффициента преобразования тепловой энергии и производительности исследуемых устройств, однако практический интерес также представляет их температурная характеристика. В частности, добиться существенного снижения температуры в низкотемпературном адсорбере холодильника можно путем включения конденсации/испарения газа в адсорбционный цикл. Идея осуществления фазового перехода непосредственно внутри адсорбционного блока предложена авторами экспериментальной работы [2]. Однако её строгий количественный анализ до настоящего времени отсутствовал. Цель настоящего исследования состоит в разработке математической модели тепло- и массопереноса при адсорбционном охлаждении, учитывающей указанную особенность, и установлении с ее помощью основных количественных закономерностей.

В предложенной модели рассматривается ресорбционный холодильник, состоящий из одного низкотемпературного адсорбера и одного или нескольких высокотемпературных, включенных параллельно. Обмен газом между адсорберами двух типов происходит через соединительную трубку малого гидравлического сопротивления. В процессе теплопреобразования к адсорберам подводится теплоноситель от двух тепловых резервуаров с высокой и низкой (порядка комнатной) температурами. Осуществление конденсации рабочего газа в низкотемпературном адсорбере обеспечивалось включением в схему теплопреобразователя нескольких идентичных высокотемпературных адсорберов.

Рабочий цикл рассматриваемого теплопреобразователя состоит из двух последовательных стадий – стадии высокого давления и стадии низкого давления. На первой стадии

к высокотемпературному реактору подводится высокотемпературный теплоноситель, а низкотемпературный адсорбер охлаждается до температуры низкотемпературного резервуара, в результате газ десорбируется в высокотемпературном реакторе, первоначально насыщенном сорбатом, и поступает в низкотемпературный реактор, где адсорбируется. На второй стадии к обоим адсорберам подводится низкотемпературный теплоноситель, в результате в реакторе с высокотемпературным сорбентом осуществляется процесс адсорбции, а в низкотемпературном блоке – процесс десорбции. Необходимый холодильный эффект достигается за счет снижения температуры в низкотемпературном реакторе в результате процесса десорбции.

Основными показателями, используемыми для определения эффективности теплопреобразования, являются коэффициент преобразования тепловой энергии (СОР – coefficient of performance), удельная холодильная мощность (SCP – specific cooling power) и средняя температура охлаждения ($<\Delta T_{\rm f}>$) [6]. В работе при сравнении результатов, полученных для случаев с разным количеством высокотемпературных адсорберов, SCP рассчитывалась в единицу массы всех адсорберов и обозначалась как SCP_N. Поскольку коэффициент преобразования энергии (СОР) для рассмотренного типа устройств не является определяющим показателем, так как для их работы обычно используется бросовая тепловая энергия, при исследовании и оптимизации рассматриваемых устройств основное внимание было сосредоточено на двух других показателях – SCP и $<\Delta T_{\rm f}>$.

Предполагалось, что все адсорберы холодильника идентичны по конструкции и имеют форму цилиндров одинакового диаметра. Подача жидкого теплоносителя происходит по центральному каналу реактора. Рабочий газ подается с внешней стороны адсорбера, заполненного композитным сорбентом. При моделировании использовались характеристики экспериментально применявшихся композитов [2], компоненты которых обеспечивают физическую и химическую адсорбцию – активированное угольное волокно (бусофит), пропитанное кристаллами хлорида металлов. В качестве высокотемпературной соли рассматривался MnCl₂, а низкотемпературной – BaCl₂; рабочий газ – аммиак.

При формулировке математической модели теплопреобразователя учитываются осесимметричная двумерная фильтрация газа по закону Дарси, кондуктивно-конвективный теплоперенос и конвективный массоперенос. Предполагается, что температуры твердой, жидкой и газовой фаз в каждой точке равны и свободный газ в адсорберах – идеальный. Также пренебрегается работой, связанной с расширением или сжатием газа, действием гравитационных сил и фильтрацией жидкой фазы.

Для расчета скорости химической и физической адсорбции использовались приближенные уравнения кинетики, коэффициенты которых были взяты из опубликованных экспериментальных работ. Полная величина адсорбции и общая скорость адсорбции вычислялись аддитивным образом. В процессе адсорбции в порах адсорбента при определенных условиях может возникать конденсация газа. В микропорах (размер $d_{\rm eff} < 2$ нм) конденсация не происходит, а реализуется объемное заполнение адсорбционного пространства газом. В мезопорах (2 нм $< d_{\rm eff} < 50$ нм) сначала происходит моно- и полимолекулярная адсорбция на поверхности, а затем объемное заполнение по механизму капиллярной конденсации. В макропорах ($d_{\rm eff} > 50$ нм) газ конденсируется только при достижении значений термодинамических параметров, соответствующих области конденсированного состояния. Интенсивность конденсации/испарения описывается уравнением Герца – Кнудсена, причем при расчете капиллярной конденсации давление насыщенных паров над вогнутой поверхностью конденсата определяется из уравнения Кельвина. Предполагается, что фазовые переходы и адсорбционные процессы могут влиять друг на друга только через локальные значения температуры и давления.

Модель массообмена включает в себя уравнения сохранения массы для жидкой и газообразной фазы, причем скорость газа определяется законом Дарси:

$$\varepsilon_{\rm meso} \frac{\partial \theta_{\rm liq}^{\rm meso} \rho_{\rm liq}}{\partial t} = -J_{\rm g, liq}^{\rm meso} \quad \text{и} \quad \varepsilon_{\rm macro} \frac{\partial \theta_{\rm liq}^{\rm macro} \rho_{\rm liq}}{\partial t} = -J_{\rm g, liq}^{\rm macro},$$
$$\frac{\partial \varepsilon^* \rho_{\rm g}}{\partial t} + \nabla \left(\rho_{\rm g} \vec{v}_{\rm g} \right) = W_{\rm tot}.$$

Модель учитывает сопряженный теплообмен между сорбентом и теплоносителем. Уравнения энергии для адсорбционного слоя и теплоносителя имеют следующий вид:

$$C_{p}^{*}\frac{\partial T_{s}}{\partial t} + v_{g}\rho_{g}c_{pg}\nabla T_{s} = \nabla \left(\lambda_{eff}\nabla T_{s}\right) + W_{q},$$
$$\rho_{f}c_{f}\frac{\partial T_{f}}{\partial t} + \rho_{f}c_{f}v(r)\frac{\partial T_{f}}{\partial z} = \lambda_{f}\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_{f}}{\partial r}\right).$$

Давление на внешней поверхности адсорбционных слоев определялось из условия интегрального баланса массы.

Верификация модели проведена путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными работы [2]. Анализ показал незначительные расхождения между экспериментальными и расчетными данными, в частности отличие расчетного значения SCP от экспериментальнго составило 15%.

Увеличение средней температуры охлаждения $<\Delta T_f >$ в условиях конденсации/испарения газа в низкотемпературном адсорбере иллюстрируется сравнением двух случаев работы холодильника: без конденсации и с конденсацией (табл. 1). Условия для конденсации газа в низкотемпературном реакторе создавались путем включения в рабочую схему холодильника четырех идентичных высокотемпературных адсорберов. Как следует из табл. 1, в результате осуществления конденсации/испарения рабочего газа температура охлаждения увеличивается более чем в 2 раза, но при этом снижается удельная мощность охлаждения, вычисленная с учетом массы всех адсорберов. Коэффициент преобразования тепловой энергии также падает (почти в 1,5 раза). Таким образом, если целью использования адсорбционного холодильника является существенное снижение температуры теплоносителя, то она может быть достигнута включением в адсорбционный цикл конденсации/испарения рабочего газа, однако это требует существенного увеличения массы аппарата.

Таблица 1

Режимы	COP	SCP, Bt/kg	$SCP_N, BT/\kappa\Gamma$	$<\Delta T_{\rm f}>, {\rm K}$	$N_{ m H}$
Режим без конденсации	0,38	62,5	35,0	6,2	1
Режим с конденсацией	0,27	104,2	15,1	14,0	4

Сравнение показателей эффективности работы адсорбционно-химического холодильника для режимов с конденсацией и без конденсации газа при L = 0,4 м и $G_{\rm f} = 0,001$ кг/с

Эффективность исследуемых адсорбционных теплопреобразователей определяет большое количество конструктивных и режимных параметров. В работе проведена оптимизация рассматриваемого устройства по двум таким параметрам: длине адсорбера L и расходу теплоносителя $G_{\rm f}$. Результаты расчетов представлены на рис. 1. Как видно из рисунка, при различных значениях L и $G_{\rm f}$ расчетные точки укладываются на одну кривую, причем точки с одинаковым отношениям $L/G_{\rm f}$ совпадают. Таким образом, установлено, что SCP и $<\Delta T_{\rm f}>$ являются функциями отношения этих параметров ($L/G_{\rm f}$), а не каждого из

параметров по отдельности. С увеличением L/G_f величина $<\Delta T_f>$ возрастает, а значение SCP падает. Для представленных на графике диапазона отношений L/G_f максимальные значения SCP и $<\Delta T_f>$ соответственно равны 193 Вт/кг и 27 К.



Рис. 1. Взаимосвязь SCP и $<\Delta T_{\rm f}$ > при различных длинах реактора и расходах теплоносителей

При определенных условиях на стадии низкого давления в низкотемпературном адсорбере одновременно может происходить рост давления и снижение температуры, что вызывает нежелательную повторную адсорбцию рабочего газа, а выделяющаяся при этом теплота адсорбции снижает эффект охлаждения. Основные причины возникновения этого явления – замедление адсорбции в высокотемпературном адсорбере в результате его насыщения и кинетического торможения; и снижение температуры в реакторе в результате интенсивного испарения аммиака. Показано, что подавить повторную адсорбцию в низкотемпературном адсорбере можно путем подбора начального содержания сорбата в высокотемпературных реакторов.

Полученные результаты позволяют осуществлять выбор конструктивных и режимных параметров проектируемых адсорбционно-химических холодильников в зависимости от условий их предполагаемой эксплуатации.

Обозначения

 C_p^* – объемная теплоемкость сорбента, Дж/(м³·K); c_{pg} и c_f – удельная теплоемкость газа и теплоносителя, Дж/(кг·K); G_f – расход адсорбционного слоя, кг/с; $J_{g,liq}$ – интенсивность фазового перехода, кг/(м³·c); T_s и T_f – температура в адсорбере и теплоносителя, K; t – время, с; υ_g – скорость фильтрации газа, м/с; υ – скорость теплоносителя, м/с; W_q – суммарная плотность тепловыделений вследствие адсорбции/десорбции и фазового перехода, Вт/м³; W_{tot} – суммарная интенсивность процессов, происходящих в адсорбере (адсорбция/десорбция и конденсация/испарение), кг/(м³·c); ε – пористость; ε^* – объемная доля пор сорбента, занятых газом; θ_g и θ_{liq} – насыщенность газовой и жидкой фаз; λ_{eff} и λ_f – эффективная теплопроводность адсорбционного слоя и теплоносителя, Вт/(м·K); ρ_g , ρ_{liq} и ρ_f – плотность газа, жидкой фазы и теплоносителя, кг/м³. Индексы: тео и теасо – мезо- и макропоры.

Литература

1. Lu Z. S. and Wang R. Z. Study of the new composite adsorbent of salt LiCl/silica gelmethanol used in an innovative adsorption cooling machine driven by low temperature heat source // Renewable Energy. 2014. Vol. 63. Pp. 445–451.

2. Alyousef Y., Antukh A. A., Tsitovich A. P. and Vasiliev L. L. Three adsorbers solar cooler with composite sorbent bed and heat pipe thermal control // Applied Thermal Engineering. 2012. Vol. 38. Pp. 124–130.

3. Pan Q. W., Wang R. Z. and Wang L. W. Comparison of different kinds of heat recoveries applied in adsorption refrigeration system // Int. J. of Refrigeration. 2015. Vol. 55. Pp. 37–48.

4. Li T. X., Wang R. Z., Wang L. W., Lu Z. S. and Wu J. Y. Influence of mass recovery on the performance of a heat pipe type ammonia sorption refrigeration system using CaCl₂/activated carbon as compound adsorbent // Applied Thermal Engineering. 2008. Vol. 28. Pp. 1638–1646.

5. Wang R. Z., Xia Z. Z. and Wang L. W. Heat transfer design in adsorption refrigeration systems for efficient use of low-grade thermal energy // Energy. 2011. Vol. 36. Pp. 5425–5439.

6. Лях М. Ю., Рабинович О. С. Адсорбционно-химическое преобразование тепловой энергии в условиях конденсации газа: закономерности процесса и его оптимизация. Минск, 2015. – 28 с. (Препринт / Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, № 1).

УДК 621.577

МЕТОДИКА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина

С конца 50-х годов прошлого века в технической термодинамике прочно закрепилось понятие эксергия, с помощью которой можно решать широкий круг задач как технического, так и технико-экономического характера.

Раскрытию сущности эксергии для анализа различных технических систем посвящены работы Ф. Бошняковича, Г. Кинана, А. Грассмана, Я. Шаргута. Особо следует отметить огромный вклад В. М. Бродянского, который существенно расширил диапазон исследований в этой области и обозначил перспективы развития эксергетического метода термодинамического анализа на десятилетия вперед [1].

В последние годы получило развитие одно из направлений этого метода – теория эксергетической стоимости [2], которая разделяет все энергетические потоки в установке по целевому признаку с использованием таких понятий, как «топливо» и «продукт» элемента. Эксергетическая стоимость потока массы или энергии представляет собой необходимое количество эксергии, требуемое для производства «продукта» элемента. Она зависит от структуры технологической схемы и возникает как результат действия интегративных свойств системы. Используя целевой подход к термодинамическому анализу, можно представить полную картину распределения эксергетических потерь в элементах установки с учетом их неэквивалентности. Следует отметить, что традиционные методики термодинамического анализа позволяют констатировать только сам факт наличия потерь в конкретном элементе без указания, где потери изначально «зародились». Зачастую неэффективность одного элемента.

Авторами разработана методика термодинамического анализа парокомпрессорных холодильных машин (XM) и тепловых насосов (TH), основанная на теории эксергетической стоимости. Структура установки представляется в виде функциональной схемы, в которой потоки эксергии на входе и выходе из элемента подразделяются на «топливо» и «продукт». Определяя потребляемое элементом «топливо» и выделяя его «продукт», выражаемый через эксергию связанных материальных или энергетических потоков, можно выявить дополни-

тельные затраты «топлива» системы, обусловленные аномальной работой конкретного элемента технологической схемы. Для графического отображения распределения эксергетических потоков в установке при производстве целевого продукта используется упомянутая выше функциональная схема. Ее основное преимущество заключается в том, что она четко показывает взаимосвязи между потоками эксергии в установке и позволяет проследить, как «продукт» одной подсистемы распределяется для использования в качестве входных потоков для другой подсистемы или же в качестве конечного «продукта» установки. На функциональной схеме показывается как фактическое оборудование системы, в котором происходит обмен веществом, так и фиктивные элементы, через которые проходят искусственные (фиктивные) потоки. Они позволяют рассматривать энергетические взаимодействия между элементами в термомеханических пределах (изменение термической и механической составляющих эксергии).

Ниже предлагается схема эксергетических потоков в XM и TH «топливо – продукт» с учетом разделения их на термическую E_i^T и механическую E_i^M составляющие эксергии. Особенность этой схемы состоит в том, что наряду с методом декомпозиции потоков эксергии на E_i^T и E_i^M , используется разделение ее на энтальпийную H_i и энтропийную S_i составляющие:

$$E_{i}^{T} = m_{x\pi} \left(i_{i} - i_{i}^{M} \right) + m_{x\pi} T_{oc} \left(s_{i}^{M} - s_{i} \right) = H_{i}^{T} + S_{i}^{T}, \qquad (1)$$

$$E_{i}^{M} = m_{x\pi} (i_{i}^{M} - i_{oc}) + m_{x\pi} T_{oc} (s_{oc} - s_{i}^{M}) = H_{i}^{M} + S_{i}^{M}, \qquad (2)$$

где m_{xn} – массовый расход хладагента; i_{oc} , s_{oc} – энтальпия и энтропия хладагента при T_{oc} и P_{oc} ; i_i , s_i – энтальпия и энтропия хладагента в i-й точке цикла, кДж/кг.

Термическая эксергия возникает при условии $T \neq T_{oc}$, а механическая – при $P \neq P_{oc}$, где T_{oc} и P_{oc} температура и давление окружающей среды.

Полная эксергия в *i*-й точке цикла определяется по формуле

$$E_{i} = E_{i}^{M} + E_{i}^{T} = m_{xx} [(i_{i} - i_{oc}) - T_{oc}(s_{i} - s_{oc})].$$
(3)

Для определения термической и механической составляющих эксергии по уравнениям (1) и (2) на *T*-*s*-диаграмме схематично показано нахождение параметров хладагента $s_i^{M} = f(T_{oc}, P_i)$, $i_i^{M} = f(T_{oc}, P_i)$, $s_0 = f(T_{oc}, P_{oc})$ и $i_0 = f(T_{oc}, P_{oc})$ (рис. 1). Поскольку термическая составляющая эксергии – это аналог теплоты, отведенной в изобарном процессе ($P_i = \text{const}$) при изменении параметров хладагента от T_i до T_{oc} , а механическая – это работа изотермического расширения ($T_{oc} = \text{const}$) от P_i до P_{oc} , согласно рекомендациям работы [3], s_i^{M} и i_i^{M} находятся на пересечении $P_i = \text{const}$ с изотермой T_{oc} , а s_0 и i_0 определяются на пересечении $P_i = \text{const}$. На рис. 1 приняты следующие обозначения: T_0 , P_0 – температура и давление испарения, T_{κ} , P_{κ} – температура и давление конденсации.

Предложено декомпозицию эксергетических потоков в XM и TH проводить по единому правилу: если, например, термическая энтальпийная составляющая потока эксергии в процессе перехода от параметров состояния хладагента в *i* к его параметрам в (*i*+1) $H_k^T = (H_{i+1}^T - H_i^T) < 0$, то эта составляющая для *k*-го элемента является «топливом», если $H_k^T > 0$, то – его «продуктом». Аналогично для составляющих H_k^M, S_k^M и S_k^T . Схема декомпозиции эксергетических потоков, составленная с учетом изменения термической и механической составляющих эксергии в характерных точках цикла установки, представлена на рис. 2. На рисунке все входящие в элемент потоки являются его «топливом», а выходящие – «продуктом».


Рис. 1. Цикл XM и схема определения $s_i^{\rm M}$, $i_i^{\rm M}$, s_0 и i_0

В отличие от используемых в настоящее время моделей разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», в предлагаемой схеме целевое назначение потоков будет меняться в зависимости от параметров окружающей среды, а также параметров низкопотенциального источника на входе в испаритель, а не от назначения установки (XM или TH).



Рис. 2. Схема декомпозиции составляющих эксергетических потоков при температуре хладоносителя на входе в испаритель T_{s1} меньшей температуры окружающей среды T_{oc} : $E_{Q\kappa}$ и E_{Q0} – эксергии тепла и холода; N_3 , N_B , N_H – мощность электродвигателя, вентилятора и насоса; КМ – компрессор; КД – конденсатор; ДР – дроссель; ИСП – испаритель

Эксергетический баланс для элементов системы может быть записан как

$$I_{k} = F_{k} - P_{k} = (k_{k} - 1)P_{k}, \qquad (4)$$

где *I_k* – деструкция эксергии в *k*-м элементе; *F_k*, *P_k* – «топливо» и «продукт» *k*-го элемента.

Если изменяются условия эксплуатации установки, то меняется ее эффективность и произведенный продукт. Таким образом, технически возможный потенциал энергосбережения для системы может быть определен при сравнении реального и эталонного режимов по следующему уравнению [2]

$$\Delta I_k = P_k^0 \Delta k_k + (k_k - 1) \Delta P_k, \qquad (5)$$

где P_k^0 – «продукт» *k*-го элемента в эталонном режиме; $k_k = F_k/P_k$ – эксергетическая стоимость потока в элементе, которая показывает потерю качества эксергетического потока в элементе. Под ухудшением качества эксергии понимается увеличение ее энтропийной составляющей, по сравнению с входящей в установку электрической энергией, являющейся безэнтропийной (рис. 2).

В уравнении (5) первое слагаемое характеризует влияние на ΔI_k потерь от необратимости в *k*-м элементе, которые непосредственно связаны с его техническим несовершенством (эндогенная деструкция эксергии I_k^{EN}), а второе слагаемое определяет потери эксергии в том же *k*-м элементе, однако зависящие от несовершенства остальных элементов (экзогенная деструкция эксергии I_k^{EX}).

Для численной реализации предложенной модели нами проведен расчет статических характеристик парокомпрессорного чиллера типа «вода – воздух» по методике [4]. Проектные характеристики следующие: холодопроизводительность в расчетном режиме составляет 16,8 кВт, теплопроизводительность – 21,6 кВт. Рабочее вещество R22. Компрессор «Мапештор МТ 64». Расход воздуха через конденсатор – 2,88 м³/с; температура воздуха на входе в конденсатор – 32 °C. Расход воды через испаритель – 1 л/с. В качестве эталонного режима принимался стандартный режим работы чиллера при температуре воды на входе в испаритель 10 °C. В эксплуатационном режиме температура воды на входе в испаритель 12 °C.

На рис. 3 приведен характер изменения деструкции эксергии в каждом элементе, а также эндогенной и экзогенной ее составляющих.





Как можно видеть из рисунка, изменение полной деструкции эксергии в элементе меньше, чем изменение ее составляющих. Это связано с проявлением эффекта взаимовлияния потерь эксергии в элементах чиллера.

Предложенная методика эксергетического анализа позволила комплексно подойти к решению нескольких задач: нахождение эндогенной и экзогенной составляющих деструкции эксергии в элементах установки; выявление аномалий в работе всей установки и отдельных ее элементов; определение эксергетической стоимости «продукта» каждого элемента термотрансформатора.

Литература

1. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

2. Lozano M. A., Valero A. Theory of exergetic cost // Energy. 1993. No. 18(9). Pp. 939–960.

3. Морозюк Т. В., Тсатсаронис Дж. Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем // Пром. теплотехника. 2005. Т. 27, № 2. С. 88–92.

4. Мацевитый Ю. М., Братута Э. Г., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Системноструктурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов. Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. – 269 с.

УДК 532.542

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕДАЧИ, РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ (ЭНЕРГОПОТОКОВ) ПРОМЫШЛЕННЫМ ПРОИЗВОДСТВОМ

Е.И. Михиенкова¹, П.А. Необъявляющий^{1,2}, С.А. Филимонов², Д.В. Бойков^{1,2}

¹ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», г. Красноярск, Россия ²ООО «ТОРИНС», г. Красноярск, Россия

Цель работы заключается в определении текущих параметров распределительных сетей и оборудования систем энергоснабжения промышленного предприятия для расчетов параметров при реализации новых проектов и оптимизации существующих технологических и экономических затрат.

На этом этапе работы:

1. Построены топологические расчетные схемы на базе существующих распределительных сетей и оборудования: горячего водоснабжения (ГВС); пароснабжения; теплофикационного водоснабжения.

2. Разработаны гидравлическая и тепловая модели для расчета параметров энергопотоков (расходы, перепады давления, температуры) сетей и оборудования.

3. Разработаны модели расчета удельных финансовых показателей на основе определения «ценностей энергопотоков».

4. Проведены оценочные расчеты существующей системы энергоснабжения предприятия на основе предоставленных Заказчиком исходных данных.

5. Предложены рекомендации по оптимизации работоспособности исследуемых систем.

Для оперативной оценки гидродинамических и тепловых процессов, протекающих в системах, целесообразно создание модели, основанной на балансовых соотношениях, описывающих законы сохранения. При таком подходе система может быть представлена эквивалентной схемой, состоящей из элементов – частей тракта, и связей между ними, которые отражают протекающие процессы [1].

Для решения такого класса задач применяется модель гидравлической цепи. Фундаментальной базой описания процессов движения сплошной среды [2] внутри сложной сети трубопроводов являются законы сохранения массы, энергии и количества движения, позволяющие получить систему уравнений в частных производных, где неизвестные функции (плотность, концентрации компонент, температура, скорость и давление) определяются в каждой точке континуума. Эта система состоит из уравнения сохранения массы, уравнения сохранения движения (Навье – Стокса), уравнения сохранения энергии, n – уравнений сохранения компонент потока и замыкается уравнением связи давления и плотности (уравнения состояния). В общем виде эта система нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных для расчета реальных систем трудоемкая из-за большого объема вычислительной работы, поэтому часто используется путь упрощения с помощью различных допущений и предположений [3].

Задачу потокораспределения несущего потока в сети можно представить в виде системы уравнений

$$\sum_{l \in U_i} \nabla_{il} u_l = q_i, \ i \in N; \qquad \sum_{i \in N} \nabla_{il} p_i = h_l(u_l), \ l \in U.$$

$$\tag{1}$$

Первое уравнение является законом сохранения потока в узле сети, второе описывает связь между падением давления на ветви и расходом в этой ветви, для гидравлических сетей.

Для вычисления энтальпии или температуры в участках сети была использована модель переноса по потоку:

$$\sum_{l \in U_i} \nabla_{il} x_l = q_i^C, \quad i \in N; \qquad x_l = u_l \eta_i, l \in O_i(u) \neq 0, \quad i \in N.$$
(2)

Первое уравнение является законом сохранения энергии, а второе уравнение описывает снос характеристики потоком. Данная система уравнений может решаться как для энтальпии (в случае паропроводов), так и для температуры.

Связь падения давления со скоростью потока на ветви описывается формулой Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta p_l = \left[\frac{\lambda_l L_l}{D_l} + \xi_l\right] \frac{\rho_l w_l^2}{2}.$$
(3)

Первая рассмотренная система – система горячего водоснабжения – основана на подогреве пожарно-хозяйственной воды паром в центральной бойлерной, с последующим распределением её по потребителям.

Проведен предварительный гидродинамический и тепловой расчет схемы. Коэффициент теплопроводности изоляции в схеме был подобран, исходя из среднесуточных данных телеметрии на бойлерной. Проведена серия расчётов для различных внешних условий (рис. 1).

Учитывая, что основными затратами является восполнение теплопотерь через некачественную изоляцию труб, первым предложением является её замена. Для этого проведена серия расчетов, в которой варьировался тип изоляционного материала, его толщина, а также проведена оценка его стоимости.

Следующая рассмотренная система – система пароснабжения – предназначена для доставки высокопотенциального теплоносителя на технологические нужды, обогрев производственных зданий в холодный период времени и нагрев горячей воды в системе ГВС.

Для анализа существующей системы пароснабжения было проведено два расчета для разных внешних условий. Основными параметрами, значение которых определялось у потребителя, являются энтальпия смеси – *Enth*, непосредственно энтальпия пара – *Enth vapor* и доля пара в смеси. Основной задачей оптимизации является снижение теплопотерь и уменьшение (исключение) образования конденсата в паропроводах. Это приведет к улучшению качества пара у потребителя и снижению его количества при покупке у ТЭЦ. Основными направлениями к снижению теплопотерь являются улучшение теплоизоляции паропроводов и подбор их оптимального диаметра. Уменьшение диаметра паропровода и, следовательно, поверхности теплопередачи ведет к сокращению тепловых потерь и снижению энтальпии сухого пара на линии фазового перехода (энтальпия начала конденсации пара) из-за снижения давления пара у потребителя. Давление может быть слишком низким. Оба фактора позволят уменьшить или исключить образование конденсата у потребителя.

Работа следующей системы – системы теплофикационного водоснабжения – осуществляется следующим образом. Вода из городской сети подается в тепловой пункт, в котором часть воды, не проходя процедуры смешения, направляется в отопительный контур заводоуправления. Остальная часть смешивается с охлажденной водой и поступает в циркуляционный контур завода. Количество циркулирующей воды в контуре равно суммарному потреблению воды зданиями завода. Количество и температура подпиточной воды от ТЭЦ рассчитывается из условия соблюдения температурного графика.



Рис. 1. Распределение температуры горячей воды по потребителям

На рис. 2 представлено сравнение требуемой и расчетной тепловой нагрузки у потребителей. Наблюдается хорошее совпадение исходных и расчетных значений, отклонения по расходам несколько нивелируются относительно определенных термических сопротивлений зданий.



Рис. 2. Сравнение тепловой нагрузки зданий

Основными финансовыми затратами системы теплоснабжения являются: плата за тепловую энергию; плата за электричество, потребляемое насосами; эксплуатационные затраты (зарплата обслуживающего персонала, ремонт и т. д.).

Тепловая энергия, потребляемая заводом, состоит из двух частей: тепло, отданное непосредственно на отопление зданий: полезные потери (определяется как сумма тепловых потоков зданий) и тепловые потери в сети (разница между полными потерями и полезными).

Как видно из рис. 2, при несбалансированной по расходам схеме необходимая тепловая нагрузка зданий может как превышать расчетную, что приводит к дополнительным затратам, так и быть ниже требуемой, что приводит к нарушению температурного режима у потребителей. Для уменьшения тепловых потерь необходимо улучшать тепловую изоляцию. Электрическая энергия, затрачиваемая насосами, определяется из необходимого циркуляционного расхода и напора. Результаты оценки финансовых затрат и вариантов их уменьшения приведены на рис. 3. Как видно из данной диаграммы, при равномерном распределении расходов затраты на тепловую энергию растут, но при этих условиях все потребители получают достаточно тепла.

Стоит отметить, что суточные затраты на отопление сильно зависят от температуры наружного воздуха, однако, характер распределения параметров затрат на отопление при изменении температуры для разных вариантов оптимизации останется прежним.





Основным недостатком системы теплофикационного водоснабжения также является неудовлетворительное качество теплоизоляции, а также не актуальный, на сегодняшний день, подбор регулирующих шайб. Для снижения затрат на систему отопления завода будет рассчитан актуальный (на сегодняшний день) и перспективный (с учетом новых потребителей) подбор регулирующих шайб и анализ мероприятий по снижению тепловых потерь.

Реализация указанных выше задач показала значительный потенциал по оптимизации систем потребления энергоресурсов, что приведет к снижению затрат на их получение, а также повысит их качество.

Для более точных оценок оптимизации систем потребления энергоресурсов и учета их развития (появление новых потребителей) произведена адаптация расчетных моделей к существующему состоянию систем при помощи обработки данных телеметрий приборов учета и точечных замеров необходимых параметров в рамках следующего этапа работы.

Обозначения

 ∇_{il} – матрица связей узлов и ветвей ориентированного графа; O_i – подмножество ветвей, начинающихся в *i*-м узле; I_i – подмножество ветвей, заканчивающихся в *i*-м узле; u_l – вычисляемый несущий поток на ветви, кг/с; q_i – источник в узле, кг/с; p_i – потенциал в узле; η_i – энтальпия в узле; Δp_i – падение давления на ветви, Па; λ_i , ξ_i – коэффициенты линейного и местного трения, зависящие от скорости потока и определяющиеся по эмпирическим формулам; L_l , D_l – длина и гидравлический диаметр ветви, м; ρ_i – плотность потока, кг/м³; w_l – скорость потока, м/с.

Литература

1. Бойков Д. В., Филимонов С. А., Дектерев А. А. Комплексный анализ систем газоходов с использованием методов трехмерного моделирования и методов ТГЦ.

2. Меренков А. П., Хасилев В. Я. Теория гидравлических цепей. М.: Наука, 1985.

3. Елгин Б. А., Дектерев А. А. Использование сетевого моделирования для изучения физико-химических процессов в газоходных трактах и технологическом оборудовании // Гидравлические цепи. Развитие теории и приложения. Новосибирск: Наука, 2000.

УДК 621.577

ОЦЕНКА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОНАСОСНЫХ СИСТЕМ

А. Н. Недбайло

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

Проведен анализ эксергетической эффективности работы системы теплоснабжения на основе парокомпрессионной теплонасосной установки (ТНУ), а также разработана ее эксергетическая модель, соответствующая технологической схеме работы (рис. 1).



Рис. 1. Эксергетическая модель теплонасосной системы теплоснабжения: ОП – отапливаемое помещение, HBT – насос высокопотенциального промежуточного теплоносителя, КД – конденсатор, КМ – компрессор, В – вентилятор нагреваемого воздуха в помещении, ПО – отопительный прибор, Д – дроссель, И – испаритель; ННТ – насос низкопотенциального теплоносителя; e^{IO}_{B} – эксергия, подведенная к воздуху отапливаемого помещения, e^{IO}_{ITT} – эксергия, подведенная к промежуточному теплоносителю, e^{KQ}_{ITT} – эксергия, подведенная к рабочему телу в испарителе, e^{u}_{HT} – эксергия, которой обладает низкопотенциальный теплоноситель, e_{BB} – эксергия, подведенная к вентилятору, e_{HBT} - эксергия, подведенная к насосу высокопотенциального промежуточного теплоносителя, e_{KM} – эксергия, подведенная к насосу высокопотенциального промежуточного теплоносителя, e_{KM} – эксергия, подведенная к насосу высокопотенциального промежуточного теплоносителя, e_{KM} – эксергия, подведенная к насосу низкопотенциального теплоносителя, Q_{U} , Q_{KD} , $Q_{\Pi O}$ – значения тепло-производительности испарителя, конденсатора и отопительного прибора соответственно

Основной поток эксергии проходит через ключевые элементы ТНУ от точки ввода эксергии в систему до получения конечного полезного эффекта у потребителя. Он оценивается значением приведенной эксергетической производительности ТНУ e_Q [1]. Исходя из этого эксергия, подводимая к каждому элементу, должна выражаться в виде функциональных зависимостей от заданной e_Q , которые должны быть представлены в виде развернутых аналитических выражений, математически описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах ТНУ. Для получения аналитических выражений, связывающих между собой процессы, происходящие в различных элементах теплонасосной установки, используются значения основного потока эксергии в этих элементах [2, 3].

На основе разработанной эксергетической модели были определены потери эксергии от внешней и внутренней необратимости, а также осуществлен расчет эксергетического коэффициента полезного действия теплонасосной системы теплоснабжения и ее отдельных элементов. Анализ позволил определить наиболее энергетически неэффективные элементы схемы с целью их возможной модернизации или замены.

Литература

1. Безродний М. К., Куделя П. П., Дроздова О. І. Порівняльний ексергетичний аналіз теплонасосних та традиційних систем опалення // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. 2010. Вип. 2. С. 22–35.

2. Эксергетический метод и его приложения / Под ред. В. М. Бродянского. М.: Мир. 1967. – 248 с.

3. Энергия и эксергия / Под ред. В.М. Бродянского М.: Мир. 1968. – 192 с.

УДК 536.24: 621.456

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГОДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ С ШАРОВЫМИ МИКРОТВЭЛАМИ

Ф. В. Пелевин, А. В. Пономарев, В. В. Лозовецкий

МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва, Россия

Ядерным ракетным двигателям (ЯРД) в России и в США с середины 50-х гг. ХХ в. уделяется большое внимание из-за их высокого удельного импульса тяги [1]. В настоящее время актуальным становится вопрос создания ядерных энергодвигательных установок (ЯЭДУ) для энергоснабжения космических аппаратов и станций на уровне десятков-сотен киловатт в течение длительного времени, например, для пилотируемой экспедиции к планете Марс. Для этого необходимо создать на базе ЯРД ядерную энергодвигательную установку.

Исследование особенностей организации процесса нагрева рабочего тела в трактах охлаждения элементов конструкции ЯЭДУ представляет собой актуальную и новую область в науке и технике.

Межканальная схема движения теплоносителя. Наиболее важным вопросом для ЯРД, ЯЭДУ, так же как и для жидкостного ракетного двигателя (ЖРД), является необходимость надежного охлаждения ядерного реактора и сверхзвукового сопла в условиях очень высоких тепловых потоков при ограниченных гидравлических потерях.

Известно, что использование высокотеплопроводных пористых материалов (ПМ) максимально интенсифицирует теплообмен [2]. Но при этом резко возрастают гидравлические потери. Для уменьшения гидравлических потерь в пористых средах необходимо перейти от общеизвестного продольно-канального к межканальному (продольно-поперечному) движению теплоносителя сквозь пористую среду [2]. Межканальная схема движения теплоносителя сквозь пористую среду позволяет устранить большое гидравлическое сопротивление без увеличения массы и габаритов теплообменного тракта. Межканальную транспирацию теплоносителя (МКТТ) сквозь пористую среду можно использовать как в ядерном реакторе ЯЭДУ (рис. 1), так и в системе охлаждения сверхзвукового сопла [3].

При межканальной транспирации теплоносителя уменьшается путь движения теплоносителя l через ПМ и увеличивается площадь проходного сечения F_{np} тракта, что однозначно приводит к уменьшению перепада давления теплоносителя в теплообменном тракте. Перепад давления ΔP в ПМ можно определить, используя уравнение Дарси:

$$\left(P_{ex} - P_{eblx}\right) / l = \xi \rho v^2 / 2d_{_{3KG}}.$$
(1)

Из уравнения (1) хорошо видно, что для уменьшения потерь давления необходимо уменьшать путь движения теплоносителя и скорость движения теплоносителя.



Рис. 1. Межканальная схема движения теплоносителя в ядерном реакторе с шаровыми микротвэлами

При переходе от продольного движении теплоносителя в кольцевом тракте длиной L и толщиной δ , заполненном ПМ, к межканальному движению теплоносителя путь движения теплоносителя уменьшается в L/l раз, где L – продольная длина теплообменного тракта, l – расстояние между каналами. Если L >> l, то затраты мощности на прокачку теплоносителя через ПМ будут несоизмеримо малы с затратами мощности при движении теплоносителя через кольцевой канал длиной L и толщиной δ с ПМ.

Важным преимуществом тракта с МКТТ является то, что площадь проходного сечения тракта возрастает не за счет увеличения поперечных габаритов тракта, а за счет большого числа подводящих и отводящих каналов *N*. Площадь проходного сечения тракта с МКТТ равна

$$F_{np} = NL\delta$$

При использовании МКТТ в пористых трактах уменьшается скорость движения теплоносителя через ПМ, так как при постоянном секундном массовом расходе теплоносителя *m* и плотности ρ теплоносителя площадь проходного сечения тракта с МКТТ $F_{\rm пр \, MKTT}$ увеличивается по сравнению с площадью проходного сечения кольцевого тракта $F_{\rm пр \, n-\kappa}$:

$$F_{\rm пр MKTT} = L \delta \pi d_{\rm cp} / l = (L/l) F_{\rm пр п-к},$$

так как $N = \pi d_{cp}/l$, а $F_{пр n-\kappa} = \delta \pi d_{cp}$, d_{cp} – средний диаметр кольцевого канала.

Уменьшение скорости движения теплоносителя сквозь ПМ приводит к резкому уменьшению потерь давления в теплообменном тракте (1). При турбулентном движении теплоносителя через ПМ потери давления в пористом тракте с МКТТ будут уменьшены в $(L/l)^3$ раз, а при ламинарном движении – в $(L/l)^2$ раз.

При одинаковых потерях давления ΔP , ξ , плотности теплоносителя увеличение теплоотдачи составит

$$Nu_{MKTT} / Nu_{II-K} = (L / l)^{0,4}$$

Реакторы с шаровыми микротвэлами. Одной из основных задач организации охлаждения реактора является выравнивание поля температур в реакторе. В связи с этим представляют интерес тепловыделяющие сборки на основе шаровых микротепловыделяющих элементов (микротвэлов) [1, 4]. В шаровых тепловыделяющих сборках реализуется трехмерный поток с многочисленными сужениями и расширениями, который обеспечивает интенсивное выравнивание неравномерности температуры в реакторе. Кроме того, шаровые сборки обладают высокой живучестью (разрушение одного или нескольких шаровых твэлов еще не означает разрушение всей сборки) [1]. Шаровые сборки обладают хорошо развитой поверхностью теплообмена и самыми высокими значениями теплоотдачи. С уменьшением диаметра шарового твэла растет поверхность теплообмена и теплоотдача.

К недостаткам шаровых сборок следует отнести большое гидравлическое сопротивление из-за большого пути движения теплоносителя *L* через шаровые твэлы (рис. 2) и высокой скорости движения теплоносителя. Эти недостатки частично можно устранить применяя радиальную схему движения теплоносителя (рис. 3) [5].



Рис. 2. Схема ядерного реактора с продольным (осевым) движением теплоносителя сквозь шаровые твэлы: 1 – шаровые твэлы; 2 – перфорированные решётки; 3,4 – раздаточный и сборный коллекторы; 5, 6 – кожухи



Рис. 3. Схема ядерного реактора с радиальным течением теплоносителя сквозь шаровые твэлы: 1 – раздаточный коллектор; 2, 4 – решётки коллекторов; 3 – шаровые твэлы; 5 – сборный коллектор [5]

В реакторе с радиальной схемой движения путь движения теплоносителя *l* через шаровые твэлы меньше, чем у реактора с продольным движением теплоносителя, а площадь проходного сечения больше. При заданном расходе теплоносителя и габаритах реактора это приведет к уменьшению скорости движения теплоносителя и уменьшению гидравлических потерь.

В реакторе с межканальной схемой движения теплоносителя сквозь шаровые микротвэлы (рис. 1) можно достичь максимально большой площади проходного сечения за счет увеличения числа каналов. Гидравлические потери будут меньше, чем в реакторе с радиальным течением теплоносителя, при условии когда расстояние между подводящими и отводящими каналами N будет меньше толщины шарового микротвэльного слоя δ .

Поля давлений. Особенностью схемы с МКТТ сквозь шариковые микротвэлы является то, что в подводящих каналах реализуется течение теплоносителя с оттоком массы, а в отводящих каналах – течение с притоком массы. В подводящих каналах статическое давление возрастает по длине канала, а в отводящих каналах, вследствие притока массы, давление уменьшается, а скорость возрастает. Между каналами реализуется переменное статическое давление вдоль продольной оси реактора с МКТТ и, соответственно, переменный расход теплоносителя. Поэтому для выравнивания поля температур в реакторе важнейшей задачей является выравнивание расхода теплоносителя по длине реактора с МКТТ.

Для подтверждения изложенного выше были проведены экспериментальные исследования полей давления в подводящих и отводящих каналах на модельном тракте с МКТТ.

В качестве теплоносителя использовался воздух. Удельный тепловой поток в стенку пористого тракта с МКТТ составлял $(4,9-19)\cdot 10^4$ Вт/м². При проведении испытаний цилиндрических моделей тракта с МКТТ установлено влияние массовой скорости течения теплоносителя ρw на поля статического давления в подводящих и отводящих каналах (рис. 4).

Отмечено повышение статического давления у непроницаемого торца подводящего канала и понижение давления в выходном сечении отводящего канала, что согласуется с выводами работы [5]. В канале с подводом газа через пористую поверхность (отводящем) давление изменяется более интенсивно, чем в канале с отводом газа (подводящем) при прочих равных условиях. В отводящих каналах плотность газа ниже, чем в подводящих каналах, а скорость выше.

Поля температур. Температура теплоносителя в отводящем канале практически не изменяется.

370



Рис. 4. Поля давлений в подводящих (*a*) и отводящих (б) каналах ($\Pi = 0,37$): $\blacklozenge - \rho w = 47 \text{ кг/(c·м}^2)$; = -120,3; $\blacktriangle - 191,5$

При течении по подводящему каналу теплоноситель нагревается (рис. 5). Его максимальная температура отмечена у непроницаемого торца канала. В отводящем канале температура теплоносителя по длине практически не изменяется. Незначительное изменение температуры теплоносителя в отводящем канале объясняется оттоком тепла через стенки канала к холодному теплоносителю в подводящем канале. Эти данные необходимы для более точного расчета температуры стенки по длине тракта с МКТТ.



Рис. 5. Температура теплоносителя в отводящем (*a*) и подводящем (б) канале в зависимости от массовой скорости: $\bullet - \rho w = 505 \text{ кг/(c} \cdot \text{m}^2), \blacksquare - 352, 1, \blacktriangle - 130, 8$

Выводы

Теоретически обоснован переход от традиционного продольно-канального движения к продольно-поперечному движению теплоносителя (межканальному движению) сквозь пористую среду с целью достижения максимально возможной интенсификации теплообмена в теплообменном тракте при минимальных потерях давления в нем.

Переход от канального движения к межканальному движению сквозь шаровые микротвэлы позволяет максимально уменьшить потери давления в теплообменном тракте.

Для выравнивания поля температур в реакторе предложено использовать межканальную схему движения теплоносителя сквозь шаровые микротвэлы.

Для расчета расхода теплоносителя по длине реактора экспериментально определены поля давлений в подводящих и отводящих каналах.

Литература

1. Демянко Ю. Г., Конюхов Г. В., Коротеев А. С. и др. Ядерные ракетные двигатели. М.: ООО «Норма-Информ», 2001. – 416 с.

2. Леонтьев А. И., Пилюгин Н. Н., Полежаев Ю. В., Поляев В. М. и др. Научные основы технологий XXI века. М.: УНПЦ «Энергомаш» МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 416 с.

3. Пелевин Ф. В., Аврамов Н. И., Семенов П. Ю. Новый подход к охлаждению ракетного кислородно-керосинового двигателя // Наука и образование. Авиационная и ракетно-космическая техника. Электрон. науч.-техн. издание МГТУ им. Н. Э. Баумана, ЭЛ № ФС77-48211. 2012. № 06, июнь.

4. Лозовецкий В. В., Крымасов В. Н. Гидромеханические и тепловые процессы в ядерных реакторах с микротвэльным топливом. М.: ВИНИТИ РАН, 2003. – 326 с.

5. Дзюбенко Б. В., Ашмантас Л. В., Сегаль М. Д. Моделирование стационарных и переходных теплогидравлических процессов в каналах сложной формы. Вильнюс: Pradai, 1994. – 228 с.

УДК 620.9:662.93

СЛОЕВОЕ СЖИГАНИЕ МЕСТНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА: ОПЫТ, ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ

Е. А. Пицуха, Ю. С. Теплицкий

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Слоевое сжигание является наиболее широко известным способом сжигания твердого топлива. Первоначально применение и развитие получило сжигание в плотном слое благодаря простоте конструктивной реализации, устойчивости процесса горения, низкой чувствительности к фракционному составу топлива, отсутствию расходных материалов, как например, при сжигании в кипящем слое. В настоящее время слоевой способ очень широко применяется для сжигания, как ископаемых твердых топлив (каменные и бурые угли), так и топлив биологического происхождения. Для этой технологии сжигания биотоплива сформировался характерный диапазон мощности, примерно до 20–30 МВт [1–4], в котором его применение технически и экономически наиболее целесообразно. В зависимости от организации работы слоя технологию слоевого сжигания применяют для биотоплив влажностью до 60% и фракционным составом до 50–80 мм [1–4].

Сжигание твердого биотоплива в плотном слое было исследовано на опытнопромышленных образцах паровых и водогрейных котлов мощностью от 0,5 МВт до 7 МВт с различными типами топочных устройств, такими как наклонные решетки, наклонные переталкивающие решетки, ретортные топки. В частности сжигание фрезерного торфа изучалось на паровом котле Е-10-1,4ДР производительностью 10 т/ч (рис. 1). Котел установлен на торфопредприятии «Дитва» (Беларусь, Гродненская обл.) и используется в технологическом цикле производства торфяных брикетов. Котел оснащен наклонной переталкивающей решеткой со встречной схемой движения топлива и продуктов горения и имеет неэкранированную камеру сгорания. Устойчивое горение было получено для фрезерного торфа с рабочей влажностью (W^p) до 45–48% (O^p_{μ} = 1740–1920 ккал/кг) и зольностью (A^c) до 12-15%. При более высокой влажности торфа (до 50-52%) также имел место стабильный процесс горения, однако мощность в этом случае снижалась до 70-80% от номинала и наблюдалось неполное сгорание топлива на решетке. Розжиг котла на фрезерном торфе достаточно длительный, примерно от 6 до 10 ч и осуществляется на топливе меньшей влажности, около $W^p = 40\%$. Период розжига и выхода на устойчивый режим горения обусловлен временем нагрева футеровки, после чего топка может работать на торфе более

высокой влажности. Характерными недостатками топок на основе сжигания твердого биотоплива в плотном слое являются повышенные габариты топочных устройств.



Рис. 1. Котел Е-10-1,4ДР паропроизводительностью 10 т/ч, оснащенный наклонной переталкивающей решеткой для сжигания фрезерного торфа в плотном слое: 1 – наклонная переталкивающая решетка, 2 – топочная камера, 3 – воздухоподогреватель, 4 – экономайзер

Этого недостатка лишены котлы с топками низкотемпературного кипящего слоя. Газораспределительные решетки в этом случае более компактны, тепловое напряжение зеркала горения выше и составляет 2–4 MBt/м², в отличие от 0,5–1,5 MBt для плотного слоя. Топки кипящего слоя могут работать на биотопливе в широком диапазоне влажности, обычно от 25 до 55% и в процессе эксплуатации требуют корректировки лишь режимных параметров, таких как соотношение первичного и вторичного дутья, доли газов рециркуляции и температуры дутьевого воздуха. В то же время сжигание в плотном слое требует различных конструкций топок для сухих и влажных топлив. К недостаткам сжигания в кипящем слое следует отнести меньшую глубину регулирования мощности, повышенный унос топлива, необходимость использования расходных материалов (инертный наполнитель), более жесткие ограничения максимальных размеров частиц топлива.

Сжигание древесного топлива, фрезерного торфа и смесей этих топлив в низкотемпературном кипящем слое изучалось на опытно-промышленных образцах паровых котлов среднего давления E-10-3,9-440ДФ, E-30-3,9-440ДФ (рис. 2) паропроизводительностью 10 и 30 т/ч.



Рис. 2. Котел Е-30-3,9-440ДФ паропроизводительностью 30 т/ч, оснащенный топочным устройством низкотемпературного кипящего слоя для сжигания древесного топлива и фрезерного торфа: 1 – топка, 2 – колпачковая газораспределительная решетка, 3 – двухступенчатый пароперегреватель, 4 – барабан верхний, 5 – барабан нижний, 6 – двухступенчатый воздухоподогреватель, 7 – экономайзер

Котел Е-30-3,9-440ДФ установлен на Белорусской ГРЭС (Беларусь, Витебская обл.), котел Е-10-3,9-440ДФ установлен на Лунинецкой ТЭЦ (Беларусь, Брестская обл.). Было опробовано сжигание щепы, имеющей рабочую влажность $W^p = 41-48\%$ (низшая теплота сгорания $Q^p_{\rm H} = 2100-2400$ ккал/кг, зольность $A^p = 0,3-0,6\%$), торфа ($W^p = 48-52\%$, $Q^p_{\rm H} = 1900-2200$ ккал/кг, $A^p = 3-5,5\%$) и смесей этих топлив с массовым содержанием торфа 0–80%. Доля первичного воздуха (воздух, подаваемый под газораспределительную решетку) принималась 50–70%. Коэффициент избытка воздуха на выходе топки составлял $\alpha = 1,32-1,6$. Было изучено влияние скорости фильтрации на качество псевдоожижения. Исследовались динамика разогрева слоя инертного материала (кварцевого песка). Время разогрева слоя песка для котла Е-30-3,9-440ДФ, оснащенного нижним растопочным устройством, составляло 1,5–2,5 ч, для котла Е-10-3,9-440ДФ с верхним растопочным устройством разогрев выполнялся в течение 4–6 ч.

Сжигание щепы и смеси «щепа – фрезерный торф» при массовом содержании фрезерного торфа до 80% показало устойчивое горение топлива при рабочей влажности 41–52%. Температура кипящего слоя в диапазоне 800–900 °C поддавалась целенаправленной регулировке за счет изменения доли газов рециркуляции, доли первичного воздуха и его температуры (в пределах 60–180 °C). Долю первичного воздуха для обеспечения этого температурного уровня рекомендуется принимать 55–65%. С увеличением содержания мелких фракций в топливной смеси температура слоя несколько снижалась. Например, при увеличении содержания фрезерного торфа в смеси до 70–80% температура слоя по сравнению с чистой щепой снижалась на 30–50 °C, что объясняется уменьшением тепловыделения в слое из-за выноса мелких частиц.

Перспективной технологией сжигания твердого биотоплива является совмещение слоевого сжигания с вихревым дожиганием горючих газообразных продуктов в надслоевом пространстве [5]. Основными преимуществами этих топок по сравнению с традиционными слоевыми топками является возможность более качественного вихревого смешения летучих и продуктов неполного сгорания с дутьевым воздухом, а также сравнительно небольшой объем топочной камеры. Это позволяет организовать процесс сжигания твердых биотоплив с более высокими тепловыми напряжениями топочного объема при низком, нехарактерном для слоевых топок, коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 1,15-1,25$) и небольшом химическом недожоге. За счет центробежного эффекта снижается унос несгоревших частиц и соответственно уменьшается механический недожог.

Опытный образец котла водогрейного малой мощности (0,5 MBт) с циклонно-слоевой топкой предназначен для выработки тепловой энергии при сжигании мелкофракционных твердых биотоплив (опилки, щепа, стружка, растительные отходы, фрезерный торф) в плотном слое (рис. 3).

При испытаниях котла было опробовано сжигание древесных топлив – опилок, стружки, щепы с рабочей влажностью $W^p = 7-55\%$, фракционным составом примерно от 1 мм до $10 \times 20 \times 50$ мм и насыпной плотностью $\rho = 100-340$ кг/м³, а также фрезерного торфа и растительных отходов – льнокостры. Мощность котла варъировалась в диапазоне 50-100% от номинальной. Доля донного дутья принималась $\varphi = 0-0,62$. Для всех топлив в диапазоне этих режимных параметров получен устойчивый процесс горения. Тепловое напряжение для топки в целом при номинальной мощности составляло примерно 930 кВм/м³. Температура отходящих газов на выходе камеры догорания имела значения 790–915 °C. Установлены концентрации кислорода (O₂), монооксидов углерода (CO) и азота (NO) в отходящих газах в зависимости от режимов работы топочного устройства, и выполнено сравнение с принятыми в Беларуси нормативами на выбросы загрязняющих веществ [6, 7].

В целом проблемы технологии слоевого сжигания твердых биотоплив и топочной техники заключаются в отсутствии достоверных, научно-обоснованных методик инженерного

проектирования, позволяющих в зависимости от характеристик топлива определять геометрические и режимные параметры работы топки: геометрию топочной камеры и газораспределительной решетки, степень экранирования камеры сгорания, секционирование подвода воздуха и газов рециркуляции. Для этого требуется разработка методик расчета горения твердого биотоплива в слое и сложного радиационно-конвективного теплообмена в топочном объеме, включающем в общем случае камеру сгорания и камеру догорания.



Рис. 3. Котел водогрейный газотрубный мощностью 0,5 МВт (*a*), 3D модель циклонно-слоевой топки (б), конфигурация топочного объема (*в*)

Направлением перспективного развития слоевого сжигания является уменьшение габаритных размеров топочных камер, снижение коэффициента избытка воздуха, химического и механического недожога и соответственно увеличение коэффициента полезного действия котла. В ряде случаев это может быть достигнуто за счет совмещения слоевого и вихревого способов сжигания, что позволит интенсифицировать процесс горения, улучшить смесеобразование в топочной камере, снизить химический недожог и за счет центробежного эффекта увеличить степень выгорания топлива.

Обозначения

 A^{c} (A^{p}) – зольность топлива на сухую (рабочую) массу, %; Q^{p}_{H} – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг; W^{p} – рабочая влажность топлива,%; α – коэффициент избытка воздуха; ρ – насыпная плотность, кг/м³; ϕ – доля донного дутья.

Литература

1. Chungen Y., Lasse A. R., Soren K. K. Grate-firing of biomass for heat and power production // Progress in Energy and Combustion Science. 2008. Vol. 34, No. 6. Pp. 725–754.

2. Biomass Combined Heat and Power: Catalog of Technologies. U. S. Environmental Protection Agency. Combined Heat and Power Partnership, September 2007. – 123 p.

3. Nussbaumer T. Combustion and co-combustion of biomass: Fundamentals, technologies, and primary measures for emission reduction // Energy & Fuels. 2003. No. 17. Pp. 1510–1521.

4. Johansson K. Modeling elements in conversion of solid fuels – fixed bed combustion and gaseous radiation: Thesis for degree of doctor of philosophy. Department of Energy and Environment, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2008. – 198 p.

5. Пицуха Е. А., Теплицкий Ю. С., Бородуля В. А. Особенности гидродинамики и сжигания твердых биотоплив в циклонно-слоевой топке котла малой мощности // Горение топлива: теория, эксперимент, приложения: Тезисы докл. IX Всерос. конф. с междунар.

участием, Новосибирск, 16–18 ноября 2015 г. Новосибирск: Изд-во Института теплофизики СО РАН, 2015. – 154 с.

6. Установки котельные. Установки, работающие на газообразном, жидком и твердом топливе. Нормы выбросов загрязняющих веществ: СТБ 1626.1-2006. Введ. 19.04.2006. Минск: Госстандарт РБ, 2006.

7. Установки котельные. Установки, работающие на биомассе. Нормы выбросов загрязняющих веществ: СТБ 1626.2-2006. Введ. 19.04.2006. Минск: Госстандарт РБ, 2006.

УДК 532.5

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОТУРБИННОМ ОБОРУДОВАНИИ

Д. В. Платонов¹, А. В. Минаков^{1,2}, Д. А. Дектерев³, А. А. Дектерев^{1,2}

¹Сибирский федеральный университет, Россия, г. Красноярск ²Институт теплофизики СО РАН им. С. С. Кутателадзе, Россия, г. Новосибирск ³Новосибирский государственный университет, Россия, г. Новосибирск platonov-08@yandex.ru

Регулирование нагрузки в электрической сети с помощью гидравлических электростанций приводит к частой работе гидротурбин в неоптимальных режимах. Одной из основных проблем функционирования реактивных гидроагрегатов в таких режимах стали низкочастотные пульсации давления в отсасывающей трубе вследствие нестационарного поведения вихря за рабочим колесом. Этой проблеме на протяжении последних десятилетий уделяют большое внимание различные исследовательские группы по всему миру.

В данной работе предложены методы по описанию и изучению подобного рода процессов. В качестве основного инструмента планируется применять математическое моделирование. Для этого авторами предложен численный алгоритм для описания трехмерных нестационарных течений в проточном тракте высоконапорных ГЭС.

В рамках экспериментальной части работы спроектирован и изготовлен уникальный экспериментальный стенд в масштабе 1/67.6 (рис. 1), воспроизводящий полный проточный тракт гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС. На изготовленном стенде проведены экспериментальные исследования нестационарных процессов в модельной гидротурбине Саяно-Шушенской ГЭС. С помощью LDA методики для данной гидротурбины измерены профили осевой и тангенциальной скорости и их пульсаций за рабочим колесом. Измерены амплитуда и частота пульсаций давления в диффузоре отсасывающей трубы в зависимости от напора и частоты вращения рабочего колеса.

Анализ измеренных профилей скорости в диффузоре отсасывающей трубы показал, что в режимах с прецессирующим вихрем на профиле осевой скорости в приосевой зоне формируется обширная зона рециркуляции с высокими скоростями обратного течения.

Получены экспериментальные зависимости частоты прецессии вихря в отсасывающей трубе. Показано, что при увеличении расхода частота прецессии растёт. Наличие линейной связи между f и Q в широком диапазоне расходов зафиксировано и в других работах. В то же время при увеличении частоты вращения рабочего колеса пульсации снижаются, так как при увеличении частоты вращения колеса закрутка потока снижается, вследствие того, что колесо снимает закрутку, создаваемую статорной колонной и направляющим аппаратом.



Рис. 1. Фотография экспериментального стенда



Рис. 2. Результаты расчёта (а – изоповерхность давления, б – сравнение осевой скорости)

Режимы работы гидроагрегата, наблюдаемые в эксперименте, были воспроизведены с помощью построенного ранее численного алгоритма [1–3]. Результаты расчёта и эксперимента были сопоставлены между собой (рис. 2). По результатам сравнения можно говорить о хорошем согласовании как интегральных, так и пульсационных характеристик турбины.

Литература

1. Minakov A. V., Platonov D. V., Dekterev A. A., Sentyabov A. V., Zakharov A. V. The numerical simulation of low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbine // Computers & Fluids. 2015. Vol. 111. Pp. 197–205.

2. Minakov A. V., Platonov D. V., Dekterev A. A., Sentyabov A. V., Zakharov A. V. The analysis of unsteady flow structure and low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbines // Intern. J. of Heat and Fluid Flow. 2015. Vol. 53. Pp. 183–194.

3. Platonov D. V., Minakov A. V., Sentyabov A. V., Dekterev A. A., Gavrilov A. A., Numerical modeling of flow in the Francis-99 turbine with Reynolds stress model and detached eddy simulation method // J. of Physics: Conference Series. 2015. Vol. 579.

УДК 621.396.6.019:536.5.001.24

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА ПРИ ЗАГРУЗКЕ ТОПЛИВНЫМИ СБОРКАМИ, ВАКУУМНОЙ СУШКЕ И ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ МЕТАЛЛОБЕТОННЫХ КОНТЕЙНЕРОВ ДЛЯ ОТРАБОТАВШЕГО ТОПЛИВА ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ РБМК-1000

А. А. Плетнев, Е. Д. Федорович, Ю. Е. Карякин, В. В. Капустин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия

Проблема безопасного длительного хранения отработавшего ядерного топлива (ОЯТ) является актуальной для стран с развитой атомной энергетикой. В России общая вместимость хранилищ с ОЯТ «мокрого» (бассейнового типа), расположенных на территории АЭС с реакторами канального типа РБМК-1000 постепенно становится недостаточной для всего ОЯТ, аккумулированного к настоящему времени. Для того, чтобы решить эту проблему, на Ленинградской АЭС, которая была первой по времени вступления в строй АЭС этого типа, построено и начало функционировать в 2012 г. «сухое» хранилище ОЯТ, предназначенное для временного (так называемого промежуточного) хранения облученной тепловыделяющей сборки (OTBC) в металлобетонных контейнерах (вместимость здания «сухого» хранилища отработавшего ядерного топлива (ХОЯТ) – до 80 контейнеров). После некоторого, желательно более короткого - в целях быстрейшей разгрузки бассейнов «мокрого» ХОЯТ, периода хранения ОЯТ на станции оно вывозится железнодорожным транспортом в расположенный в Красноярском крае комбинат, где в последующем может быть перегружено в централизованное «сухое» хранилище большей вместимости (до 33 000 т по массе тяжелого металла) для дальнейшего длительного хранения, либо может быть переработано в целях извлечения невыгоревшего в реакторах урана и других ценных продуктов.

В данной работе рассматриваются тепломассообменные процессы, связанные с перемещением (перегрузкой) ОТВС из бассейнов ХОЯТ в металлобетонные контейнеры хранения (МБК). Представляем результаты численного моделирования этих процессов на стадиях загрузки МБК индивидуальными емкостями для ОТВС (ампулами), вакуумной осушки внутренней полости МБК и последующего хранения ОЯТ с выходом на стационарный температурный режим.

Транспортно-упаковочный комплект ТУК-109 состоит из МБК, предназначенного для хранения и транспортирования (двойное назначение) ОЯТ реакторов РБМК-1000 и транспортно-защитного кожуха (ТЗК), предназначенного для предохранения МБК от повреждений и разгерметизации в случае возможных транспортных аварий (падений, ударов и т. п.). Технологический процесс подготовки ОЯТ к транспортированию с территории АЭС к месту длительного хранения или переработки включает следующие этапы [1]:

– извлечение ОТВС из отсеков водных бассейнов ХОЯТ «мокрого» типа, где они до этого хранились десять или более лет;

– подготовка ОТВС к загрузке в МБК (проверка состояния, разделка ОТВС на два пучка твэлов в «горячей» камере и т. п.);

- загрузка ампул с ОТВС в чехол, фиксирующий ОТВС внутри контейнера;

– вакуумное осушение внутренней полости МБК от остаточной влаги, попавшей внутрь МБК вместе с пучками твэлов;

- заполнение МБК инертным газом и его проверка на герметичность;

– установка МБК на площадке хранения.

Эти этапы сопровождаются процессами тепломассообмена, поскольку происходит постоянный процесс тепловыделения внутри твэлов при радиоактивном распаде продуктов деления ядер выгоревшего топлива (U₂₃₅) и распад ядер невыгоревшей части топлива в неизотермических условиях контакта твэлов и других элементов загруженного МБК с окружающей их средой, а именно: естественная и смешанная конвекция внутри и вне МБК, теплопроводность элементов конструкции МБК (стенки ампул, чехла, корпуса, днища и т. д.), тепловое излучение нагретых элементов.

Цели численного моделирования этих процессов:

 – определение температур сред в полостях МБК (вода, парогазовая смесь, инертный газ) и температур конструкционных элементов на стадии загрузки МБК отработавшими сборками;

– определение длительности вакуумного осушения, необходимого для достижения требуемой остаточной влажности среды в МБК;

– расчет температурного состояния контейнера при реализации различных программ загрузки, т. е. при загрузках МБК ОТВС различных уровней тепловыделения, величина которых зависит от выдержки ТВС после их выгрузки из реактора.

Этап загрузки. Моделирование процессов тепломассопереноса на этой стадии базировалось на осесимметричном подходе. Оно было выполнено по методике, описанной в работе [2], с использованием дискретной модели методом конечных элементов. Последовательность и темп загрузки ампул с ОЯТ в чехол контейнера задавались в соответствии с принятым на ЛАЭС технологическим регламентом. Система нестационарных уравнений теплопроводности была решена для каждого конструкционного элемента МБК, для слоя остаточной воды на дне ампул и слоя воды на дне контейнера. Конвективные и межфазные (при испарении влаги) нелинейные граничные условия на поверхностях тепломассопереноса определялись через эмпирические соотношения для числа Нуссельта и Шмидта соответственно. Лучистые тепловые потоки между поверхностями (внутренняя поверхность корпуса контейнера, поверхность чехла с ампулами, наружные и внутренние поверхности ампул, поверхности твэлов в ОТВС) вычислялись зональным методом и использовались в качестве граничных условий второго рода.

Параметры паровоздушной смеси определялись решением системы обычных дифференциальных уравнений. Базовые начальные условия для решения задачи были следующие: начальный объем воды – 0,25 кг на ампулу, мощность остаточного тепловыделения – 87,6 Вт на один ОТВС, что соответствует десятилетней выдержки ОТВС, начальная температура ОТВС – 45 °C, что соответствует данным температурных измерений перед загрузкой ОЯТ в МБК; температура окружающей среды в помещении загрузки – 35 °C.

Результаты вычислений показали, что на момент окончания загрузки температура наиболее «горячей» ОТВС не превышает величину в 130 °С (рис. 1), а температура воды в ампулах не достигает температуры насыщения (рис. 2).



Рис. 1. Температура в ампулах № 4 и № 139 в зависимости от времени при загрузке



Рис. 2. Температура наиболее горячих ОТВС в ампулах на момент окончания загрузки

вакуумного осушения. При откачке МБК Этап внутреннее давление в нем падает, остаточная вода превращается в пар, который эвакуируется вакуумным насосом. Для определения продолжительности откачки нами была использована простая инженерная «гидравлическая» модель [3]. Она основана на изложенном в работе [2] предположении, что температура паровоздушной смеси постоянна в процессе осушки. В таком случае интенсивность ограничивается не интенсивностью осушки процесса испарения воды, а «гидравлическими» параметрами процесса производительностью насоса, глубиной создаваемого в _ МБК разрежения, гидравлическим сопротивлением тракта выхода смеси из ампул и МБК. На основе этой модели были рассчитаны массы пара в контейнере и ампулах в времени. Согласно технологическому зависимости ОТ регламенту процесс осушки считается законченным, когда остаточное давление среды внутри МБК падает до уровня ~1 кПа.

Верификация «гидравлической» модели выполнялась путем сравнения с результатами натурных испытаний загруженных МБК на Ленинградской АЭС. Расхождения между

расчетными и экспериментальными объемами «откачанной» (сконденсированной при испытаниях) воды оказались менее 10%.

Этап хранения. Расчетная область. Так как МБК и чехол для ОТВС обладают осевой симметрией, возможно для экономии вычислительных ресурсов ограничить расчетную область сектором в 60° (рис. 3). Также для упрощения (но не снижения точности) решения твэлы внутри ОТВС не рассматривались в отдельности, а интерпретировались как сплошная среда (континуум) с некоторыми эффективными свойствами – плотностью $\rho_{эф}$, теплопроводностью $\lambda_{эф}$. Плотность и теплоемкость определялись как осредненные по объему, исходя из конструкции ТВС, а для теплопроводности, которая не следует закону аддитивности, на основе работы [4] было получено $\lambda_{эф} \sim 12$ Вт/м·К.

Вычисления были проведены с использованием программного пакета Fluent. Было исследовано пять вариантов загрузок с загрузкой МБК частично с ампулами с ОТВС относительно малого (менее 10 лет) времени выдержки (табл. 1).

Таблица 1

Номер варианта	Номера ампул	Время выдержки в бассейне ХОЯТ, лет	Мощность тепло- выделения в МБК, Вт	
1	1–29	10	6300	
2	1–18	10	7140	
	19–29	7,5	/140	
3	1–29	7,5	8280	
4	1–18	7,5	10200	
	19–29	5	10200	
5	1–29	5	12830	

Время выдержки для различных вариантов загрузок

Цель этих расчетов состояла в оценке возможности безопасного хранения и транспортирования ОЯТ с частичной загрузкой «горячим» топливом, поскольку осуществление такой возможности позволит быстрее разгрузить «мокрое» хранилище и тем самым уменьшить потенциальную экологическую опасность этого объекта.





Рис. 3. Вертикальный (*a*) и горизонтальный (*б*) разрез расчетной области: 1 – крышка контейнера; 2 – корпус контейнера; 3, 4 – газовые полости; 5 – ампулы для ОТВС

Рис. 4. Стационарное температурное поле в 3D модели контейнера, вариант загрузки № 5 (см. табл. 1)

Как видно из результатов расчета (рис. 4), даже для наиболее теплонапряженной сборки находящейся в условиях транспортирования (при этом возникает повышение уровня температур из-за термического сопротивления защитного транспортного чехла МБК), уровень температур ОТВС не превышает 350 °C.

Литература

1. Калинкин В. И., Крицкий В. Г., Размашкин Н. В., Токаренко А. И., Спичев В. В., Шафрова Н. П., Эркенов К. М., Давиденко Н. Н., Беспалов В. Н. Технологический процесс перевода ОЯТ РБМК-1000 с «мокрого» на «сухое» хранение. СПб: Изд-во: ООО «Типография «Береста», 2010. – 108 с.

2. Karyakin Yu. E., Lavrent'ev S. A., Pavlyukevich N. V., Pletnev A. A., Fedorovich E. D. Calculation of the process of vacuum drying of a metal-concrete container with spent nuclear fuel // Journal of Engineering and Thermophysics. 2012. Vol. 85, No. 1. Pp. 169–178.

3. Астафьева В. О. Моделирование процессов теплообмена и анализ температурного состояния твэлов в период загрузки отработавшего ядерного топлива РБМК в контейнер: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб, 2006.

4. Готовский М. А., Федорович Е. Д., Фромзель В.Н., Шлейфер В. А. Теплопередача вертикального пучка тепловыделяющих стержней в отсутствии циркуляции теплоностителя // ИФЖ. 1984. Т. 17, № 4. С. 549–554. УДК 621.039.6.536.24

ИССЛЕДОВАНИЕ МАГНИТНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОПУСКНОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОГО МЕТАЛЛА В ПРЯМОУГОЛЬНОМ КАНАЛЕ

И. И. Поддубный, Н. Г. Разуванов, В. Г. Свиридов

Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», г. Москва, Россия

Задачи замыкания ядерного топливного цикла и утилизации ОЯТ определяют приоритет в развитии ядерной энергетики в нашей стране. Один из путей решения – создание, строительство промышленных реакторов на быстрых нейтронах. Другой, в перспективе – разработка гибридных реакторов – термоядерных источников нейтронов (ТИН). В качестве теплоносителя в проектах предлагают использовать урано- или торийсодержащую соль [1] или литий – свинцовую эвтектику [2]. Также литий – свинцовая эвтектика широко используется в испытательных модулях бланкета (ИМБ), проектируемых в настоящее время для международного термоядерного реактора ИТЭР [3].

Закономерности гидродинамики и теплообмена жидких металлов (ЖМ) в условиях термоядерного реактора существенно отличаются от условий традиционной ядерной энергетики вследствие электромагнитного взаимодействия с сильным магнитным полем (МП). Данная работа посвящена экспериментальному и расчетному изучению закономерностей магнитной гидродинамики (МГД) и теплообмена при опускном течения ЖМ в прямоугольном канале (соотношение сторон ~3/1) в компланарном МП (вдоль широкой стороны канала). Исследуемая конфигурация течения представлена на рис. 1.



Рис. 1. Исследуемая конфигурация течения

Эксперименты проводятся на базе ртутного стенда ОИВТ РАН, входящего в состав МГД-комплекса МЭИ ОИВТ РАН. Исследования выполнены в диапазоне режимных параметров по числам Рейнольдса, Гартмана, Грасгофа: $Re = 10\ 000-55\ 000$; Ha = 0-800; $Gr_{\rm q} = 0-6\cdot10^8$.

Зондовыми методами проведены измерения профилей скорости теплоносителя, полей температуры, статистических характеристик пульсации температуры в разных вариантах обогрева. Ниже представлены характерные результаты измерений в сечении канала, удаленном от входа в зону обогрева на расстоянии z = 21d (d = 2b).

Профили осредненной безразмерной температуры $\Theta = (T - T_x)/(q_c d/\lambda)$, где $q_c = 0.5(q_1 + q_2)$ представлены на рис. 2. Изотермы почти параллельны оси X(a) и сильно неоднородны по оси $Y(\delta)$. Для сравнения на графиках также показаны обратные значения числа Нуссельта (1/Nu): для развитого турбулентного течения, рассчитанные по формуле Лайона для щелевого канала для ЖМ: Nu_T = 10 + 0.025Pe^{0.8} и для стабилизированного ламинарного течения Nu_л = 8.24 в случае однородного симметричного двухстороннего обогрева [4]. На рис. 3 показано распределение температуры стенки по периметру сечения канала.



Рис. 2. Профили безразмерной температуры в осевых плоскостях X(a) и $Y(\delta)$, Re = 20 000, $q_c = 20/30 \text{ кВт/м}^2$, (Gr_q=5.5·10⁸): 1 – Ha = 0; 2 – 120; 3 – 300; 4 – 500; 5 – 800



Рис. 3. Распределение безразмерной температуры стенки Θ_c по периметру Re = 20 000, q_c = 20/30 кВт/м². Обозначения и пояснения точек те же, что на рис. 2

Теплоотдача в МП в общем снижается, вследствие подавления турбулентности, однако незначительно. Такой результат связан с проявлением нестационарного МГД-эффекта.

В некоторых режимах с $Gr/Re^2 \approx 1$ и выше в потоке, ламиниризованном МП, наблюдаются низкочастотные пульсации температуры аномально высокой амплитуды. Указанные пульсации возникают вследствие развития в потоке ЖМ вторичных крупномасштабных структур, являющихся результатом совместного воздействия на течение сил электромагнитной и гравитационной природы. На рис. 4 представлены профили интенсивности пульсаций температуры в осевых плоскостях. Видно, что интенсивность температурных пульсаций возрастает в несколько раз по сравнению с турбулентным уровнем (Ha = 0).



Рис. 4. Профили интенсивности температурных пульсаций в сечении канала Z = 20*d*, Re = 20 000, $q_c = 20/30 \text{ кBr/m}^2$: 1 – Ha = 0; 2 – 120; 3 – 300; 4 – 500; 5 – 800

На рис. 5 представлены характерные осциллограммы, полученные в районе макимума. Сигнал в МП (На = 800) представляет собой интенсивные с периодом около 5 с всплески. Непосредственные измерения на внутренней и внешней сторонах стенки показали, что такие низкочастотные пульсации легко проникают в стенку. В условиях реактора ИТЭР, где числа Грасгофа могут достигать 10^{12} , интенсивность пульсаций будет значительно выше.



Рис. 5. Характерные осциллограммы температурных пульсаций в ядре потока: 1 – Ha = 0; 2 – 800

Обнаруженные эффекты, связанные с развитием ТГК в этих условиях, необходимо учитывать в расчетах жидкометаллических теплообменных систем.

Работа поддержана грантами РФФИ и РФ Минобрнауки РФ.

Литература

1. Велихов Е. П., Ковальчук М. В., Азизов Э. А. Гибридный термоядерный реактор для производства ядерного горючего с минимальным радиоактивным загрязнением топливного цикла // ВАНТ. Сер. Термоядерный синтез. 2014. Т. 37, вып. 4.

2. Wang H., Tang Ch. Preliminary analysis of liquid LiPb MHD flow and pressure drop in DWT blanket of FDS-I // Fusion Engineering Design. 2012. Vol. 87. Pp. 1501–1505.

3. Leshukov A. Yu., Kapyshev V. K., Kartashev I. A., Kovalenko V. G., et. al. Design development and analytical assessment of LLCB TBM in Russian Federation during 2012–2013 // Fusion Engineering and Design. 2014. Vol. 89. Pp. 1232–1240.

4. Генин Л. Г., Свиридов В. Г. Гидродинамика и теплообмен МГД-течений в каналах. М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 200 с.

УДК 621.643.001:536.2

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ТЕПЛОПРОВОДОВ В УСЛОВИЯХ ЗАТОПЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНВЕКТИВНО-КОНДУКТИВНОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

В. Ю. Половников

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Изменение температурно-влажностных условий эксплуатации тепловой изоляции различных объектов промышленной теплоэнергетики оказывает существенное влияние на их тепловые потери [1–3]. Высокий уровень теплопотерь в тепловых сетях [4] и усиление роли децентрализованного теплоснабжения [5] создали предпосылки для разработки новых подходов [3, 6] к исследованию тепловых режимов и анализу фактических тепловых потерь в сетях теплоснабжения. При этом главным фактором, приводящим к повышению уровня теплопотерь, является работа теплопроводов тепловых сетей в условиях затопления и увлажнения изоляции [3]. До настоящего времени при проведении анализа тепловых потерь в тепловых сетях, работающих в условиях затопления, область решения ограничивалась внешней поверхностью тепловой изоляции и использовались только кондуктивные модели теплопереноса [3], не учитывающие конвективное движение среды [6] в полости канала при канальной прокладке теплопроводов, являющейся наиболее типичной для России [7].

Целью данной работы является анализ тепловых потерь в канальных тепловых сетях в условиях затопления с использованием конвективно-кондуктивной модели теплопереноса.

В качестве примера рассматривается широко распространенная в РФ конфигурация теплопровода подземной прокладки [7] – непроходной железобетонный канал и трубопровод изолированный минеральной ватой и защитным покровным слоем (рис. 1). Предполагается, что полость канала заполнена водой, а покровный слой и тепловая изоляция увлажнены.

Для рассматриваемой области (рис. 1) решалась двумерная сопряженная стационарная задача конвективно-кондуктивного теплопереноса в системе «слой тепловой изоляции – покровный слой – полость канала – стенка канала теплопровода – грунт – окружающая среда». Математическая модель для рассматриваемой задачи полностью аналогична модели, приведенной в [6]. Решение этой задачи получено методом конечных элементов [8] с использованием неравномерной конечно-элементной сетки. Количество элементов выбиралось из условий сходимости решения так, чтобы относительное изменение градиентов температур на границах области расчета не превышало 0.5%.

Исследования проводились для теплопровода, конфигурация которого аналогична конфигурации описанной в [6]: диаметр условного прохода – 600 мм, изоляция – минеральная вата (толщина 70 мм) [7], покровный слой – песчанно-цементная штукатурка по каркасу из

металлической сетки толщиной 20 мм [7]. Рассматривался типичный для тепловых сетей РФ сборный одноячейковый железобетонный канал марки КЛс210-120 [6] с толщиной стенок 135 мм. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло H = 1 м (рис. 1). Температура внутренней поверхности слоя теплоизоляции принималась равной 373 К, а температура внешней среды составляла 273 К. Коэффициент теплоотдачи от грунта к внешней среде принимался равным 15 Вт/(м²·К).



Рис. 1. Однотрубный подземный канальный тепопровод: 1 – металлическая стенка трубы; 2 – слой тепловой изоляции; 3 – покровный слой; 4 – полость канала; 5 – железобетонная стенка канала; 6 – грунт

Теплофизические свойства покровного слоя и тепловой изоляции (рис. 1) в условиях их увлажнения определялись как эффективные с учетом объемной доли воды в пористой структуре материалов [9]. Например, эффективный коэффициент теплопроводности тепловой изоляции $\lambda_{\mu}^{3\phi}$ вычисляется из соотношения $\lambda_{\mu}^{3\phi} = \lambda_{\mu} \phi_{\mu} + \lambda_{\mu} \phi_{\mu}$, где λ – теплопроводность, ϕ – объемная доля, и – изоляция, в – вода.

Здесь следует отметить, что максимально возможное объемное содержание воды в покровном слое и тепловой изоляции ограничено значениями открытой пористости материалов и не превышает 73%. В табл. 1 приведены значения [10] теплофизических характеристик, использовавшихся при проведении численных исследований.

Таблица 1

Характеристики	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0.059	0.87	1.54	1.5
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	670	837	887	1150
Плотность, кг/м ³	206	1750	2200	1960

Теплофизические характеристики материалов [10]

Обоснованность и достоверность результатов исследований следует из проведённых проверок используемых методов на сходимость и устойчивость решений на множестве сеток, выполнения условий баланса энергии на границах области расчёта. Относительная погрешность расчётов во всех вариантах численного анализа не превышала 0,5 %, что приемлемо при оценке тепловых потерь в тепловых сетях. Сопоставление результатов математического моделирования с известными данными по теоретическому исследованию теплопереноса в зонах размещения подземных теплотрасс [11] и экспериментальному определению тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления [3] позволяет говорить о хорошем качественном и количественном согласовании результатов. Относительные отклонения между результатами экспериментальных [3] и теоретических (табл. 2) исследований тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления составляют не более 17%. Необходимо отметить, что приведенное здесь значение относительного отклонения между результатами экспериментальных и теоретических исследований является максимально возможным, так как эксперименты [3] проводились в условиях отсутствия покровного слоя на теплопроводе. Покровный слой (рис. 1) является дополнительным теплоизоляционным слоем, а, следовательно, в реальности относительное отклонение будет меньше чем приведенное выше.

В табл. 2 приведены результаты расчета тепловых потерь Q затопленного однотрубного подземного канального тепопровода (рис. 1) в зависимости от значений объемной доли воды $\varphi_{\rm B}$ в пористой структуре тепловой изоляции и покровного слоя, тепловые потери $Q_{\rm CII}$, вычисленные в соответствии с методикой [12] для теплопровода, конфигурация которого аналогична рассматриваемой в данной статье и тепловые потери Q_0 [6], рассчитанные для варианта, когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 100%.

Таблица 2

Характеристики	$Q_0[6]$	$Q_{ m C\Pi}$	Q				
Объемная доля воды в	0.0	0.0	0.0	0.1	0.25	0.5	0.73
теплозащитных слоях, $\phi_{\text{в}}$	0.0	0.0	0.0	0.1	0.23	0.5	0.75
Тепловые потери, Вт/м	132.29	127.43	134.38	207.16	274.53	337.29	370.66
Средняя температура среды	208.8	208 /	208.0	312.5	325.3	337.2	3/13 5
в полости канала, К	290.0	270.4	270.7	512.5	525.5	551.2	545.5
$\delta_0 = \frac{Q - Q_0}{Q} 100\%$	_	_	1.5	30.1	51.8	60.8	64.3

Результаты численного моделирования

Результаты численного моделирования, приведенные в табл. 2, позволяют сделать вывод о закономерном увеличении тепловых потерь рассматриваемого тепопровода с ростом объемной доли воды в пористой структуре изоляционных слоев. Для рассматриваемого случая увеличение тепловых потерь теплопровода в условиях затопления δ_0 составляет от 1.5% до 64.3%. Это обусловлено резким изменением эффективных теплофизических характеристик покровного слоя и тепловой изоляции при их увлажнении.

Сопоставление между собой значений Q_0 и $Q_{C\Pi}$ позволяет сделать вывод о том, что расхождение между ними не превышает 4%, что подтверждает адекватность методики [6]. Отдельный интерес представляет анализ тепловых потерь рассматриваемой системы без увлажнения теплозащитных слоев (при $\varphi_B = 0.0$). В этом случае рост теплопотерь δ_0 в условиях затопления по сравнению с потерями, когда полость канала занимает влажный воздух, составляет около 1.5%. Это обстоятельство объясняется тем, что средние температуры среды в полости канала (влажный воздух или вода) отличаются друг от друга незначительно. Разница в значениях средних температур среды в полости канала в этих условиях составляет не более 0.1 К (табл. 2). Этот вывод позволяет говорить о том, что надежная гидроизоляция теплопроводов способна предотвратить значительный рост тепловых потерь в тепловых сетях в условиях затопления.

На рис. 2 приведены типичные температурные поля в зоне прокладки теплопровода: в условиях затопления канала тепловой сети при $\phi_B = 0.73$ и в случае, когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 100% (отмеченные верхним индексом «*»). Распределения температур в рассматриваемой области решения свидетельствует о том, что изотермические линии (рис. 2) сгущаются непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от него, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности и хорошо согласуется с результатами предыдущих исследований [6] и теоретическими работами других авторов [11].



Рис. 2. Температурное поле в зоне прокладки теплопровода в условиях затопления канала тепловой сети

Рис. 2 наглядно демонстрирует существенное изменение температурного поля в зоне прокладки теплопровода в условиях затопления канала тепловой сети. Одноименные изотермы для случаев, когда полость канала занимает влажный воздух и когда теплопровод работает в условиях затопления при $\phi_{\rm B} = 0.73$, находятся друг от друга на расстоянии от 1 м и более.

Литература

1. Корниенко С. В. О нормировании тепловой защиты зданий с влажным и мокрым режимами // Энергобезопасность и энергосбережение. 2014. № 5. С. 19–24.

2. Корниенко С. В. О применимости методики СП 50.13330.2012 к расчету влажностного режима ограждающих конструкций с мультизональной конденсацией влаги // Строительство и реконструкция. 2014. № 5 (55). С. 29–37.

3. Кузнецов Г. В., Половников В. Ю. Экспериментальное определение тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления // Пром. энергетика. 2010. № 7. С. 43–45.

4. Фахразиев И. З. Зацаринная Ю. Н. Малая энергетика России. Анализ текущего состояния и перспективы развития // Вестн. Казанского технол. ун-та. 2013. Т. 16, № 20. С. 350–352.

5. Стенников В. А., Якимец Е. Е., Жарков С. В. Оптимальное планирование теплоснабжения городов // Пром. энергетика. 2013. № 4. С. 9–15.

6. Кузнецов Г. В., Половников В. Ю. Новый подход к анализу тепловых режимов систем транспортировки тепла // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. № 2. С. 64–67.

7. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. / Под ред. А. А. Николаева. Курган: Интеграл, 2010. – 357 с.

8. Самарский А. А., Гулин А. Н. Численные методы математической физики. М.: Научный мир, 2000. – 316 с.

9. Чудновский А. Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. М.-Л.: Физматгиз, 1962. – 456 с.

10. Гува А. Я. Краткий теплофизический справочник. Новосибирск: Сибвузиздат, 2002. – 300 с.

11. Иванов В. В., Вершинин Л. Б. Распределение температур и тепловых потоков в зоне подземных теплотрасс // Тр. 2-й Рос. нац. конф. по теплообмену: Теплопроводность, теплоизоляция. М.: Изд-во МЭИ, 1998. Т. 7. С. 103–105.

12. СП 41-103-2000. Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. М.: Госстрой России, 2001. – 42 с.

УДК 662.76

ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ДВУХСТАДИЙНОГО РЕАКТОРА КОНВЕРСИИ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ

А. Ф. Рыжков, Т. Ф. Богатова, Н. А. Абаимов, С. И. Гордеев, П. В. Осипов, П. Ю. Худяков

Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург, Россия

Разработка эффективного реактора конверсии твердого топлива для угольной ПГУ требует многофакторного анализа как хорошо известных, так и разрабатываемых технологий газификации. Глобальная база газификации твердого топлива включает все основные известные технологии, но рыночный потенциал их существенно различается. Анализ рынка газификационных технологий показывает, что наиболее востребованными являются поточные газификаторы, их доля составляет около 80% [1]. Среди поточных технологий лидирующее место по суммарной тепловой мощности по синтез-газу и количеству установок, отлаженности технологического процесса и опыту эксплуатации занимают одностадийные кислородные газификаторы с сухой подачей топлива (СТП), и завершают эту линейку двухстадийные кислородные газификаторы с СТП и ВУС. Основные характеристики поточных газификаторов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики	Одностадийные	е газификаторы	Двухстадийные газификаторы		
Характеристики	на ВУС	с СТП	на ВУС	c CTП	
Давление, МПа	3.5-10	4–6	2.8-4.2	2–4	
Окислитель	Кислород + пар	Кислород + пар	Кислород + пар	Воздух, кислород+пар	
Температура, °С	1300–1500	1350–1750	1300–1500/ 950–1050	1400–1600/ 1100–1200	
Расход угля в кг на 1000 нм ³ (СО+Н ₂)	560–600	510	600	510–520	
Расход кислорода в нм ³ на 1000 нм ³ (СО+H ₂)	380–430	310–330	440–500	290–310	
Расход пара, кг на 1000 нм ³ (СО+Н ₂)	60–150	200–240	160	80–85	
Степень конверсии углерода, %	96–98	99–99,5	99,6	99–99,9	
Химический КПД, _л	70–76	78-82	79–81	80-84	

Характеристики поточных газификаторов

Сравнение характеристик различных типов поточных газификаторов показывает, что двухстадийные газификаторы с сухой топливоподачей имеют практически наилучшие характеристики:

 возможность использования в качестве газифицирующего агента как кислород, так и воздух;

- высокий уровень температур, позволяющий использовать широкий диапазон топлива;

- оптимальный расход угля (на уровне одностадийных газификаторов с СТП);

- низкий уровень потребления кислорода;

- высокая степень конверсии углерода и химический КПД;

- снижение выхода топливных и воздушных NO_x;

 применение метода химического квенчинга за счет подачи части свежего топлива в хвостовую часть реактора.

Основными трендами развития технологий газификации являются снижение капзатрат, повышение эффективности, использование низкосортных топлив. Снижение капзатрат достигается увеличением единичной мощности газификатора и оптимизацией основных конструктивных узлов, переходом на воздушное дутье. Повышение эффективности обеспечивается обоснованными технологическими решениями: повышение давления, оптимизация распределения температуры в реакционной зоне (как с точки зрения оптимальных условий конверсии углерода, так и с точки зрения условий работы внутренней стенки реакторной зоны и обеспечения жидкого шлакоудаления), переход от мокрой топливоподачи к сухой, выбор типа внутренней стенки газификатора, модернизация системы подачи топлива, выбор способа снижения температуры синтез-газа на выходе из реактора и системы газоочистки и др.

Целью моделирования является разработка газификатора на паровоздушном дутье для ПГУ с внутрицикловой газификацией, обеспечивающего максимальную эффективность работы газотурбинной установки (ГТУ).

Как известно, воздушный процесс по сравнению с кислородным имеет более низкую эффективность вследствие более низкой температуры процесса, более высоких мехнедожога и потерь теплоты с уходящим из реактора синтез-газом. Для преодоления отставания реализуется двухстадийный принцип организации процесса, который обеспечивает повышение температуры в реакционной зоне, снижение суммарного мехнедожога, снижение температуры синтез-газа на выходе из реактора и, соответственно, уменьшение потерь с физическим теплом синтез-газа. Эффективность двухстадийного воздушного газогенератора приближается к эффективности одноступенчатого кислородного процесса.

Эффективность работы ГТУ определяется соотношением работы сжатия и расширения. Газогенератор оказывает двойственное влияние на работу ГТУ. С одной стороны, повышение теплоты сгорания синтез-газа приводит к увеличению расхода воздуха и, соответственно, работы сжатия при постоянном расходе рабочего тела, а с другой – изменение состава синтез-газа приводит к коррекции теплофизических свойств рабочего тела, определяющих работу расширения. Предварительные расчеты газотурбинного цикла показали, что СО₂ уменьшает работу расширения, а H₂O – повышает.

Повысить концентрацию водяного пара в рабочем теле можно в общем случае тремя способами. Один из способов – подача пара в камеру сгорания ГТУ – снижает стабильность горения и поэтому далее не рассматривается. Таким образом, повысить концентрацию водородсодержащего агента возможно двумя способами – введением пара в шифт-реактор, либо введением пара в газификатор. Однако шифт-процесс, хотя и повышает содержание H₂, но теплота сгорания получаемого газа снижается. Кроме того, суммарное количество углерода в газообразной форме (СО и СО₂), передаваемое в камеру сгорания ГТ, не изменяется, следовательно, не изменится и количество конечного углеродсодержащего газа СО₂, что не даст выигрыша в работе расширения в ГТ.

Наиболее целесообразно корректировать состав газа за счет изменения режима конверсии твердого топлива в газификаторе. Подача пара в верхнюю часть (зону газификации) повышает содержание H₂ в синтез-газе, а также частично вытесняет подаваемый на газификацию уголь, что приводит к снижению выхода СО. С этой же целью (снижение образования СО) можно уменьшить подачу угля в нижнюю часть (зону горения), восполнив необходимую для поддержания заданного уровня температур теплоту за счет подачи горячего воздуха.

Дальнейшая модернизация, направленная на повышение эффективности двухстадийных реакторов, возможна путем создания активных гидродинамических режимов с разделением сред и сочетанием спутно-реверсивных вихревых структур, что позволяет поднять градиенты температур, концентраций, давлений, интенсифицировать процессы тепломассопереноса, минимизировать застойные зоны, поднять в целом удельные показатели работы реактора. В качестве прототипов могут быть рассмотрены работы [2, 3].

Для оценки перспективности выделенных решений по модернизации двухстадийного процесса проведено термодинамическое исследование работы поточного двухстадийного газогенератора тепловой мощностью 500 МВт на буром угле. Прототипом исследованного реактора служит известная разработка МНРЅ (бывший МНІ). В основу исследования заложены следующие технические решения по коррекции состава газа: замещение части топлива, подаваемого во вторую ступень, водяным паром; замещение части угля, подаваемого в первую ступень, нагретым во внешнем источнике дутьевым воздухом; изменение концентрации кислорода в дутье. Получено, что потенциал увеличения эффективности газогенератора при реализации указанных технических решений составляет 2–2,5% (абс). Выход Н₂ повышается при этом в 2–2,5 раза, при снижении выхода CO₂ в 5 раз.

Исследования, проводимые на нижеописанных установках с твёрдым шлакоудалением (табл. 2), направлены на изучение работы одной из ступеней разрабатываемого поточного двухступенчатого газификатора. Циклонный предтопок УрФУ и двухстадийный пиролизёр УралОРГРЭС моделируют работу второй ступени, двухстадийные газификаторы УрФУ и ИТ СО РАН – первой и второй ступеней, а одностадийный газификатор ЦКТИ реализует работу первой ступени с последующей секцией водяного квенчинга.

1. Лабораторная установка УрФУ представляет собой простейший атмосферный прямоточный аллотермический газификатор [4]. Простота конструкции позволяет отслеживать динамику термохимических процессов (ТХП) по длине (а, значит, и во времени) реактора при различных α и температурах обогреваемой стенки.

2. Циклонный предтопок УрФУ предназначен для термоподготовки пылевоздушной струи путём её обогрева периферийным вихрем продуктов сгорания части подаваемого топлива (поперечная стратификация двухступенчатого процесса) [4].

3. В двухстадийном пиролизёре УралОРГРЭС осуществляется термоподготовка и пиролиз пылевоздушной струи высокой концентрации от периферийного вихря высокотемпературных продуктов сгорания природного газа [4].

4. В двухстадийном газификаторе УрФУ первая степень является камерой сгорания пылеугольной смеси, а во второй проводится химический квенчинг вторичным углём.

5. Одностадийный газификатор ЦКТИ может работать на дутье различного состава, с долей кислорода в дутье от 21 до 96%. Воздушное и обогащённое кислородом дутьё подаётся с закруткой, а кислородное — прямоточно. Располагающаяся после реакционной камеры газификатора секция водяного квенчинга позволяет сдвигать состав синтез-газа в сторону повышения водорода и, соответственно, повышать КПД ГТУ, работающей на синтез-газе [5].

6. Двухстадийный газификатор ИТ СО РАН, выполненный на основе модификации стенда, описанного в [6], использует угли разной подготовки: в первую ступень подаётся уголь микропомола, а во вторую – стандартной тонины. Газификация центральной

пылевоздушной струи происходит в периферийном вихре продуктов сгорания микроугля. Предусмотрена подача пара во вторую ступень с расходом до 50 кг/ч.

Таблица 2

			1			
Параметры	Лабора- торная установка, УрФУ	Циклонный предтопок УрФУ	Двухста- дийный пиролизёр УралОРГРЭС	Двухста- дийный газификатор УрФУ	Односта- дийный газификатор ЦКТИ	Двухста- дийный газификатор ИТ СО РАН
Год исследований	1992–1995	1992–1995	1993–1994	2015	2013–2015	2015
Диаметр/длина, м	0,08/2,5	0,8/1,2	0,26/1,56	0,3/1,5	0,21/1,6	0,315/1,5
Расход топлива, кг/ч	7–8	1700–1800	100–200	20–50	5–15	200–320
Расход воздуха, нм ³ /ч	20–40	7000-8000	3–4	100-300	30–60	900–1540
Давление в реакционной камере, МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1–0,2	0,1
Температура дутьевого воздуха, °С	200–400	250-350	250-350	400–500	400–500	20–25
Температура в окислительной зоне, °С	900–1000	800–1000	1700–1800	н/д	н/д	1200-1500
Температура на выходе из реактора, °С	600–1000	700–900	650–850	650–800	1100-1300	1200–1500
Коэффициент избытка воздуха	0,5–0,9	0,4–0,6	до 0,01	0,4–1	0,4–1	0,4–1,1
Механический недожог, %	н/д	н/д	90–95	н/д	до 10	до 40
Режим работы	Частичная газификация и неполное горение	Окисли- тельный пиролиз	Окисли- тельный пиролиз	Газификация	Парокисло- родно- воздушная газификация	Паровоздуш- ная газификация

Характеристики работы поточных установок термохимической конверсии
твёрдого топлива

С целью обработки экспериментальных данных, визуализации, оптимизации и управления процессами, происходящими при газификации твёрдых топлив в приведённых выше и вновь разрабатываемых установках, применяются равновесные расчёты методом минимизации энтропии, а также численное моделирование методом вычислительной гидродинамики (CFD). Модели турбулентности и термохимической конверсии [5], применяемые при CFD-моделировании, верифицированы с использованием собственных и литературных экспериментальных данных. Отрабатываются аэродинамические механизмы управления ТХП, кинетические константы которых для проектных топлив находятся методом термогравиметрического анализа.

Исследование выполнено в Уральском федеральном университете за счет гранта Российского научного фонда (проект №14-19-00524).

Литература

1. Zhuang Q. TRIG for Low Rank Coal: A New Perspective on IGCC// Gasification Technologies Conference. Washington. USA. 26-29 October. 2014. Электронное издание.

2. Hanjalić K., Sijer^{*}ic K. Application of Computer Simulation in a Design Study of a New Concept of Pulverized Coal Gasification // Combustion Science and Technology. 1994. No. 97. Pp. 351–375.

3. Ishiga T., Kiso F., Suetsugu A. и др. Heating technique of slag-tapping hole in high-temperature coal gasifier // Fuel Processing Technology. 2015. No. 138 Pp. 100–108.

4. Рыжков А. Ф., Богатова Т. Ф., Вальцев Н. В. и др. Разработка низкотемпературных реакторов термохимической конверсии для угольной энергетики // Теплоэнергетика. 2013. № 12. С. 47–55.

5. Абаимов Н. А., Шурчалин А. А., Шестаков Н. С. и др. Экспериментальное и численное исследование поточной газификации угля при повышенном давлении и различных составах дутья // Материалы IX Всерос. конф. с междунар. участием. Горение топлива: теория, эксперимент, приложения. 16–18 ноября 2015 г. Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2015. CD-R.

6. Бурдуков А. П., Попов В. И., Чернова Г. В. и др. Разработка технологии использования механоактивированных углей микропомола для розжига и подсветки угольных котлов действующих ТЭС // Теплоэнергетика. 2013. № 12. С. 40–46.

УДК 621.438:621.311.22

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ ОПУСКНЫХ ПОТОКОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В СТОЯКАХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЗАТВОРАХ АППАРАТОВ С ЦИРКУЛИРУЮЩИМ КИПЯЩИМ СЛОЕМ

Г. А. Рябов, О. М. Фоломеев, Д. А. Санкин, Д. А. Мельников

ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия

Котлы с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС) получили широкое распространение в энергетике. Хорошо известны основные преимущества технологии ЦКС, которые определяются длительным временем пребывания частиц в реакционной зоне за счет высокой кратности циркуляции, стабильной и относительно низкой температурой в топке при ступенчатой подаче воздуха, оптимальной температурой для связывания оксидов серы известняком. Важным элементом этих котлов являются системы отвода уловленного в сепараторах золы (циклонах) материала обратно в топку. Эти системы состоят из опускных стояков, снабженных в нижней части пневматическими клапанами для транспорта материала из зоны низкого (атмосферного) давления в циклоне в зону высокого давления в топке. Пневматические клапаны (рис. 1) работают по принципу пссевдоожиженных затворов, причем запирающую функцию затворов выполняет подъемный участок с наклонной течкой возврата в топку (петлевой затвор или J-клапан) или горизонтальный участок, соединяющий сток с топкой (L-клапан).

Опускное движение в стояке может происходить в режиме движущегося вниз плотного слоя или в переходном режиме, при большом расходе ожижающего агента (газ, пар, воздух) в стояке возможен и режим с пузырьковым ожижением. Границы режимов зависят от скорости скольжения (суммы скоростей материала и газа с разными знаками направления

движения). Если скорость скольжения положительна (положительное направление – вниз), то движение происходит в плотном слое, если отрицательна – то в переходном режиме, а при большом значении этой скорости – в режиме пузырькового слоя. В установках с ЦКС используются зольные теплообменники. В них устанавливаются поверхности пароперегревателя. Высокий коэффициент теплоотдачи от материала слоя к трубам делает эти поверхности очень эффективными. В [1] предложено использование зольных теплообменников плотного опускного слоя. Для их проектирования важно знать параметры начала движения, порозности движущегося вниз слоя и режимов перехода к поршневому движению. Для надежной работы таких теплообменников необходимо обеспечить высокий расход циркулирующего материала и отсутствие проскока газа вверх через пневматические затворы. Исследованием этих вопросов и посвящена данная работа.





Скорость скольжения частиц при опускном движении определяется как сумма скорости твердых частиц и газа. Для ее определения необходимо знать долю воздуха, поступающего в стояк (стояк L-клапана в том числе) от общего расхода воздуха, поданного в нижнюю часть стояка. Известно, что значительная часть воздуха уходит с потоком материала в подъемную часть затвора или в горизонтальную часть L-клапана [2–5]. Расход материала измеряется, а связь порозности, скорости скольжения и градиента давления определяется выражением Эргана. Для порозности в режиме движения в опускном плотном слое может быть использована линейная зависимость, предложенная Ноултоном [6]. После преобразований и упрощений система уравнений сводится к квадратичному уравнению, а его решение дает зависимость для скорости скольжения от порозностей минимального ожижения, вибрационного слоя, физических характеристик газа, частиц и градиента давления. Эта зависимость использовалась при обработке опытных данных. Расходы воздуха непосредственно в стояк и затвор с учетом перетока воздуха из стояка в затвор могут быть определены экспериментально с помощью метода газовых меток [4]. Первоначально в наших опытах на установке, описанной в [7], метод газовых меток не применялся, поэтому важным было правильно обработать данные режимов при подаче воздуха только под стояк петлевого затвора. По известному перепаду давлений в подъемной части затвора определялась порозность в режиме пузырькового кипящего слоя. Связь между порозностью в подъемной части затвора и скоростью газа определяется по зависимости, предложенной в [8]. Для оценки расхода газа, поступившего в затвор, учтен также воздух, содержащийся в исходном потоке частиц.

На рис. 2 приведена обработка опытных данных наших исследований при использовании петлевого затвора с материалом слоя средним диаметром около 0,8 мм и истинной плотностью 1420 кг/м³ (скорость минимального псевдоожижения 0,175 м/с) в виде зависимости расчетной скорости скольжения (положительное направление – вниз) от относительной скорости подачи воздуха в стояк петлевого затвора.



Рис. 2. Зависимость относительной скорости скольжения в стояке от относительной скорости по общему расходу воздуха в стояк

Из этих данных следует, что режим движения в плотном слое в стояке происходит при подаче воздуха до примерно двух скоростей псевдоожижения, переходному режиму соответствует подача воздуха в стояк со скоростью 2–5 скоростей минимального псевдоожижения, далее наступает режим движения в полностью ожиженном состоянии. Эти результаты объясняют отмеченный в [7, 9] факт изменения характера зависимости относительного уровня слоя в стояке от относительной скорости воздуха. В настоящее время на другой стендовой установке со связанными между собой реакторами проведены исследования с использованием газовых меток, в качестве которых применялся CO₂. Результаты исследования в целом подтвердили приведенные выше данные. Получены также новые данные по доле восходящих потоков и потока в горизонтальную часть L-клапана.

Гидродинамика и условия начала движения в L-клапане рассмотрены в [3, 10]. При движении в нижней части стояка на повороте в горизонтальную часть L-клапана образуется зона неподвижных частиц. При этом с ростом расхода частиц эта зона сокращается. Упрощенный подход, предложенный в [10], не вполне пригоден для расчета начала движения в замкнутом контуре. Необходимо учесть, что давление на уровне слоя в стояке меньше давления в реакторе с ЦКС в зоне выхода материала из L-клапана на величину перепада давлений в реакторе (ΔP_T) и сопротивления циклона (ΔP_u). В соответствии с [10] после преобразований получаем

$$Q_{L} = \frac{(\Delta P_{T} + \Delta P_{u})\varepsilon_{c}F_{c}}{H_{c}K_{c}} + \frac{G_{u}}{\rho} \left[\frac{\varepsilon_{cop}}{1 - \varepsilon_{cop}} - \frac{\varepsilon_{c}}{1 - \varepsilon_{c}} \right] + \Delta P_{cop}F_{c} \left[\frac{\varepsilon_{cop}}{L_{cop}K_{cop}} + \frac{\varepsilon_{c}}{H_{c}K_{c}} \right],$$
(1)

где

$$K_{zop} = 154 \frac{\mu_{z}}{d_{c}^{2}} \left(\frac{1 - \varepsilon_{zop}}{\varepsilon_{zop}} \right)^{2}, \qquad K_{c} = 154 \frac{\mu_{z}}{d_{c}^{2}} \left(\frac{1 - \varepsilon_{c}}{\varepsilon_{c}} \right)^{2}, \tag{2}$$

 ε_{cop} и ε_c – порозность в горизонтальной части L-клапана и в стояке; d_c – средний диаметр частиц с учетом коэффициента формы, м; μ_c – динамическая вязкость газа, (H·c)/м²; L_{cop} – длина горизонтальной части L-клапана, м; H_c – уровень слоя в стояке до горизонтальной части, м; ρ – истинная плотность частиц, кг/м³; G_u – расход частиц, кг/с; F_c – сечение стояка, м².

Сопротивление горизонтальной части стояка можно рассчитать по данным [3], зависимости которых можно упростить с использованием значения начального сопротивления горизонтальной части L-клапана:

$$\Delta P_{cop} = 0,762 \cdot g^{0.89} D_{cop}^{-0.11} \rho (1 - \varepsilon_{cop}) \left(\frac{G_{q}}{\rho F_{cop}} \right)^{0.22} L_{cop} + \Delta P_{cop}^{0},$$
(3)

где D_{cop} – диаметр горизонтальной части L-клапана, м; g – ускорение свободного падения, м/c².

Таким образом, формула для оценки связи расхода воздуха в L-клапан, сопротивления реактора и циклона и расхода материала слоя во внешнем контуре циркуляции может быть записана как

$$Q_{L} = \frac{(\Delta P_{T} + \Delta P_{y})\varepsilon_{c}F_{c}}{H_{c}K_{c}} + \frac{G_{y}}{\rho} \left[\frac{\varepsilon_{rop}}{1 - \varepsilon_{rop}} - \frac{\varepsilon_{c}}{1 - \varepsilon_{c}} \right] + \Delta P_{rop}F_{c} \left[\frac{\varepsilon_{rop}}{L_{rop}K_{rop}} + \frac{\varepsilon_{c}}{H_{c}K_{c}} \right].$$
(4)

Если сумма перепада давлений в реакторе ЦКС и сопротивления циклона равна или меньше веса столба слоя в стояке, то с ростом длины горизонтальной части L-клапана скорость газа также растет. Указанное условие является важным для работы клапанов, если оно не соблюдается, то воздух пойдет в основном вверх стояка и циркуляция будет нарушена. Это нарушение будет продолжаться до тех пор, пока поступающий из реактора материал не заполнит стояк до необходимого уровня.

Экспериментальные исследования были выполнены на аэродинамической установке. Основными элементами экспериментальной установки являются реактор с ЦКС и связанный с ними системой перетоков реактор с КС. Подробное описание установки и методики исследований приведено в [9, 11]. Оказалось, что скорость воздуха, при которой начинается движение материала, заметно выше, чем скорость, при которой оно прекращается. При этом скорость воздуха при прекращении движения материала близка к скорости минимального псевдоожижения. Значение начального сопротивления L-клапана оказалось равным 4,2 кПа, что соответствует весу столба материала в стояке L-клапана, при котором изменение расхода ожижающего воздуха не приводит к изменению уровня слоя в стояке. Полученные опытные данные удовлетворительно описываются приведенными выше уравнениями. Были также получены граничные условия перехода к режимам поршневого движения – слаггинга. В [5] рассмотрены два типа слаггинга в зависимости от расхода материала. Первый тип (тип А) подобен явлению в пузырьковом кипящем слое, когда поднимающийся пузырь близок по размерам к диаметру стояка. Второй тип (тип Б) возникает, когда газовый пузырь полностью перекрывает сечение и поднимает некую группу частиц над собой. При этом опускное движение частиц происходит в виде дождя, когда эта группа частиц разбивается. В наших опытах наблюдался слаггинг типа Б, граничная скорость перехода к нему может быть рассчитана по зависимости из [5].

В результате можно заключить, что разработана модель расчета параметров ожижения при опускном движении материала в системах рециркуляции аппаратов с циркулирующим кипящим слоем. Эта расчетная модель подтверждена рядом опытных данных, полученных на экспериментальных установках в широком изменении размеров частиц и скоростей ожижающего агента (воздуха). Определены граничные условия режимов движения в плотном слое, переходном режиме и режиме полного ожижения для систем со стояками и петлевыми затворами. Полученные зависимости позволяют переносить экспериментальные данные, полученные на аэродинамических установках, на реальные промышленные контуры циркуляции с пневматическими затворами.

После установления основных закономерностей опускного движения и гидродинамики пневматических затворов планируется перейти к исследованиям теплообмена в плотном опускном слое.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ.

Литература

1. Рябов Г. А., Фоломеев О. М., Мельников Д. А., Санкин Д. А., Дмитрюкова И. Г., Фирсов Б. Н., Жуков Г. И., Иваненко В. В., Балакин В. В., Кузнецов А. В. Разработка типовых котлов с ЦКС для технического перевооружения ТЭС // Электрические станции. 2011. № 6. С. 18–26.
2. Knowlton T. M. Non-mechanical solid feed and recycle devices circulating fluidized beds. 3-rd Int. Conf. on CFB Technology, Pergamon Press, 1988.

3. H. Li, Lu X., Tong H., Liu H., Zheng Q. Hydrodynamics of the L-valve // Proc of the 7th Int. Conf. on circulating fluidized beds. Niagara Falls. May 5–8, Ontario, Canada, 2002.

4. Yazdanpanah M., Hoteit A., Forret A., Gauthier T., Delebarre A. Gas tracer study in a non mechanical L-valve // Proc. of the 10th Int. Conf. on circulating fluidized bed technology, CFB-10. May 1–5, Sunriver, Oregon, USA, 2011.

5. Bidwe A. R., Chariots A., Dieter H., Wei An, Zieba M., Scheffknecht G. A study of standpipe and loop seal behavior in circulating fluidized bed for Geldart B particles // Proc. of the 10th Int. Conf. on circulating fluidized bed technology, CFB-10. May 1–5. Sunriver, Oregon, USA, 2011.

6. Knowlton T. M., Hirsan I. and Leung L. S. Fluidization / Eds. J. F. Davidson and D. L. Keairns. Cambridge Univ. Press, 1978 – 128p.

7. Рябов Г. А., Фоломеев О. М., Шапошник Д. А. Исследование систем улавливания и возврата золы на установках с циркулирующим кипящим слоем // Теплоэнергетика. 2002. № 8. С. 18–24.

8. Аэров М. А., Тодес О. М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным кипящим зернистым слоем Л.: Химия, 1968. – 512 с.

9. Ryabov G. A., Folomeyev O. M., Sankin D. A., Khaneyev K. V. Cold flow model study on interconnected fluidized bed reactors for multi-generation systems and chemical looping processes // Proc. of the 10th Int. Conf. on circulating fluidized bed technology, CFB-10. May 1–5. Sunriver, Oregon, USA, 2011.

10. Subbarao D. Flow rate of solids in L-valves // Proc. of the 10th Int. Conf. on circulating fluidized bed technology, CFB-10. May 1–5. Sunriver, Oregon, USA, 2011.

11. Рябов Г. А., Фоломеев О. М., Санкин Д. А., Мельников Д. А. Исследование граничных режимов движения твердых материалов в циркуляционных контурах энергоустановок // Теплоэнергетика. 2014. № 11. С. 36–45.

УДК 681.58

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО-И МАССОПЕРЕНОСА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Р. А. Садыков¹, Д. Н. Антропов¹, А. З. Даминов², И. Н. Соломин³

¹Казанский государственный архитектурно-строительный университет, г. Казань, Россия ²Казанский научный центр Российской академии наук, г. Казань, Россия ³ЗАО «НПП «Компрессор», г Казань, Россия

При автоматизации промышленных производств, для тестирования и наладки систем управления, проверки их в реальных условиях необходимо наличие объекта управления или непосредственное присутствие наладчиков на предприятии. Объект управления зачастую невозможно доставить наладчикам, а присутствие на предприятии связано с дополнительными расходами. Намного удобнее и экономичнее, если все подготовительные и тестовые работы группа наладчиков осуществляла на своем рабочем месте. В этом им может помочь компьютерное моделирование объектов управления. В нашем случае объектом управления

является котельная установка (КУ) (водогрейный или паровой котел). Целью работы является создание компьютерного симулятора реального времени (КУ) для тестирования систем автоматизации. Для этого необходимо: разработать математические модели функционирования узлов КУ, выбрать программные средства, провести компьютерное моделирование процессов переноса тепла и вещества по отдельным трактам КУ и собрать компьютерный симулятор КУ.

В состав КУ входят топливный, воздушный, газовый и водяной (или пароводяной) тракты. Количество теплоты, выделившееся при сгорании топлива, поступает в парообразующуюся часть КУ и затрачивается на нагревание воды, парообразование и перегрев пара. Для математического описания работы КУ разобьем тракты на функциональные блоки, которые можно формализовать отдельно. Каждый блок имеет набор входных и выходных параметров, содержит необходимые уравнения, которые следуют из законов сохранения вещества и энергии. Это облегчает разработку математической модели процессов, протекающих в КУ и дальнейшее их программирование [1–4].

Математическая модель пароводяного тракта. В циркуляционном контуре КУ (барабан – опускные трубы – нижний коллектор – подъемные трубы – барабан) жидкость нагревается до температуры t выходящего потока жидкости тепловым потоком Q. К известным данным технологического процесса можно добавить постоянство объема деаэрированной воды в барабане или циркуляционном контуре КУ и температуру t_1 входящего потока жидкости.

Упрощенный баланс по ёмкости воды в барабане КУ (пароводяной смеси в циркуляционном контуре) можно представить как

$$\frac{dV}{d\tau} = V_1(\tau) - V_2(\tau). \tag{1}$$

Если V = const, жидкость в КУ не скапливается и нет утечек, то $V_1(\tau) = V_2(\tau)$. Если же они имеются, например, при линейном изменении V в барабане или верхнем коллекторе, то $V_1(\tau) \neq V_2(\tau)$.

Тепловой баланс можно записать как скорость накопления теплоты, который равняется поступлению теплоты от сгорания топлива, плюс поступление теплоты с рабочим телом, минус отвод теплоты (вода или пар). Расчет КУ заключается в расчете стационарных режимов и определении таких параметров, как средняя разность температур, коэффициенты теплообмена, термические и гидравлические сопротивления [5–8]. Однако для создания автоматизированных технологических систем требуются количественные зависимости, описывающие стационарные и нестационарные режимы различных КУ, в основе которых лежат зависимости выходных переменных от входных управляемых и неуправляемых параметров процесса.

Тепловой баланс нестационарного процесса. Рассмотрим наиболее сложный случай на примере барабанной КУ, работающей на твердом, жидком или газообразном топливе. Уравнение ее теплового баланса: мощность $N_{\rm k}$ теплоты в коллекторе или циркуляционном контуре равняется мощности $N_{\rm T}$ теплового потока от воды (или пароводяной смеси и пара), нагретой в результате сгорания топлива, плюс мощность $N_{\rm 3}$ теплового потока от питательной воды, проходящей через экономайзер, минус мощность $N_{\rm 0}$ отвода теплового потока от теплоносителя (воды или пара), т. е. имеет вид

$$\frac{d\left[V(\tau)c\rho t(\tau)\right]}{d\tau} = kF\left[t_{z} - t(\tau)\right] + V_{1}(\tau)c_{1}\rho_{1}t_{1} - V_{2}(\tau)c_{2}\rho_{2}t(\tau).$$
⁽²⁾

Уравнение (2) – линейное относительно неизвестной функции и её производной. Его решение сводится к решению линейного неоднородного обыкновенного дифференциального уравнения (ОДУ) первого порядка:

$$\frac{dt}{d\tau} + p(\tau)t = f(\tau), \qquad (3)$$

где $p(\tau)$ и $f(\tau)$ – любые непрерывные функции.

Общее решение уравнения (2) находим методом Лагранжа [9]:

$$t = c(\tau) \exp\left[-\int p(\tau) d\tau\right],\tag{4}$$

где $c(\tau)$ – неизвестная функция.

При условии, что V = const (т. е. $V_1(\tau) = V_2(\tau) = V_6 = \text{const}$) и постоянстве теплоемкостей и плотностей воды или парожидкостной смеси и пара, ОДУ (2) сводится к решению линейного однородного (когда в (3) $f(\tau) = 0$) ОДУ.

При начальном условии $t(0) = t_1$ решение уравнения (2) имеет вид

$$t(\tau) = c_1 \left[1 - c_2 \exp\left(-c_3 \tau\right) \right], \tag{5}$$

где $c_1 = \frac{\frac{\gamma k}{c\rho} + \frac{V_6}{V}t_1}{\frac{\gamma k}{c\rho} + \frac{V_6}{V}t_1}; \quad c_2 = \frac{\frac{\gamma k}{c\rho}(t_2 - t_1)}{\frac{\gamma k}{c\rho}t_2 + \frac{V_6}{V}t_1}; \quad c_3 = \frac{\gamma k}{c\rho} + \frac{V_6}{V}; \quad \gamma = \frac{F}{V}$ – отношение поверхностей нагрева

к объему котла (м²/м³), чем оно выше, тем выше коэффициент полезного действия КУ, однако при его увеличении увеличивается объем газохода КУ. Эта величина задается и является важной характеристикой КУ [6, 10].

Используя уравнение (5), можно определить влияние различных параметров на температуру рабочего тела еще на этапе проектирования теплогенератора, что необходимо при разработке оптимальной системы управления. Например, если требуется ускорить изменение температуры рабочего тела, т. е. понизить инерционность процесса, можно уменьшить нагреваемую массу. С приемлемой для практики точностью полученные зависимости можно применить к отдельным секциям котлоагрегата (камера сгорания – топка и трубы кипятильного пучка – барабаны – пароперегреватель – экономайзер – воздухоподогреватель) или энергетического котлоагрегата (здесь добавляется в зависимости от числа контуров определенное число турбинных установок с разными давлениями, конденсаторы, регенеративные теплообменники и др.), а также к теплообменным аппаратам, для которых отношение абсолютной разности температур «холодного» и «горячего» теплоносителей (вход и выход аппарата) меньше двух [7, 8]. Кроме того, (5) позволяет определить значение температуры во вновь установившемся (стационарном) тепловом режиме.

Математическая модель газовоздушного тракта. Для газодинамики в топочном пространстве приняты следующие допущения: топочное пространство условно разделено на три зоны: 1 – смешивание газов; 2 – горение газов; 3 – сложный конвективный теплообмен. В каждой зоне среда однородная, поперечные сечения зон одинаковые.

Тогда материальный баланс газов по зонам можно записать как

$$\begin{cases} \frac{dm_1}{d\tau} = G_{\epsilon}(\tau) + G_{\epsilon}(\tau) - \upsilon_1(\tau)S\rho_1; \\ \frac{dm_2}{d\tau} = \upsilon_1(\tau)S\rho_1 - \upsilon_2(\tau)S\rho_2; \\ \frac{dm_3}{d\tau} = \upsilon_2(\tau)S\rho_2 - G_{\delta,\epsilon}. \end{cases}$$
(6)

Из теплового баланса получим:

$$\begin{cases} \frac{d}{d\tau} (c_1 m_1 t_1) = c_{e} G_{e}(\tau) t_{0e} + c_{e} G_{e}(\tau) t_{0e} - c_1 G_1(\tau) t_1; \\ \frac{d}{d\tau} (c_2 m_2 t_2) = c_1 G_1(\tau) t_1 + r G_1(\tau) - c_2 G_2(\tau) t_2; \\ \frac{d}{d\tau} (c_3 m_3 t_3) = c_2 G_2(\tau) t_2 - Q - c_{de} G_{de} t_3. \end{cases}$$
(7)

Из уравнений (6) и (7), независимо друг от друга, можно найти аналитические зависимости $m_i(\tau)$ и $t_i(\tau)$ ($i = \overline{1,3}$). Общие решения уравнений (6) и (7) находятся методом вариации произвольной постоянной.

Управление КУ. Информация с датчиков, расположенных в основных узлах КУ, поступает в шкаф системы управления и далее на автоматизированное рабочее место оператора, где отображается на мнемосхемах [11–13]. Управление моделью КУ аналогично реальной КУ, за исключением того, что показания датчиков КУ моделируются в реальном времени симулятором. На моделях можно тестировать системы управления в режимах аварийных ситуаций.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (Соглашение № 14.574.21.0013, уникальный идентификатор RFMEFI57414X0013).

Обозначения

 $V_1(\tau), V_2(\tau)$ – расходы соответственно входящей и выходящей воды, кг/с; τ – время, с; c, c_1, c_2 – среднеэффективные теплоемкости соответственно воды или парожидкостной смеси и пара, питательной воды и отводимого теплоносителя, кДж/кг.°С; р, р₁, р₂ - среднеэффективные плотности соответственно парожидкостной смеси и пара, питательной воды и отводимого теплоносителя, кг/м³; k – коэффициент теплопередачи, кВт/м².°C; F – поверхность теплообмена, м²; t – текущая температура теплоносителя, °C; $t_r = (t_{Rx} + t_{Balx})/2$ – средняя температура газов в камере топки, °С; $t_{\rm RX}$, $t_{\rm RLX}$ – температуры соответственно входящих и выходящих газов камеры топки, °C; *m_i* – массы газов в соответствующих зонах $(i = \overline{1,3})$, кг; υ_i – скорости потоков топливно-воздушной среды в зонах, м/с; ρ_i – плотности газов, кг/м³; S – площадь поперечного сечения топочного пространства, м²; G_{Γ} , G_{B} , $G_{Д,\Gamma}$ – массовые потоки газа, воздуха и дымовых газов, кг/с; с_i, с_г, с_в, с_{д.г} – теплоемкости газов в соответствующих зонах ($i = \overline{1,3}$) для топлива, воздуха и дымовых газов, кДж/(кг·°C); t_i – температуры газов в зонах, °C; t_{0r} , t_{0s} – начальные температуры топлива и воздуха, °C; G_1 , G_2 - массовые потоки смеси газов соответственно из первой и второй зон, кг/с; r - удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг; Q – теплота, определяемая из теплового баланса $t_2 = t_{\Gamma}$ в барабане котла, кДж.

Литература

1. Беспалый П. А. Моделирование процесса парообразования в технологическом котле // Тр. Пермского гос. техн. ун-та. Пермь, 2005. С. 85–91.

2. Зыков А. К. Паровые и водогрейные котлы: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 128 с.

3. Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. Котельные установки промышленных предприятий. М.: Энергоиздат, 1988. – 528 с.

4. Кузнецов Н. В. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973. – 296 с.

5. Родатис К. Р. Полтарецкий А. Н. Справочник по котельным установкам малой производительности. М.: Энергоиздат, 1989. – 487 с.

6. Юренев В. Н., Лебедев П. Д. Теплотехнический справочник. М.: Энергия, 1976. Т. 2. – 896 с.

7. Куталадзе С. С. Основы теория теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.

8. Кафаров В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. М.: Химия, 1985. – 448 с.

9. Матвеев Н. М. Методы интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений. СПБ.: Лань, 2003. – 832 с.

10. Теплотехника: Учебник для вузов / Под ред. А. П. Баскакова. М.: Энергоаудит, 1991. – 224 с.

11. Садыков Р. А., Антропов Д. Н., Краев В. В. Энергосберегающая система управления котельного и сушильного оборудования // Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: Тр. IV школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН В. Е. Алемасова. Казань, 2004. С. 370–379.

12. Антропов Д. Н., Садыков Р. А., Краев В. В. Автоматизация управления котельным оборудованием. Современные средства // Энергосбережение в республике Татарстан. 2005. № 1, 2. С. 93–97.

13. Antropov D., Ivanova R., Sadykov R. an. at. Heat-and-power processes optimization by means of model-based simulation // 3rd Intern. Conf. of Informatics in Control. Automation and Robotics – ICINCO. Setubal. Portugal. 2006. Pp. 236–241.

УДК 536.24.001.57:621.039.517.55

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ СБОРКАХ И АКТИВНЫХ ЗОНАХ ВОДООХЛАЖДАЕМЫХ ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ

О. В. Семенович

ГНУ «Объединённый институт энергетических и ядерных исследований – Сосны» НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Системные теплогидравлические коды – программные комплексы, предназначенные для моделирования параметров теплоносителя во всей ядерной энергетической установке (ЯЭУ). В реакторах с водой под давлением при штатной работе теплоноситель является однофазной жидкостью. При аварийных ситуациях теплоноситель вскипает, превращаясь в парожидкостную смесь. Корректно описать такие процессы можно только моделируя

парожидкостную смесь в приближении раздельного течения фаз [1, 2]. Системные коды, в которых теплоноситель описывается в названном приближении, получили название реалистические. Моделируя поведение теплоносителя во всех элементах ЯЭУ в их взаимной связи, системные коды грубо детализируют геометрию исследуемого оборудования. Так, например, корпус реактора характеризуется несколькими (как правило, 3-4) точками по радиусу (в поперечном сечении) и несколькими десятками (~30) точек по длине. Такой масштаб усреднения не может быть признан удовлетворительным при теплогидравлическом анализе активной зоны (АЗ). Наиболее широкое применение в практике теплогидравлических расчётов стержневых тепловыделяющих сборок (ТВС) нашли коды, основанные на субканальном приближении [3, 4]. Субканальные коды позволяют рассчитывать параметры теплоносителя, усреднённые по площади проходного сечения элементарной ячейки [4]. Соответствующим образом изменяется и аксиальный масштаб. В результате для случая, например, гексагональной ТВС, включающей 331 стержень, удаётся получить информацию о параметрах потока в 666 точках поперечного сечения и ~100 точках - по длине пучка. К примеру – реактор содержит АЗ, состоящую из 163 ТВС с 331 стержнем в гексагональной упаковке. Моделирование такого аппарата в рамках системного реалистического кода, позволяет получить в каждый момент времени усреднённые параметры теплоносителя в АЗ в ~(1-2)·10² точках. Последующее применение субканального кода позволяет на несколько детализировать пространственное распределение исследуемых порядков величин. усреднённые "субканальные" значения которых вычисляются в ~1·10⁷ точках АЗ.

Ниже представлены некоторые результаты вычислительных экспериментов, выполненых автором, и данные натурных экспериментов [5], использованные для верификации расчётного кода. Моделировались теплофизические процессы, протекающие в охлаждаемой водой сборке «квадратной упаковки» из 9 электрообогреваемых стержней. Для проведения вычислительных экспериментов использовался разработанный автором субканальный расчётный код, математические модели и численные схемы которого рассмотрены, в частности, в работах [6–8]. Схема нумерации субканалов и зазоров между ними представлена на рис. 1. На рис. 2 представлено сравнение расчётных и натурных данных для трёх экспериментов. Варианты «1», «2», «3» – варианты «2D3», «2E3», «2G2» согласно классификации табл. 1 из [6]; там же можно найти сведения о параметрах сборки и режимах, моделируемых в натурных экспериментах. Таким образом, можно отметить хорошее совпадение результатов расчёта и данных натурных экспериментов для всех рассмотренных вариантов.



Рис. 1. Схема нумерации субканалов и зазоров для квадратного пучка стержней: 9 стержней: 16 субканалов и 24 зазора

Представляется очевидной необходимость интеграции в единый программный комплекс системного реалистического и субканального кодов. Однако невозможно непосредственно применять полученную при помощи системного кода информацию в качестве исходных данных для субканального кода. Необходима модель и реализующий её код, позволяющий рассчитывать распределение усреднённых по сечению ТВС параметров теплоносителя (в частности массового расхода). Эта же модель должна учитывать, что в субканальных кодах более детально (большим количеством фаз) и, следовательно, адекватно моделируется структура теплоносителя. Объединяемые системный реалистический и субканальный коды должны использовать одинаковые карты режимов течения.



Рис. 2. Сравнение результатов расчётов и данных натурных экспериментов

В качестве связующего звена между системным и субканальным кодом используется компьютерная программа, реализующая математическую модель, в которой параметры теплоносителя рассматриваются усреднёнными по поперечному сечению TBC, составляющих АЗ реактора. Расчётные теплогидравлические коды такого класса называют «канальными» или «кассетными». Часто такие программы используют модели, основанные на приближении пористого тела.

Автор в качестве «кассетной» предложил применять математическую модель, являющуюся упрощением субканальной: ТВС рассматривается как субканал, не взаимодействующий со смежными [9], т. е. АЗ представляется совокупностью невзаимосвязанных параллельных каналов с общим входным и выходным коллекторами (рис. 3). Опыт показал, что такая модель требует доработки.

Была разработана компьютерная программа, в которой реализована «макросубканальная» (суть термина поясняет рис. 4) модель, в которой роль «больших» субканалов (макросубканалов) выполняют группы смежных в достаточной мере гидравлически эквивалентных субканалов. В докладе представлены результаты тестирования этой модели. Такой подход позволяет рассчитывать всю АЗ, учитывая при этом тепломассоперенос между ТВС и, как следствие, моделировать бесчехловые сборки.





Рис. 4. Схема разбивки гексагональной ТВС на макросубканалы

Литература

1. Ishii M. Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow. Paris: Eyrolles, 1975. 284 p.

2. Семенович О. В. К проблеме термогидродинамического расчёта стержневых тепловыделяющих сборок. Уравнения модели раздельного течения фаз. Минск, 1999. – 75 с. (Препринт / Ин-т проблем энергетики НАН Беларуси; ИПЭ-50).

3. Семенович О. В. К проблеме термогидродинамического расчёта стержневых тепловыделяющих сборок. Субканальные математические модели. Системы решаемых уравнений. Минск, 2001. – 48 с. (Препринт / Ин-т проблем энергетики НАН Беларуси; ИПЭ-68).

4. Семенович О.В. Анализ субканальных моделей термогидродинамического расчёта стержневых ТВС: классификация и тенденции развития. Минск, 2009. – 36 с. (Препринт / Объединенный ин-т энергет. и ядер. исслед. НАН Беларуси – Сосны; ОИЭЯИ–Сосны-40).

5. Kronenberg J. et al. COBRA-TF – A Core thermalhydraulic code: validation against GE 3×3 experiment // Jahrestagung kerntechnik 2003: Annual meeting on nuclear technology 2003. Pp. 105–109.

6. Семенович О. В. Математическое моделирование теплогидравлических процессов в стержневых тепловыделяющих сборках // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэх. навук. 2014. № 1. С. 82–89.

7. Semenovich O. V. A Numerical Simulation of the Parameters of the Coolant in the Cores of Nuclear Power Reactors // Nonlinear Dynamics and Applications. 2014. Vol. 20. Pp. 196–204.

8. Semenovich O. V. Modeling of Thermohydrodynamic Processes in Fuel Rod Assemblies of Water Cooled Reactors // Proceedings of the twenty-fourth Symposium of AER. 14–19 October, Sochi, 2014. MTA Energiatudományi Kutatóközpont, Budapest. Pt 2. Pp. 649–665.

9. Семенович О. В. Интеграция системного реалистического и субканального теплогидравлических кодов в единый программный комплекс: необходимость, проблемы, возможные пути решения // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэх. навук. 2011. № 4. С. 77–80.

УДК 681.3:536.24.08

ПРИМЕНЕНИЕ ЕМКОСТНЫХ ДАТЧИКОВ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ПРОЦЕССОВ КОНДЕНСАЦИИ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

А. В. Серяков, В. И. Ананьев, А. В. Орлов

ОАО «Специальное конструкторское технологическое бюро по релейной технике», г. Великий Новгород, Россия seryakovav@yandex.ru

Интенсивное развитие и применение коротких низкотемпературных тепловых труб (TT) с паровым каналом в виде сопла, близкого к соплу Лаваля [1, 2], ставит задачи детального изучения процессов внутреннего течения и определения толщины слоя жидкого конденсата при работе TT (рис. 1). Для решения этих задач разработаны емкостные датчики, наиболее полная на сегодняшний день классификация которых приведена в [3]. Наш открытый малогабаритный емкостный датчик представляет собой дальнейшее развитие одного из вариантов приведенных там датчиков, измерительная поверхность которого введена внутрь и совпадает с поверхностью конденсации коротких TT [4].

В качестве рабочей жидкости TT применен диэтиловый эфир C₄H₁₀O, имеющий температуру кипения при атмосферном давлении $T_{\rm B}$ = 308.55 K (35.4 °C), температуру

замерзания $T_{\rm F} = 156.95$ К (-116.2 °С), критические параметры $T_{\rm C} = 466.55$ К (193.4 °С), P_C = 3.61 МПа и величину диэлектрической проницаемости $\varepsilon = 4.3$ (298 К).



Рис. 1. Схема ТТ: 1 – верхняя крышка; 2 – цилиндрический корпус ТТ; 3 – конический турбулизатор; 4 – капиллярно-пористая вставка; 5 – нижняя крышка; 6 – инжекторные каналы; 7 – капиллярно-пористый испаритель; 8 – емкостный датчик, измеряющий толщину пленки жидкого конденсата

Диаметр датчика – 5.5 мм, толщина – 1 мм, с двумя сквозными цилиндрическими отверстиями диаметром 1 мм каждое, расположенными на расстоянии 2 мм друг от друга симметрично относительно продольной оси фланца (рис. 2). В каждом сквозном отверстии выполнены вакуумно-плотные металлостеклянные спаи диаметром 1 мм. В металлостеклянных спаях жестко зафиксированы два измерительных электрода диаметром 0.5 мм и длиной 10 мм. К внешней поверхности фланца дополнительно приварен электрод заземления также диаметром 0.5 мм и длиной 10 мм. Фланец, измерительные и заземляющий электроды открытого емкостного датчика выполнены из ковара (kovar) 29 НК по ГОСТ 10994-74 с ЛКТР ~5·10⁻⁶ К⁻¹, плотностью 8350 кг/м³, коэффициентом теплопроводности 19 Вт/м·К. Вакуумно-плотные металлостеклянные спаи выполнены из стекла C48-2 с ЛКТР ~4.9·10⁻⁶ К⁻¹, плотностью 2550 кг/м³, коэффициентом теплопроводности 8.5 Вт/м·К и температурой размягчения ~843 К (570 °С). Диэлектрическая проницаемость стекла C48-2 $\varepsilon_{o1} = 5.2$, тангенс угла диэлектрических потерь при частоте электромагнитных колебаний 10⁶ Гц не превышает 28·10⁻⁴, удельное электрическое сопротивление стекла – 10^{14} Ом·м. Емкость датчика в сухом состоянии – 1.55 пФ.

После изготовления датчика и покрытия измерительной поверхности тонким защитным диэлектрическим

слоем, например слоем Эпилама типа Автокон-0.5 по ТУ 2229-008-27991970-95 толщиной 3·10⁻⁹ м (3 нм), проводят калибровку датчика. При калибровке используют специально изготовленный экспериментальный стенд, описание которого будет приведено в полном тексте доклада.



Рис. 2. Схема открытого малогабаритного емкостного датчика. 1 – фланец с измерительной поверхностью; 2 – стеклянные изоляторы; 3 – измерительные электроды с измерительными торцевыми поверхностями; 4 – заземляющий электрод. Верхняя поверхность шлифована и называется измерительной поверхностью датчика

В качестве рабочих жидкостей при калибровке датчиков были применены диэтиловый эфир, этиловый спирт и специально подготовленная дистиллированная вода, подвергнутая фильтрационной очистке через смесь гранулированных смол КУ-2-8, ЧС и АВ-17-8, ЧС и последующему кипячению в кварцевой посуде под вакуумом. Степень чистоты полученной воды контролировали по величине удельного электрического сопротивления. Величина электрического сопротивления была не менее (18–20)·10⁶ Ом·см. Для предотвращения контакта с углекислым газом атмосферного воздуха вода хранилась в кварцевой посуде, и калибровка емкостного датчика была проведена в закрытой измерительной ячейке (рис. 3).



Рис. 3. Результаты калибровки емкостного датчика: 1 – «затопленный» емкостный датчик, калибровочной жидкости спой (воды) находится непосредственно над измерительной поверхностью датчика; 2 - «сухой» емкостный датчик, находящийся в перевернутом положении над поверхностью калибровочной приближающейся жидкости (воды), к измерительной поверхности датчика. Прямая шкала от 0 до 8 мм предназначена для «затопленного» датчика, кривая 1; обратная шкала от 8 мм до 0 предназначена для «сухого» датчика, кривая 2

Для проведения измерений толщины слоя жидкого конденсата применяли две идентичных TT с одинаковыми емкостными датчиками, основная из которых заполнена диэтиловым эфиром, диэлектрическая проницаемость которого $\varepsilon = 4.3$ (298 K), а опорная (дополнительная) TT заполнена осушенным воздухом с температурой точки росы ниже 233.15 К (-40 °C) (рис. 4). Испарители TT с помощью резистивного нагревателя поддерживают при температуре, превышающей температуру кипения диэтилового эфира на величину перегрева $\delta T = T - T_{\rm B} = 0$ –20K, при этом тепловая мощность заполненной диэтиловым эфиром TT не превышает 120 Вт. Верхние части обеих TT помещены в вихревой проточный калориметр, температура и расход воды на входе в который с помощью регулируемого термостата стабилизированы.



Рис. 4. Схема ТТ: 1 – вихревой проточный калориметр; 2 – фланец крепления тепловых труб; 3 – стеклянная крышка; 4 – крепление крышки; 5 – тепловые трубы; 6 – резистивный нагреватель; 7 – выходной штуцер для воды; 8 – входной штуцер для воды; 9 – уплотнение измерительных проводов; 10 – емкостные датчики измерения толщины слоя конденсата; 11 – измерительный и опорный генераторы; 12 – внешний генератор; 13 – частотный детектор; 14 – фильтр низких частот; 15 – компьютер; 16 – коммутатор; 17 – вольтметр В7-34А; 18 – сосуд постоянного напора воды; 19 – генератор пузырьков воздуха; 20 – расходомер проточной воды; 21 – сосуд Дьюара

Для проведения измерений толщины слоя жидкого конденсата внутри TT был применен метод регистрации изменений электрической емкости ΔC емкостного датчика при изменении толщины слоя жидкого конденсата на его поверхности. Из-за малых величин изменений емкости датчика при пленочной конденсации пара внутри TT, определение толщины образовавшегося слоя конденсата проводили путем измерения изменения частоты генератора с испытуемой емкостью относительно генератора с опорным емкостным датчиком такой же конструкции, помещенного в идентичную TT, заполненную неконденсирующимся осушенным воздухом.

Переменная емкость измерительного емкостного датчика включена в колебательный контур измерительного генератора переменного тока ~33 МГц и изменяет его частоту.

Такой же тождественный емкостный датчик опорной TT, заполненной осушенным воздухом, включен в колебательный контур опорного генератора. Разность частот (разностную частоту $\Delta f \sim 100 \text{ к}\Gamma$ ц) измерительного и опорного генераторов выделяли с помощью амплитудного детектора и фильтра низких частот и фиксировали с помощью измерителя частоты колебаний – частотомера, с погрешностью менее 0.1 кГц. Изменение емкости измерительного датчика в колебательном контуре измерительного генератора может быть определено по формуле

$$\Delta C = C - C_{air} = \frac{A}{R_c} \left(\frac{1}{f} - \frac{1}{f_0} \right) = \frac{A}{R_c} \frac{f_0 - f}{ff_0} \cong \frac{A}{R_c} \frac{\Delta f}{f_0^2}, \qquad (1)$$

где f – уменьшившаяся частота выходного сигнала измерительного генератора с возникшей на измерительной поверхности емкостного датчика пленкой жидкости, f_0 – частота выходного сигнала опорного генератора с тождественным емкостным датчиком, установленном в тождественной ТТ, заполненной осушенным воздухом. Резонансная частота равна $f_0 = 33$ МГц, A – константа, определяемая при калибровке, $R_{\rm C}$ – сопротивление измерительной схемы.

Измерительные цепи обоих генераторов расположены на небольших печатных платах непосредственно на внешней поверхности верхних крышек основной и опорной ТТ при стабилизированной температуре в проточном калориметре. Платы жестко фиксированы с помощью выполненных из ковара коротких выводов емкостных датчиков и покрыты герметизирующим составом на основе лака УР-231.

Несмотря на термостабилизацию измерительного и опорного генераторов в проточном калориметре с водой при постоянной температуре, минимальную длину проводов, тщательное экранирование и термостатирование всех проводов, разностная частота Δf генераторов медленно дрейфует примерно на 0.1 кГц при проведении измерений. Этот дрейф определяет наименьшее значение разности емкостей 0.0002–0.0005 пФ, которое может измерить наша аппаратура.

Частотные зависимости диэлектрической проницаемости диэтилового эфира пренебрежимо малы в наших измерениях в диапазоне частот до 33 МГц и поэтому не учитываются.

Применяя калибровочную характеристику емкостного датчика и полученную зависимость величины разностной частоты Δf измерительного и опорного генераторов от изменения емкости датчика в TT с диэтиловым эфиром, были проведены измерения усредненных во времени значений толщины слоя диэтилового эфира на поверхности конденсации внутри TT в зависимости от тепловой нагрузки на испаритель. Получена нелинейная резко уменьшающаяся зависимость толщины пленки жидкого конденсата в зависимости от перегрева испарителя TT (рис. 5), абсолютная погрешность измерений толщины пленки – не более $3.5 \cdot 10^{-3}$ мм.



Рис. 5. Зависимость толщины пленки конденсата рабочей жидкости на поверхности конденсации от величины перегрева испарителя TT относительно температуры кипения рабочей жидкости $\delta T = T_{\rm B} - T$ (K) в полулогарифмической системе координат

Хорошо видно, что разброс экспериментальных точек, начиная с перегрева испарителя, $\delta T = 10-11$ К увеличивается, что связано с началом кипения и образованием влажного пара с микрокаплями жидкости в паровом канале TT.

Литература

1. Seryakov A. V. Pulsation flow in the vapour channel of short low temperature range heat pipes // Intern. J. on Heat and Mass Transfer. Theory and Application. 2014. Vol. 2, No. 2. Pp. 40–49.

2. Seryakov A. V., Ananiev V. I. Condensation research in the short low temperature range heat pipes //Proc. of the Eight Intern.l Sympos. on Turbulence, Heat and Mass Transfer. 15–18 September. Sarajevo, Bosnia and Herzegovina, 2015. Pp. 693–696.

3. Алексеенко С. В., Накоряков В. Е., Покусаев Б. Г. Волновое течение пленок жидкости. Новосибирск: Наука, 1992. – 256 с.

4. Пат. РФ на полезную модель № 152108. Емкостный датчик для измерения толщины слоя жидкости / А. В. Серяков. Опубл. 27.06.2015. бюл. № 18/2015.

УДК 681.3:536.24.08

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЙ В ПАРОВОМ КАНАЛЕ КОРОТКИХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

А. В. Серяков, А. В. Конькин

ОАО «Специальное конструкторское технологическое бюро по релейной технике», г. Великий Новгород, Россия seryakovav(@yandex.ru

Интенсивное развитие и применение коротких низкотемпературных TT с повышенными значениями коэффициента теплопередачи ставит задачи детального изучения процессов внутреннего течения и конденсаци в паровом канале. Выполнение парового канала в виде сопла, близкого к соплу Лаваля, и окруженного слоем капиллярно-пористой вставки вдоль всей длины короткой TT, приводит к увеличению скорости, частоты пульсаций течения влажного пара и коэффициента теплопередачи в сравнении с TT со стандартным цилиндрическим паровым каналом при равных габаритных размерах [1–4].

Возникновение пульсаций скорости и давления при течении влажного пара внутри парового канала в коротких ТТ представляет собой сложное явление, связанное с возникновением кипения в капиллярно-пористом испарителе и прерывистом распространением пара над ним. Исследование пульсаций подробно описано в [4, 5].

Ниже сопоставлены данные численного моделирования течения влажного пара в паровом канале, близком к соплу Лаваля, в коротких ТТ с экспериментальными результатами определения частоты пульсаций. Вместе со сложными были изготовлены более простые ТТ со стандартным цилиндрическим паровым каналом также с капиллярной вставкой и испарителем, при равных габаритных размерах.

Пульсационные характеристики коротких TT измеряли следующим образом. Перегрев испарителя TT относительно температуры кипения принятого в качестве рабочей жидкости диэтилового эфира $\delta T = T - T_B$ увеличивали дискретными шагами на 1 К. На электроды емкостных датчиков подавали электрические импульсы от внешнего генератора с частотой следования 10–100 кГц и амплитудой 5 В. Начиная с некоторого перегрева δ T испарителя TT, электрические импульсы оказываются модулированными, что связывают с возникновением пульсаций скорости и давления пара в паровом канале TT и модулировании толщины пленки конденсата на поверхности емкостного датчика. Измерение частоты модуляции электрических импульсов (рис. 1, 2)проводили через схему усиления и фильтрации, цифровой осциллограф и компьютер. Хорошо видно возрастание частоты пульсаций при возрастании перегрева δT . Погрешность измерения частоты не превышает 5 Гц (табл. 1).

hindulana ana katalana katalana katalan katalan katalan katalan katalan katalan katalan katalan katalan katala	
and an alarman and the second and an and a second	
den fan Innan fan fan fan fan fan fan fan fan fan	
ety selder lige set to a the specialized of the set of the	
getingeting trapping the disperiment of the disperiment of the principal operation of the dispetite principal operation operation of the dispetite principal operation	
a post and provide the second state of the second second second second second second second second second secon	

Рис. 1. Осциллограммы нарастания частоты модуляции в зависимости от тепловой нагрузки на испаритель ТТ. Начальные пульсации давления возникают в ТТ с паровым каналом в виде сопла, близкого к соплу Лаваля при перегреве испарителя $\delta T \sim 9$ К, частота пульсаций (частота модуляции электромагнитных импульсов) $f_1 \sim 386$ Гц – нижняя осциллограмма; $\delta T \sim 20$ К, $f_1 \sim 502$ Гц – верхняя осциллограмма

Таблица 1

Частоты пульсаций (частоты модуляции), полученные в ТТ с паровым каналом
в виде сопла f_1 и в TT со стандартным цилиндрическим паровым каналом f_2 в зависимости
от перегрева δT испарителей

<i>δT</i> , K	9.05	10.1	11.03	12.15	13.0	14.07	15.03	16.0	17.1	18.06	19.02	20.12
<i>f</i> ₁ , Гц	386±5	396±5	426±5	450±5	456±5	474±5	474±5	478±5	490±5	491±5	495±5	502±5
<i>f</i> ₂ , Гц	_	_	406±5	420±5	437±5	440±5	454±5	453±5	460±5	472±5	473±5	474±5



Рис. 2. Экспериментальные значения частоты модуляции в зависимости от перегрева $\delta T = T - T_{\rm B}$ испарителя относительно температуры кипения диэтилового эфира 308.55 К (35.4 °C). 1 – ТТ с паровым каналом в виде сопла, близкого к соплу Лаваля; 2 – ТТ со стандартным цилиндрическим паровым каналом при равенстве внешнего диаметра ТТ и площади сечения капиллярно-пористых вставок

Результаты расчета получены с помощью программы CFD Design 10.0, отчетливо виден переход от конвективного к конвективно-вихревому и затем к пульсационному режиму течения (рис. 3) при увеличении перегрева испарителя TT $\delta T = T - T_B$ относительно температуры кипения эфира на 3, 5, 7, и 13 К (слева направо).



Рис. 3. Расчетные значения пульсаций скорости потока пара в паровом канале TT в виде сопла, близкого к соплу Лаваля

Представлены результаты численного моделирования скорости течения сжимаемой паровой среды внутри парового канала в виде сопла, близкого к соплу Лаваля (рис. 4, 5). Численное моделирование было проведено методом конечных элементов с помощью программы ANSYS Multiphisics 14.5 в 2D варианте и осесимметричных граничных условиях. Для моделирования вклада турбулентности применена стандартная модель турбулентной вязкости влажного пара k— ϵ . Моделирование толщины жидкостной пленки на поверхности конденсации за счет возникновения пульсационных волн давления позволяет определить частоту пульсаций внутри парового канала коротких TT.

Кроме того, вблизи поверхности конденсации на верхней крышке TT образуется приповерхностный вихрь влажного пара. Взаимодействие пульсаций скорости и давления влажного пара и приповерхностного вихря и определяет повышенную интенсивность конденсации в коротких TT с паровым каналом, близким к соплу Лаваля, и повышенный коэффициент теплопередачи по сравнению с TT со стандартным цилиндрическим паровым каналом. Вихревое кольцо вблизи поверхности конденсации (рис. 6) образуется после достижения скорости влажного пара в критическом сечении сопла величины ~5 м/с.



Рис. 4. Пять этапов расчета скорости течения влажного пара сверху вниз. Явное возникновение пульсаций в паровом канале, частота пульсаций увеличивается, что согласуется с экспериментальными результатами [4, 5]



Рис. 5 Последовательные этапы расчета скорости течения влажного пара сверху вниз. Модель исследовали в виде продольного сечения вдоль двух инжекторных каналов, что позволило сохранить все особенности вихревой нестационарности при условии непрерывного замкнутого циркуляционного движения теплоносителя в жидкой и паровой фазах



Рис. 6. Формирование вихревого кольца некруглого сечения вблизи поверхности конденсации в паровом канале короткой TT

Максимальное значение скорости течения влажного пара диэтилового эфира, полученное с помощью цветовой индикации программы CFD Design 10.0, при возникновении пульсации в критическом сечении сопла парового канала достигает величины 100–110 м/с. Это дает возможность оценить число Рейнольдса при возникновении пульсации по формуле

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho_{vp}^{mix} u_{vp} D_c}{\eta_{mix}}.$$
(1)

Подставляем значения плотность влажного пара [6] $\rho_{vp}^{mix} \sim 1.10^{-2}$ кг/м³, динамического коэффициента вязкости влажного пара $\eta_{mix} \sim 8.10^{-6}$ Па·с, максимальное значение скорости

потока пара (цветовая индикация) вблизи критического сечения сопла парового канала $u_{vp} \sim 100-110$ м/с; критический диаметр парового канала $D_c \sim 4 \cdot 10^{-3}$ м, и получаем Re ~ 500–550, число Прандтля Pr = 0.77.

Длительность периода пульсаций в диффузорной части парового канала TT можно оценить по формуле

$$\Delta \tau_0 \sim \frac{\Delta l}{u_{vn}}.$$
 (2)

Подставляем расстояние $\Delta l \sim (2-3) \cdot 10^{-2}$ м между гребнями пульсаций, показанных на рис. 3, полученную с помощью цветовой индикации программы CFD Design 10.0 скорость течения влажного пара в диффузорной части парового канала $u_{vp} \sim (20-30)$ м/с, и рассчитаем численное значение длительности пульсаций $\Delta \tau_{0num} \sim (0.75-1.5) \cdot 10^{-3}$ с.

Сравнение экспериментальных результатов измерений периода пульсации в конфузорно-диффузорном паровом канале ТТ $\Delta \tau_0 = (2-2.5) \cdot 10^{-3}$ с с расчетной величиной $\Delta \tau_{0num} \sim (0.75-1.5) \cdot 10^{-3}$ с показывает их неплохое совпадение.



Рис. 7. Распределение продольной компоненты скорости течения пара внутри ТТ вдоль продольной оси парового канала и периферийной части вихревого кольца

Малое значение статического давления в центральной части вихревого кольца (рис. 7), приводящее к всасыванию влажного пара при конденсации, и отрицательное динамическое давление на периферийной части вихревого кольца приводят к интенсификации конденсации и повышению коэффициента теплопередачи коротких ТТ с паровым каналом в виде сопла по сравнению с аналогичными ТТ со стандартным цилиндрическим паровым каналом при равных габаритных размерах.

Литература

1. Seryakov A. V. Velocity measurements in the vapour channel of low temperature range heat pipes// Intern. J. of Engineering Research & Technology. 2013. Vol. 2, No. 8. Pp. 1595–1603.

2. Seryakov A. V., Konkin A. V., Belousov V. K. The intensification of heat-transfer characteristic of heat pipes // Proceedings of the VIII Minsk Intern. Seminar of Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources. 12–15 September 2011. Minsk, Belarus, 2011. Vol. 2. Pp. 59–65.

3. Seryakov A. V., Konkin A. V., Belousov V. K. Application of jet vapour nozzle in heat pipes of medium temperature range // Vestnik SibSAU 2012. Vol. 41, Iss. 1. Pp. 142–147.

4. Seryakov A. V. Pulsation flow in the vapour channel of short low temperature range heat pipes // Intern. J. on Heat and Mass Transfer. Theory and Application. 2014 Vol. 2, No. 2. Pp. 40–49.

5. Seryakov A.V., Konkin A.V. Numerical simulation of pulsations in vapour channel of low temperature range heat pipes // Proc. of the Eight Intern. Sympos. on Turbulence, Heat and Mass Transfer. 15–18 September, Sarajevo, Bosnia and Herzegovina, 2015. Pp. 677–680.

6. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. – 721 с.

УДК 621.47

ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ СОЛНЕЧНОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ

А. С. Снегирёв¹, П. Я. Шипковс¹, П. К. Гантенбайн², Л. С. Мигла¹, К. В. Лебедева¹, Г. П. Кашкарова¹, Я. П. Шипковс¹

¹Физико-энергетический институт, г. Рига, Латвия andrejs.snegirjovs@rtu.lv ²Институт солнечной технологии, г. Рапперсвиль, Швейцария

Разработан концепт технологии компрессорной холодильный машины в комбинации с непрямым естественным охлаждением, работающей от фотоэлектрических модулей. Пилотная установка спроектирована, установлена и запущена в эксплуатацию. Анализ рабочих параметров и производительности системы описан в данной публикации.

Исследование фотоэлектрического солнечного кондиционирования (ФЭСК) состоит из двух частей: динамическое симулирование и практическое испытание пилотной системы. Основной целевой группой данного концепта является частный жилой сектор, поэтому будут рассмотрены примеры в системах малой охлаждающей мощности до 15 кВт. Сравнены и оценены результаты данной технологии с производительностью наиболее распространённых технологий солнечного кондиционирования. Также исследование в себя включает анализ производительности данной технологии в средиземноморском, холодном и жарком климате, а также в умеренных климатических условиях европейского региона при помощи симуляционной модели.

Улучшение условий комфорта в зданиях и транспорте увеличивают потребность охлаждения, поэтому рост спроса на холодильные установки ожидается уже в ближайшем будущем. Опыт использования маломощных кондиционеров показывает их относительно короткий срок службы. Это означает периодичную замену частей данного оборудования, что и составляет огромное число ежегодно произведённых установок, которое продолжает расти по возрастающей. Кроме того, рост рынка предложений уже увеличивался почти каждый год на протяжении последнего десятилетия. При таких темпах роста в Европе увеличение количества коммерческих зданий, оборудованными системами кондиционирования, достигнет по меньший мере 60% к 2020 г. В свою очередь, при полном обеспечении зданий системами кондиционирования в данном регионе потребуется дополнительная энергия до 1400 ТВт·ч в год [1, 2].

Фотоэлектрические модули (Φ Э), также известные как солнечные батареи, падают в цене. Особенно это заметно в течение последних 15 лет, когда стоимость Φ Э систем ежегодно понижалась на 10% от цены за предыдущий год. Это значительно повышает экономический интерес к солнечной электроэнергетике. В настоящее время идёт активный поиск по освоению новых направлений применения Φ Э. Главный недостаток солнечной энергетики заключается в нестыковке пика производства энергии с пиком потребления. В свою очередь, пик потребности в кондиционировании наиболее близок к пику солнечной радиации и, следовательно, близок к пику производительности Φ Э. Это существенно влияет на потенциал использования и развития технологии Φ ЭСК.

Главная проблема на данный момент заключается в отсутствии опыта применения исследуемой технологии. Крупнейшие производители солнечно-энергетических систем имеют в наличии комбинации ФЭ модулей с теплонасосами, которые, по сути, являются компрессорными водоохлаждающими машинами. Однако они скомпонованы под водонагревающие нужды. Большинство индустриальных теплонасосов с наружными воздушными теплообменниками не годятся для применения в охлаждении из-за ограниченных

температурных параметров. Маломощные кондиционеры системы "сплит" с коэффициентом сезонной энергоефективности меньше 3.5 не рассматривались в данном исследовании из-за их низкой эффективности.

Для исследований была создана пилотная установка (рис. 1). Поиск компонентов системы показал, что почти все они представлены на рынке в широком разнообразии. Единственная недостающая часть – это система управления данной установкой.

Многообразные стратегии управления были рассмотрены и опробованы при помощи симуляционной модели Polysun® (8-я версия). Малоэффективные режимы работы ФЕСК, такие как прямое – бескомпрессорное – водонагревание, были исключены из стратегии управления ФЕСК. Особое внимание было уделено непрямому естественному охлаждению – отводу тепла из помещения наружу без помощи компрессора и без естественной вентиляции.



Рис. 1. Основные компоненты системы фотоэлектрического солнечного кондиционирования

Основная составляющая классической системы данного типа – компрессионная холодильная машина, работающая от электричества произведённого ФЭ модулями. Экспериментальная установка не оснащена электроаккумуляторами, вместо этого она подключена к электросети. При этом нагрузка холодильной машины отрегулирована под электрогенерацию ФЭ модулей, с учетом варианта, при котором энергия может быть компенсирована электроаккумуляторами.

ФЭ поле состоит из безрамных модулей с монокристаллическими кремниевыми элементами. ФЭ модули производят постоянный ток (AC), в свою очередь электропотребляющие элементы системы работают от переменного тока (DC). AC/DC инвертор с высоким уровнем защиты подобран в соответствии с параметрами ФЭ поля. Маломощная и высокоэффективная индустриальная компрессионная холодильная машина используется в пилотной ФЭСК установке.

Экспериментальная установка также имеет ряд усовершенствований по сравнению с упомянутой выше классической системой (рис. 2). Поглощение тепла в помещении осуществляется радиаторными потолочными охлаждающими панелями. Большая часть тепла отводится наружу при помощи наружного водовоздушного теплообменника, далее именуемого наружный блок. Система дополнена аккумуляторами тепла и холода для устранения недостатков кратковременного сдвига между производством холода и потреблением холода. Аккумуляторами являются баки, наполненные теплоносителем и работающие без фазового изменения теплоносителя. Часть отводимого тепла направляется в аккумулятор тепла. Эта теплоэнергия используется для предварительного нагрева горячего водоснабжения. График потребления горячей воды подобен потреблению горячей воды частного дома с его характерными высокими пиками. Почти вся система заполнена водоэтанолом. Массовая концентрация этанола – 16%. Данный теплоноситель также имеет антикоррозийные ингибиторы. Рабочая температура меняется от -9 °C до +67 °C. Исключение составляет аккумулятор тепла, который наполнен водой из системы централизованного водоснабжения. Данная система способна работать также и в зимним режиме – режиме подогрева воды за счёт тепла наружного воздуха. Часть энергопотребления данного процесса также покрывается производительностью ФЭ.



Рис. 2. Схема системы фотоэлектрического солнечного кондиционирования

Оценка производительности улучшенной ФЭСК в других климатических условиях произведена, используя симуляцию проверенной модели ФЭСК. Метеорологические данные были получены из базы данных Meteonorm (7-я версия). Данное исследование ограничивается территорией Европы, потому что порядка 95% систем солнечного кондиционирования установлено в данном регионе.

За расчётную точку холодно-умеренного европейского климата была принята Рига (Латвия), соответственно субтропического – Альмерия (Испания). Рига является самым

северным местом, где установлена система солнечного кондиционирования [3]. Альмерия располагается в жарком и влажном климате, что является наиболее затруднительным для кондиционирования. Результаты исследования показали, что кратное увлечения мощностей холодильной установки необходимо для климатических условий Альмерии. В свою очередь, номинальную мощность ФЭ поля необходимо только удвоить, ибо солнечное излучение и количество солнечных часов в данном регионе также весьма велики.

ФЭСК сравнена с наиболее распространёнными системами солнечного кондиционирования малых мощностей до 15 кВт. Самыми распространёнными типами солнечного кондиционирования являются абсорбционные, далее следуют адсорбционные. Сравнивали LiBr/H2O – абсорбционную машину и H2O/силикагель – адсорбционную машину. Сорбционные машины работают от теплоэнергии, в свою очередь компрессионная машина от электроэнергии. Сравнение производилось при помощи коэффициента использования первичной энергии. Результаты исследования показали существенную экономию первичной энергии при использовании технологии ФЭСК.

Учитывая всё перечисленное выше, концепт улучшенной технологии компрессорной холодильный машины, работающий от фотоэлектрических модулей, имеет большой потенциал применения и распространения в перспективе ближайшего десятилетия.

Литература

1. Sanner B. at al. Common Vision for the Renewable Heating & Cooling sector in Europe, Brussels, January 2011. – 48 p.

2. Mauthner F., Weiss W. Solar Heat Worldwide Markets and Contribution to the Energy Supply 2012. Edition 2014. IEA Solar Heating & Cooling Programme, Gleisdorf, Austria, June 2014. -61 p.

3. Shipkovs P., Snegirjovs A., Shipkovs J., Kashkarova G., Lebedeva K., Migla L. Solar Thermal Cooling on the Northernmost Latitudes // Intern. Conf. on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, SHC 2014. May 2015. Energy Procedia, 2015. Vol. 70. Pp. 510–517.

УДК 621.438.9

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА С ВОДОРОДНОЙ ТУРБОУСТАНОВКОЙ

В. В. Соловей, А. В. Кошельник

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина

Когенерация и тригенерация обоснованно считаются наиболее эффективными с точки зрения использования химического потенциала первичного топлива, а именно такие возможности предоставляют энергопреобразующие комплексы с водородными турбоустановками [1]. Использование водорода как рабочего тела в турбинах накладывает ряд дополнительных требований, связанных с его высокой текучестью, повышенными взрыво- и пожароопасностью, проблемой выбора материалов, которые не подвергаются водородной коррозии. Кроме того, водород имеет довольно высокую теплоемкость, которая при прочих равных условиях приводит к увеличению количества ступеней в проточной части турбины в сравнении с традиционными турбоустановками. Сопоставление расчетных параметров и интегральных характеристик водородной турбоустановки с аналогичными параметрами и характеристиками прототипа – гелиевой турбины, свидетельствует, что при сохранении конструктивных элементов и основных габаритов теплоперепад водородной турбины почти в два раза выше. Благодаря этому при одинаковой мощности обоих агрегатов массовый расход рабочего тела в водородной турбине в 2,08 раза меньше [2]. Влияние свойств рабочего тела на параметры лопаточных машин выражается в изменении таких конструктивных параметров, как величина сработанного перепада одной ступени, скорость движения газов, величина закручивания лопаток.

В классическую схему газотурбинной установки (ГТУ) замкнутого цикла входит компрессор для сжатия охлаждаемого рабочего тела и подогреватель – для его подогрева [3]. Термохимическая технология компримирования рабочего тела позволяет использовать низкопотенциальную теплоту для получения высокой степени сжатия водорода. Схемы ГТУ с термосорбционными компрессорами (ТСК) имеют такие особенности: отсутствует необходимость в использовании традиционного компрессора с отбором мощности от турбины; в схемах отсутствуют подогреватели рабочего тела, так как в самом ТСК используется тепло внешнего источника (таким источником теплоты могут быть дымовые газы ТЭС, котельных и т. д.); отсутствуют устройства для охлаждения рабочего тела, так как расширение рабочего тела в турбине при начальном высоком давлении может быть проведено при довольно низких температурах; при срабатывании перепада давления в турбине полученная механическая энергия может быть использована различными способами, включая превращение ее в электрическую.

Существующие ТСК имеют небольшую удельную производительность, поэтому создание ГТУ на базе термосорбционных компрессоров требует решения проблемы создания водородной турбины с минимально возможным расходом рабочего тела. Исходя из технических возможностей ТСК, было принято давление за турбиной $p_{\kappa} = 0,25$ МПа (определяемое условиями сорбции), степень расширения $\pi_{\rm T}$ – от 20 до 50, а температура рабочего тела перед турбиной – $T_0^* = 573$ К. На номинальном режиме работы такой турбины осевая составляющая скорости на выходе находится в пределах 150–200 м/с.

Была проанализирована работа водородной микротурбины при различном количестве сопел, что позволило определять влияние начальной температуры рабочей среды на характеристики турбоустановки. Полученные данные свидетельствуют о принципиальной возможности создания микротурбин при расходе водорода на уровне 0,01 кг/с. Были рассмотрены особенности применения многоступенчатых осевых, радиально-осевых турбин и турбин с радиальным направлением лопаток в энергопреобразующих установках с термохимическим сжатием рабочего тела. Результаты исследований изменения термодинамических параметров водорода в турбине осевого типа показывают, что для обеспечения технически и технологически приемлемой высоты направляющих и рабочих лопаток ступеней, турбина должна по условиям работы ТСК выполняться многоступенчатой. Радиально-осевые ступени позволяют использовать больший перепад давлений и получить более высокую мощность турбоустановки. При этом ступень турбины выполняется без парциального подвода рабочей среды, что обеспечивает более высокий КПД превращения энергии в сравнении с осевой ступенью при переменных нагрузках. При относительно малых расходах водорода для ликвидации парциальности первых ступеней как перспективную конструкцию нужно рассматривать радиальную турбину с движением рабочего тела от центра к периферии.

Проблемами, которые нуждаются в первоочередном решении при разработке водородного турбоагрегата, являются разработка конструкции лопаточного аппарата повышенной эффективности, что связано с оптимизацией конструктивных параметров рабочих лопаток и направляющего аппарата проточной части водородной турбины. Проведенная в работе [4] оценка уровня теплоперепада, геометрических соотношений элементов проточной части, частоты вращения ротора и числа ступеней позволила выбрать основные геометрические характеристики проточной части турбины.

С учетом уровня температур (350–500 К), при которых происходит процесс десорбции в ТСК, появляется возможность использования схем с водородными турбоустановками для утилизации вторичных энергоресурсов высокотемпературных теплотехнологических комплексов ряда производств, где значительное количество теплоты теряется с уходящими дымовыми газами [5]. В зависимости от масштабов производства и технологической схемы, предприятия имеют различные соотношения выхода вторичных энергоресурсов и потребности в тепловой и электрической энергии. Одним из наиболее энергоемких областей промышленности на сегодня является доменное производство. Для печей доменного производства характерен невысокий уровень температур дымовых газов, поэтому это не позволяет нагреть воздуха до высокой температуры.

Рассмотрим схему работы водородной когенерационной установки для получения горячего дутья и электроэнергии (рис. 1). После воздухонагревателя ВН с камерой сгорания КС установлен теплообменник для подогрева водорода ТО, водородная турбина ВТ с электрогенератором и термосорбционный компрессор. Дымовые газы с температурой t_{r1} после доменного воздухонагревателя в теплообменном аппарате ТО передают теплоту сжатому водороду и «горячей» стороне термосорбционного компрессора ТСК 2. Процесс нагрева водорода происходит в теплообменнике до температурного уровня t_{вод3}, а в турбогенераторе осуществляется расширение его до давления Р₂. После этого водород низкого давления подается на «холодную» сторону компрессора ТСК 1, где осуществляется процесс сорбции водорода металлогидридом. Данный процесс сопровождается выделением определенного количества теплоты, которую необходимо отводить. Процесс же сжатия водорода к давлению P₁ осуществляется на «горячей» стороне термосорбционного компрессора. Для сжатия водорода в подобных схемах возможно использовать и традиционные механические компрессоры. Но в таком случае для превращения тепла в потенциальную энергию сжатого газа должно осуществляться еще и дополнительное превращение теплоты в механическую работу, что сопровождается значительной потерей работоспособности. Затраты энергии на сжатие в ТСК практически не зависят от степени повышения давления. В механическом компрессоре, напротив, с ростом отношения давлений происходит значительное увеличение энергии, которая теряется на сжатие рабочего тела.



Рис. 1. Схема энерготехнологического комплекса для производства горячего дутья и электроэнергии в доменном производстве: $t_{\rm BF}$ – температура воздуха, поступающего для горения; $t_{\rm ron}$ – температура топлива; $t_{\rm r}$ – температура дымовых газов; $t_{\rm XR}$ – температура холодного дутья; $t_{\rm rg}$ – температура горячего дутья; $t_{\rm BOR}$ – температура водорода; $t_{\rm ox}$ – температура охлаждающего вещества

С применением методов исследований, базирующихся на использовании эксергетических функций [6], проведен анализ работы и определена эффективность энергопреобразующего комплекса для получения горячего дутья и электрической энергии. Были получены основные характеристики водородного контура энергосиловой установки при условиях работы в диапазоне температур дымовых газов от 523 до 723 К [7].

Рассмотрим работу системы с термосорбционным компрессором, в котором в качестве гидрида используется LaNi₅H_{6,7}. Теплота сорбции–десорбции гидрида $q_s = 15500$ кДж/кг. Давление водорода на выходе с TCK составляет $P_5 = 2$ МПа. Температура рабочего тела в точках 4 и 5 в области «изотермического плато» $T_4 = T_5$, давление $P_4 = P_5$. При максимальной температуре газов T_{r2} принимаем перепад температур между газами и водородом $\Delta T_1 = T_{r2} - T_{вод3} = 100$ К, т. е. температура водорода в точке 1 составляет $T_1 = T_{r2} - \Delta T_1$. Величина перепада температур $\Delta T_2 = T_{r4} - T_{вод2} = 22$ К.

В табл. 1 приведены результаты расчетов в зависимости от уровня температур дымовых газов на входе в ТСК при их постоянном расходе. Проведенное расчетнотеоретическое исследование показало, что применение когенерационных установок на водороде после доменных воздухонагревателей позволяет повысить коэффициент термодинамического совершенства комплекса в рассмотренном диапазоне температур отходящих газов. С ростом температуры дымовых газов после воздухонагревателя увеличивается и производство электроэнергии с 0,0052 до 0,0503 кВт·ч/м³ топлива.

Таблица 1

Температура дымовых газов <i>T</i> _{г3} , К	523	573	623	673	723
Количество теплоты, передаваемое водородному контуру Q_{Γ} , кВт	7224,4	10 003	12 781,6	15 560,2	18 339
Расход водовода $G_{_{\rm H_2}}$, кг/с	0,453	0,589	0,723	0,845	0,959
Давление водорода <i>P</i> ₂ , МПа	0,78	0,55	0,33	0,2	0,15
Мощность турбины <i>N</i> _т , кВт	301,7	1254,3	2183,4	3404,7	4554,4

Характеристики водородного контура энергосиловой установки для получения горячего дутья и электроэнергии при интеграции в схему доменного производства

Однако следует отметить, что при рассмотрении вопросов разработки энергопреобразующих комплексов на базе водородных турбин для действующих промышленных предприятий, необходимо дополнительно проводить анализ полученных результатов с учетом различных факторов – экономических, технических, экологических и др. Существующая функциональная связь экономических, эксплуатационных и конструктивных характеристик позволит получить их оптимальные значения, что приводит к необходимости проведения комплекса дополнительных исследований.

Литература

1. Шалимов Ю. Н., Кудряш В. И., Гусев А. Л. Проблемы применения водорода в энергетике // ISJAEE. 2005. № 7. С. 21–28.

2. Бекнев В. С., Суровцев И. Г., Тумашов Р. З. Расчет и проектирование осевых турбин на гелии. М.: РИО МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1978. – 32 с.

3. Тырышкина В. Г. Стационарные газотурбинные установки. Л.: Машиностроение, 1989. – 543 с.

4. Русанов А. В., Ершов С. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 5. Кошельник А. В., Чорна Н. А. Розробка та аналіз схем високоефективних водневих енергоперетворюючих установок // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». 2012. № 7. Тем. вип.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. С. 170–174.

6. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие / Под. ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского. Киев: Наукова думка, 1991. – 360 с.

7. Мацевитый Ю. М., Соловей В. В. Перспективы использования энергетических ресурсов на основе водородных технологий // Экология и промышленность. 2014. № 4. С. 10–22.

УДК 620.92.002.68

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ НА ГАЗОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

И. А. Султангузин,¹ Т. П. Шомова,¹ П. А. Шомов,² В. А. Достовалов³

¹Национальный исследовательский университет «МЭИ» г. Москва, Россия ²Научно технический центр ««Промышленная энергетика» г. Москва, Россия ³Дальневосточный федеральный университет г.Владивосток, Россия

Потенциал энергосбережения топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) в перерабатывающей отрасли составляет около миллиона тонн условного топлива. Внедрение тепловых насосов в технологические схемы переработки углеводородного сырья позволит сократить потребление энергетических ресурсов – главным образом, тепловой энергии в виде пара. Абсорбционные тепловые насосы могут быть использованы для утилизации сбросного тепла с целью получения холода.

Газоперерабатывающие предприятия нашей страны отличаются высоким уровнем потребления (ТЭР) при недостаточно высоком качестве переработки сырья. Это связано, в первую очередь, с моральным и физическим износом оборудования и самой технологии. Энергоёмкость отечественных технологий переработки существенно больше, чем в странах Западной Европы, Японии и США. Основными энергоресурсами, потребляемыми предприятиями переработки газа, являются электрическая и тепловая энергия (на её выработку используют топливный газ). Одними из самых затратных процессов на газоперерабатывающем предприятии являются процессы ректификации, потребляющие большое количество как тепловой энергии в виде пара, так и электроэнергии для процессов охлаждения. Потенциал энергосбережения ТЭР в перерабатывающей отрасли составляет 1 млн т.у.т. [1]. Внедрение тепловых насосов в технологические схемы переработки углеводородного сырья позволит сократить потребление энергетических ресурсов – главным образом тепловой энергии в виде пара. Абсорбционные тепловые насосы могут быть использованы для утилизации сбросного тепла с целью получения холода.

В работе [2] отмечено, что среди технологических объектов ОАО «Газпром» наиболее полно разработана методика проведения энергетического обследования для объектов транспорта газа. Однако аналогичные детальные методики энергообследования для объектов газопереработки практически отсутствуют. Газоперерабатывающие заводы представляют собой сложные энерготехнологические системы, и для их исследования необходимо применять системный подход. Методология проведения энергетического обследования включает в себя основные этапы, представленные на рис. 1 [3].



Рис. 1. Этапы разработки программы энергосбережения газоперерабатывающего комплекса

Обычно при разработке программы энергосбережения применяют два этапа: проведение энергетического обследования (II этап) и сразу же разработка программ энергосбережения (V этап). Особенность разработанного подхода заключается в том, что обязательно выполняется ещё и первый этап – построение топливно-энергетического баланса предприятия, а также третий – математическое моделирование существующих установок, на котором результаты модели сверяются с результатами обследования. Кроме того, на четвёртом этапе на основе этих моделей решаются задачи, проверки, что будет, если поставить тепловой насос такого типа здесь, что будет, если его поставить в другом месте, и т. д. Таким образом, можно сравнивать разные варианты, выбирать более эффективные и на их основе разрабатывать программу энергосбережения. В данной работе были проведены энергетические обследования завода стабилизации конденсата (ЗСК), одного из газоперерабатывающих заводов (ГПЗ) и гелиевого завода (ГЗ). Анализ топливно-энергетического баланса ЗСК показал, что основным потребителем тепловой энергии является установка разделения широкой фракции лёгких углеводородов (ШФЛУ) (включающая в себя блок извлечения изопентана и узел получения пропана) на процессы ректификации – 66% всей потребляемой тепловой энергии. Данная тепловая энергия в виде пара вырабатывается на сторонней котельной, причём эта установка потребляет 11% покупной электроэнергии, в основном, на аппараты воздушного охлаждения. Установка разделения широкой фракции легких углеводородов была выбрана в качестве одного из основных объектов для энергетического обследования, так как стоимость потребляемых ею энергоресурсов оказалась одной из самых больших на заводе. Суммарное потребление пара на установке разделения ШФЛУ составило 88 т/ч, и задача энергообследования этой установки заключалась в поиске путей энергосбережения. Инструментальное обследование установки на втором этапе позволило собрать дополнительные данные, а сравнение данных, полученных с мнемосхем и с помощью тепловизионного обследования, показало, что погрешность результатов измерения Δ не превышает 5%:

$$\Delta = (101 - 97,3)/101 \cdot 100\% = 3,5\%. \tag{1}$$

Полученные результаты инструментального обследования позволили на третьем этапе провести моделирование ректификационных колонн (РК) для определения расчётного энергопотребления. Погрешность результатов данной модели с результатами, полученными в ходе экспериментального обследования (не более 5%), также показали высокую точность, что говорит об адекватности расчётной модели [3]. Следующим четвёртым этапом является моделирование различных вариантов энергоэффективной установки, в частности, ректификационной колонны К-2 с тепловым насосом. Три существующие колонны извлечения изопентана из пентан-гексановой фракции (ПГФ) потребляют 30 т пара в час. В настоящей работе предлагается использовать тепловой насос (ТН) с механической рекомпрессией пара. Принцип действия [4, 5] здесь заключается в следующем: верхний продукт (парообразный изопентан), проходя через рекуперативный теплообменник, направляется в компрессор, где повышает свою температуру до необходимых параметров, после чего пары изопентана направляются в конденсатор, где конденсируются и отдают своё тепло кубу колонны, а сконденсировавшийся продукт, проходя через рекуперативный теплообменник, направляется на аппараты воздушного охлаждения. Таким образом, данный тепловой насос позволяет полностью исключить тепловую нагрузку пара в колоннах К-2.

В этой колонне разность температур кипения верхнего и нижнего продуктов составляет 14°С. При этом коэффициент трансформации теплоты теплового насоса

$$\mu = Q_{\text{исп-конд. TH}} / N_{\text{компр}} = 6280/617 = 10, \qquad (2)$$

где $N_{\text{компр}}$ – мощность компрессора TH, $N_{\text{компр}} = 617$ кBт; $Q_{\text{исп-конд. TH}}$ – тепловая мощность испарителя-конденсатора теплового насоса, $Q_{\text{исп-конд. TH}} = 6280$ кBт.

Также для этой колонны проводилось моделирование с парокомпрессионным ТН. Результаты моделирования показали, что в данном случае предпочтительнее тепловой насос механической рекомпрессии пара [6]. Проводилось моделирование другой ректификационной колонны К-3 разделения пропан-бутановой фракции (ПБФ) с парокомпрессионным тепловым насосом. В данном случае предлагается использовать в качестве низкопотенциального тепла верхний продукт колонны для покрытия тепловой нагрузки в паре. Разность температур кипения разделяемых продуктов здесь значительно выше и составляет 48 °C. Коэффициент трансформации теплового насоса равен 3,2.

Результаты моделирования различных тепловых насосов показало, что в данном случае предпочтительнее парокомпрессионный тепловой насос, поскольку он может полностью покрыть тепловую нагрузку колонны. Основным энергоресурсом для одного из ГПЗ является пар на установке очистки газов от серы – 76% от всего количества тепловой энергии. От ТЭЦ покрывается 63% тепловой нагрузки ГПЗ, а 37% - от собственных вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Для ГЗ основным энергоресурсом является электроэнергия, потребляемая на сжатие метановой фракции и этана в дожимных компрессорных цехах (63%) и на пропановых холодильных установках (21%). Процессы газопереработки осуществляются в области относительно низких температур (-30...+150 °C) при большом количестве низкопотенциальных ВЭР, которые практически не используются. При этом расходуется много электроэнергии на аппаратах воздушного охлаждения (ABO) и на перекачку оборотной воды. С другой стороны, одним из основных потребляемых энергетических ресурсов на ГПЗ является пар низкого давления (до 0,5 МПа), например, в ребойлерах. При этом образующийся конденсат имеет температуру примерно 120 °C, тепловой потенциал которого обычно не используется. На его охлаждение приходится использовать те же самые АВО и оборотную воду. Для осушки газа используется холод, получаемый в пропановых холодильных установках (ПХУ) при температурах -30 °C. Для получения гелия разделения метановой и этановой фракций используются температуры ниже -100 °C. Всё это является благоприятной средой для применения тепловых насосов [7]. Двухцелевые тепловые насосы могут забирать тепло у энергоносителей, которые нужно охладить и передавать тепло для нагрева другим энергоносителям. Несмотря на простоту этой идеи, как ни странно, область применения тепловых насосов парокомпрессионного и абсорбционного типа в газоперерабатывающей отрасли крайне узка.

Парокомпрессионные TH с коэффициентом трансформации тепла, равным 5–8, могут применяться на установках очистки газа от сероводорода и диоксида серы, на установках осушки обессеренного газа. Перспективным может быть также применение парокомпрессионных TH на установках переработки нестабильного газового конденсата и сырой нефти, на установках переработки широкой фракции лёгких углеводородов. Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) могут использовать отработанный паровой конденсат на установках аминовой очистки и осушки газа. Полученный холод с температурой +7 °C может использоваться для охлаждения обессеренного газа с экономией жидкого пропана в испарителе и электроэнергии на привод компрессора ПХУ. Разработаны технико-экономические обоснования внедрения ТН производства отечественного и зарубежного производства и АБХМ ОАО «Теплосибмаш». Срок окупаемости этих проектов, рассчитанный на основе технико-коммерческих предложений, варьируется от 1,5 до 3 лет. Ещё несколько мероприятий с применением тепловых насосов находятся в разработке.

Таким образом, применение тепловых насосов с механической рекомпрессией пара, парокомпрессионных тепловых насосов и абсорбционных холодильных машин может существенно снизить энергоёмкость процессов переработки газа на предприятиях газоперерабатывающего комплекса. Кроме того, уменьшится температура возврата конденсата на теплоэлектроцентралях, в результате чего увеличится коэффициент использования тепла при производстве электрической и тепловой энергии [7]. Повысится надёжность работы оборудования. Помимо этого тепловые насосы являются экологически чистыми технологиями. И, наконец, на последнем, пятом этапе была разработана программа энергосбережения с применением тепловых насосов и представленная в табл. 1. Она показывает эффективность применения тепловых насосов на газоперерабатывающих предприятиях.

Таблица 1

	Коэффи-	Экономия	Капитал.	Экономи-	Срок оку-
	циент	тепловой	затраты,	ческий	паемости,
Тип теплового насоса	трансфор-	энергии,	млн. руб.	эффект,	лет
	мации	Гкал/г		млн. руб/г	
Ректификационная колонна получения					
изопентана с тепловым насосом с	10,1	137 040	100	161,1	1,6
мехнической рекомпрессией пара					
Ректификационная колонна					
разделения ПБФ с парокомпрес-	3,2	99 360	н.д.	54,2	н.д.
сионным тепловым насосом					
Двухцелевой насос на блоке осушки	5.6	1500	26	0.65	1
газа	5,0	1300	2,0	0,03	4
Применение двухцелевого теплового					
насоса для охлаждения горячих	6,1	1700	2,2	0,84	2,6
насосов и нагрева ШФЛУ					

Разработка программы энергосбережения на основе применения тепловых насосов

Литература

1. Хворов Г. А., Юмашев М. В. Методология оценки потенциала энергосбережения технологических объектов ОАО «Газпром» // Газовая промышленность. 2014. № 4.

2. Хворов Г. А., Юмашев М. В., Кузнецов О. А., Житомирский Б. Л. Методология проведения энергетических обследований технологических объектов // Газовая промышленность. 2009. № 5.

3. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: Дис. ... канд. техн. наук. Иваново: ИГЭУ, 2014.

4. Diez E., Langston P., Ovejero G., Romero M.D. Economic feasibility of heat pumps in distillation to reduce energy use // Applied Thermal Engineering April 2009. Vol. 29. Iss. 5-6.

5. Kiss A. A., Landaeta S. J. F., Ferreira C. A. I. Towards energy efficient distillation technologies. Making the right choice // Energy. Vol. 47. Nov. 2012.

6. Султангузин И. А., Шомова Т. П., Курзанов С. Ю., Белов Р. Б. Совершенствование процессов ректификации углеводородов с применением тепловых насосов на основе моделирования в программе Aspen HYSYS // Надёжность и безопасность энергетики. 2014. № 25.

7. Султангузин И. А., Албул А. В., Шомова Т. П., Шомов П. А. Энергоснабжение газоперерабатывающих заводов на основе газовых турбин и тепловых насосов // Наука и техника в газовой промышленности. 2012. № 3.

УДК 536.24:66.045

ДИФФЕРЕНЦИРОВАННЫЙ УЧЕТ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВНЕШНЕГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ ОРЕБРЕНИЯ ТРУБ ШАХМАТНЫХ ПУЧКОВ В ТЕПЛОВОМ РАСЧЕТЕ ВОЗДУХООХЛАЖДАЕМЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

А. Б. Сухоцкий¹, В. Б. Кунтыш¹, А. Ш. Миннигалеев², А. Ю. Жданович³

¹Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Беларусь ²ЗАО «Октябрьскхиммаш», г. Октябрьский, Республика Башкортостан, Россия ³ОАО «Минскметропроект», г. Минск, Беларусь

представителями воздухоохлаждаемых теплообменников Типичными являются аппараты воздушного охлаждения (ABO) [1, 2], широко применяемые при транспортировке природного газа, в нефтехимической, химической, нефтеперерабатывающей промышленности для охлаждения технологических продуктов, в тепло- и электроэнергетике, в холодильной промышленности. Технико-экономические показатели АВО существенно зависят от теплоэнергетических характеристик теплообменных секций, состоящих из биметаллических ребристых труб (БРТ) со спиральными алюминиевыми ребрами, обдуваемых снаружи принудительным потоком охлаждающего воздуха. Внешняя поверхность оребрения загрязняется взвешенными частицами и пылью из окружающей среды, а также иными загрязнителями, свойственными географическому расположению технологических установок, что должно снижать интенсивность теплопередачи и тепловой поток аппарата. Однако на сегодняшний день нет единого мнения о необходимости учета фактора внешнего загрязнения при вычислении коэффициента теплопередачи в тепловых расчетах. По мнению [3] влияние загрязнения с воздушной стороны можно не учитывать, так как приведенный коэффициент теплоотдачи α от оребрения к охлаждаемому воздуху низок и термическое сопротивление теплоотдачи с внешней стороны является поэтому определяющим в общем термическом сопротивлении теплопередачи. Подобная концепция прослеживается в методике [4] по расчету АВО. Однако экспериментальные исследования [5, 6] теплопередачи натурных АВО типа 2АВГ-75, а также фирмы «Hadson» из БРТ с накатными алюминиевыми ребрами указывают на уменьшение от внешнего загрязнения коэффициента теплопередачи до 12%. По данным [7] наиболее полно учитывает все термические сопротивления БРТ при расчете коэффициента теплопередачи формула АЛТИ – АГТУ, вычисленного по полной наружной площади поверхности оребрения:

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1}\frac{\varphi \, d_0}{d_1} + \frac{\varphi \, d_0}{2\lambda_{\rm cT}}\ln\frac{d_{\rm K}}{d_1} + R_{31}\frac{\varphi \, d_0}{d_1} + R_{\rm K}\frac{\varphi \, d_0}{d_{\rm K}} + \frac{\varphi \, d_0}{2\lambda_{\rm a}}\ln\frac{d_0}{d_{\rm K}} + \frac{1}{\alpha} + R_{32}\right]^{-1},\tag{1}$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи охлаждаемого теплоносителя к внутренней поверхности несущей трубы, Вт / (м²·K); φ – коэффициент оребрения трубы; d_0 – диаметр алюминиевой оболочки по основанию ребра, м; d_1 – внутренний диаметр несущей трубы, м; $d_{\kappa} = d_{\rm H}$ – диаметр контактирования алюминиевой ребристой оболочки с несущей трубой, м; $\delta_{\rm cr}$, δ_a – толщина стенки несущей трубы и алюминиевой оболочки, м; $\lambda_{\rm cr}$, λ_a – коэффициент теплопроводности материала несущей трубы и алюминиевой оболочки, Вт/(м·K); R_{κ} – контактное термическое сопротивление биметаллической трубы, (м²·K) / Вт; α – коэффициенты теплоотдачи от оребренной поверхности пучка к воздуху, Вт/(м²·K); R_{31} – термическое сопротивление загрязнения с внутренней стороны трубы, (м²·K)/Вт; R_{32} – термическое сопротивление загрязнения по поверхности оребрения (внешнее), (м²·K)/Вт.

Нами выполнен расчет коэффициента теплопередачи по формуле (1) с учетом термического сопротивления загрязнения по воздушной (оребренной) стороне. Приняты следующие значения термического сопротивления загрязнения с внешней стороны БРТ с $\varphi = 20.4$: $R_{32} = 2 \cdot 10^{-4}$, $4 \cdot 10^{-4}$, $8 \cdot 10^{-4}$, $2 \cdot 10^{-3}$ ($M^2 \cdot K$)/Вт. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1

$(\mathbf{w} \ \mathbf{v} \$									
R ₃₂ , (м ² ·К)/Вт	$\alpha_1, BT/(M^2 \cdot K)$								
	500	1000	2000	3000					
$R_{31} = 1 \cdot 10^{-4} (M^2 \cdot K)/BT$									
$2 \cdot 10^{-4}$	12,40	18,23	23,83	26,54					
$4 \cdot 10^{-4}$	12,37	18,17	23,72	26,40					
$8 \cdot 10^{-4}$	12,31	18,04	23,49	26,13					
$2 \cdot 10^{-3}$	12,13	17,65	22,85	25,33					
$R_{31} = 2 \cdot 10^{-4} (M^2 \cdot K)/BT$									
$2 \cdot 10^{-4}$	12,02	17,42	22,45	24,84					
$4 \cdot 10^{-4}$	11,99	17,36	22,35	24,72					
$8 \cdot 10^{-4}$	11,93	17,24	22,15	24,48					
$2 \cdot 10^{-3}$	11,76	16,89	21,58	23,78					
$R_{31} = 4 \cdot 10^{-4} (M^2 \cdot K)/BT$									
$2 \cdot 10^{-4}$	11,32	15,98	20,12	22,02					
$4 \cdot 10^{-4}$	11,29	15,93	20,04	21,93					
8.10-4	11,24	15,83	19,88	21,74					
$2 \cdot 10^{-3}$	11,09	15,54	19,42	21,18					

Влияние внешнего загрязнения трубы на коэффициент теплопередачи α_1 ($\alpha = 50 \text{ Br}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}), R_{\kappa} = 2.4 \cdot 10^{-4} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{Br}$)

Влияние внешнего загрязнения на теплопередачу максимально в случае интенсивной теплоотдачи внутри трубы ($\alpha_1 = 3000 \text{ Br/}(\text{m}^2 \text{ K})$ – конденсация паров), но даже здесь оно весьма незначительно. Уменьшение теплопередачи не превышает 2% при росте термического сопротивления R_{32} в 8 раз (от 0 до $8 \cdot 10^{-4} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{Br}$). При уменьшении α_1 до 500 Br/(m^2 K) отрицательное действие практически исчезает. Даже возрастание R_{32} на порядок, т. е. до $1 \cdot 10^{-3} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{BT}$ вызвало снижение теплопередачи менее 3%. Такие результаты привели к сложившемуся мнению и ошибочному заключению о неучете при расчетах теплопередачи внешнего загрязнения. А причина столь малого влияния R_{32} заключается в том, что оно значительно меньше термического сопротивления приведенной теплоотдачи $1/\alpha = 1/50 = 2 \cdot 10^{-2} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{BT}$. Видно, что $R_{32} = 1 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-3} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{BT} < R_2 = 2 \cdot 10^{-2} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{BT}$.

Но уже увеличение до $R_{32} = 2 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$ при $\alpha_1 = 3000 \text{ Bt}/(\text{м}^2 \text{ K})$ снижает коэффициент теплопередачи до 5% и это для условия отличия значения R_{32} на порядок. Это объясняет и факт расхождения эксплуатационных значений коэффициента теплопередачи от загрязнения оребрения до 12% по сравнению с чистой поверхностью. Термическое сопротивление слоя загрязнения оребрения отличается в большую сторону от рассмотренных в расчете. Однако точный состав загрязнения установить не удается.

Можно предположить, что возможная наибольшая толщина загрязнения $\delta = 1$ мм = = 0,001 м, которая полностью перекроет межреберные каналы по воздуху. Загрязнение, как возможное, гравий или сухой песок $\lambda_3 = 0.36 \text{ Br}/(\text{м}\cdot\text{K})$; глина $\lambda_3 = 0.8 \text{ Br}/(\text{м}\cdot\text{K})$; кокс порошковый $\lambda_3 = 0,191$ Вт/(м·К) [8]. Значения термического сопротивления соответственно $R_{32} = \delta_3 / \lambda_3 = 2.8 \cdot 10^{-3}$; 1.25 \cdot 10^{-3}; 5.2 \cdot 10^{-3} (m^2 \cdot K)/BT. Уже при $R_{32} = 5.2 \cdot 10^{-3} (m^2 \cdot K)/BT$ интенсивность теплопередачи снижается на 10-11%, что близко к полученному в промышленных опытах. Для ваты хлопчатобумажной $\lambda_3 = 0.042$ BT/(м·K) имеем $R_{32} = 0.001/0.042 =$ $= 2.4 \cdot 10^{-2} (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{BT}$, что приближается к R_2 . И здесь отрицательное влияние проявляется в полной мере. Реально загрязнение имеет полисостав, однако в доступной научнотехнической литературе отсутствуют сведения как о структуре загрязнения, так и его теплопроводности. Однако изложенное указывает на необходимость учета R_{32} при расчете теплопередачи или ввода коэффициента запаса площади поверхности теплопередачи на отрицательное влияние внешнего загрязнения БРТ АВО. Наибольшее влияние на ухудшение теплопередачи оказывает загрязненность внутри трубы, но также необходимо считаться и с внешнем загрязнением при его реальных значениях. Так при $R_{32} = 2 \cdot 10^{-3}$ (м²·K)/Вт и $\alpha_1 = 3000 \text{ Bt/(m}^2 \text{ K})$ коэффициент теплопередачи уменьшается на 20%, т. е. в 1,2 раза.

Совершенно очевидно, что внешнее загрязнение оказывает существенное влияние на коэффициент теплопередачи и это необходимо учитывать при расчетах k. Возможны два дифференцированных способа ввода в тепловой расчет внешнего загрязнения R_{32} , которые рассмотрены нами: способ учета величины внешнего загрязнения через учет отложения загрязнения на поверхности оребрения и способ учета величины внешнего загрязнения внешнего загрязнения в величины внешнего загрязнения в величины внешнего загрязнения на поверхности оребрения и способ учета величины внешнего загрязнения в величины внешнего загрязнения в величины внешнего загрязнения в величины в в в способ учета величины в способ учета величины в в способ учета величины в в в способ учета величины в в способ учета величины в в способ учета величины в в в способ учета величины в способ учета величины в способ учета величины в способ учета величины в в способ учета величина в

Литература

1. Шмеркович В. М. Применение аппаратов воздушного охлаждения при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1971. – 111 с.

2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / Под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб: Недра, 1996. – 512 с.

3. Керн Д., Краус. А. Развитые поверхности охлаждения. М.: Энергия, 1977. – 464 с.

4. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. М.: ВНИИНефтемаш, 1971. – 102 с.

5. Камалетдинов И. М., Арбузова Ф. Ф. Коэффициенты теплопередачи аппаратов воздушного охлаждения (ABO) газовой промышленности // Изв. ВУЗов. Проблемы энергетики. 2002. № 3–4. С. 20–23.

6. Беркутов Р. А. Повышение энергоэффективности систем охлаждения газа на компрессорных станциях. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2010.

7. Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Жданович А. Ю. и др. Анализ методик расчета теплопередачи аппаратов воздушного охлаждения // Химическая техника. 2015. № 4. С. 14–17.

8. Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Филатов С. О. и др. Исследование теплопроводности внешних загрязнителей теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения // Химическая техника. 2013. № 11. С. 35–38.

УДК 536.529

ПРОЦЕССЫ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ЗЕРНИСТЫХ СЛОЯХ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Ю. С. Теплицкий, Е. А. Пицуха, А. Р. Рослик

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Зернистый слой, как известно, широко используется на практике [1–4]. Наиболее распространенные его разновидности – продуваемый неподвижный (стационарный) и кипящий (псевдоожиженный) слои. Они тесно связаны между собой и при определенных гидродинамических и тепловых условиях могут переходить один в другой. В случае полидисперсных частиц неподвижный и кипящий слои могут сосуществовать вместе [5].

Как известно [1-3], зернистый слой переходит в псевдоожиженное состояние при достижении скоростью фильтрации скорости начала псевдоожижения $u_{\rm mf}$. В случае невысоких слоев ($H \le 0.6$ м) можно не учитывать влияние давления на эту величину и для расчета использовать формулу Тодеса [1]:

$$u_{\rm mf}(T,\rho_s,d) = \frac{v_f(T)}{d} \frac{\operatorname{Ar}(T,\rho_s,d)}{1400 + 5.22\sqrt{\operatorname{Ar}(T,\rho_s,d)}}.$$
 (1)

Как видно, величина u_{mf} помимо таких параметров как d, ρ_s зависит еще и от температуры. Зависимость $\rho_f(T)$ приводит к еще более существенной зависимости от температуры величины удельного массового потока газа (J_f)_{mf}, необходимого для приведения слоя в псевдоожиженное состояние (рис. 1):

$$(J_f)_{\rm mf} = \rho_f u_{\rm mf} = \frac{u_{\rm mf} p_{\rm atm}}{R^* T}.$$
(2)

Это создает весьма специфические особенности перехода стационарного слоя в псевдоожиженное состояние при неизотермической фильтрации и имеет важное практическое значение в нестационарных процессах, связанных с разогревом слоя и запуском котла (или иного устройства) в работу.

Моделирование тепло- и массопереноса в зернистом слое при неизотермической фильтрации.

1. Нижний разогрев слоя:

а) неподвижный слой ($t < t_{gb}$):

$$c_f J_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{6(1-\varepsilon)\alpha}{d} (T_s - T_f), \qquad (3)$$

$$c_{s}\rho_{s}(1-\varepsilon)\frac{\partial T_{f}}{\partial x} = \frac{6(1-\varepsilon)\alpha}{d}(T_{f}-T_{s}), \qquad (4)$$

$$t = 0 \qquad T_s = T_f = T_0, \tag{5}$$

$$x = 0 T_f = T^0; (6)$$

условие вскипания слоя при $t = t_{gb}$ имеет вид

$$u(H) = u_{\rm mf}(T_f(H)); \tag{7}$$

б) кипящий слой ($t \ge t_{gb}$):

$$\rho_s c_s (1-\varepsilon) H \frac{dT_{\rm fb}}{dt} = J_f c_f (T^0 - T_{\rm fb}), \qquad (8)$$

$$T_{fb}(t_{gb}) = \frac{1}{H} \int_{0}^{H} T_{f}(t_{gb}, x) dx, \qquad (9)$$

предполагая идеальное перемешивание частиц в кипящем слое.

2. Верхний разогрев слоя

а) неподвижный и кипящий слои ($0 < t < t_{\rm fb}$):

 $0 \le x < h$, неподвижный слой

$$\rho_s c_s (1-\varepsilon) \frac{\partial T_{gb}}{\partial t} + c_f J_f \frac{\partial T_{gb}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{gb} \frac{\partial T_{gb}}{\partial x} \right), \tag{10}$$

 $h < x \le H$, кипящий слой (условия идеального перемешивания)

$$T_{\rm fb} = \gamma T_{\rm mf} , \qquad (11)$$

$$t = 0, \quad T_{gb} = T^0, \quad h = H,$$
 (12)

$$x = 0, \quad c_f J_f T^0 = c_f J_f T_{gb} - \lambda_{gb} \frac{\partial T_{gb}}{\partial x}, \tag{13}$$

$$x = h, \quad -\rho_s c_s (1 - \varepsilon)(\gamma - 1) T_{mf} \frac{dh}{dt} = Q - \lambda_{gb} \frac{\partial T_{gb}}{\partial x} - c_f J_f (\gamma - 1) T_{mf}, \quad (14)$$

$$T_{\rm gb} = T_{\rm mf} \,. \tag{15}$$

Положение движущейся границы гидродинамического «фазового» перехода неподвижный – кипящий слои описывается уравнением (14), которое по форме напоминает условие Стефана;

б) кипящий слой (t > t_{fb}):

$$\rho_s c_s (1-\varepsilon) H \frac{dT_{\rm fb}}{dt} = Q + J_f c_f (T^0 - T_{\rm fb}), \qquad (16)$$

$$T_{\rm fb}(t_{\rm fb}) = \gamma T_{\rm mf} \,. \tag{17}$$

Результаты. На рис. 1, 2 показаны результаты численного решения для случая нижнего разогрева. На рис. 1 показаны поля температур ($T_f = T_s = T$) в разные моменты времени при различных величинах J_f . Как видно, в случае малого J_f (рис. 1, *a*) вскипание слоя и его полный прогрев ($T(H) \ge 0.99T^0$) происходит практически одновременно и $t_{fb} \approx 0$. При больших величинах J_f (рис. 1, δ) в момент вскипания слоя его средняя температура, определяемая по (9), оказывается меньше заданной ($0.99T^0$) и для полного прогрева слоя необходимо время $t_{fb} = t_{all} - t_{gb}$ в соответствии с (8).









Рис. 2. Зависимость времени полного прогрева слоя t_{all} , времени прогрева неподвижного слоя до состояния псевдоожижения t_{gb} и времени от момента перехода в псевдоожиженное состояние до полного прогрева слоя t_{fb} от: температуры нагнетаемого газа T^0 при $J_f = 0.27$ кг/(м²·c) (*a*); удельного массового потока J_f (δ); диаметра частиц слоя *d* при $J_f = 0.27$ кг/(м²·c) (*в*). Остальные параметры – см. рис. 1

Рис. 2, *а* иллюстрирует зависимости времен t_{all} , t_{gb} и t_{fb} от величины входной температуры воздуха T^0 . Как видно, $t_{fb} \approx 0$ при $T^0 \leq 540$ °C (в момент вскипания слоя его температура практически достигает заданного значения $0.99T^0$). На рис. 2, *б* показаны аналогичные результаты для разных величин удельного массового потока воздуха. Величина t_{gb} довольно резко падает с увеличением J_f . При малых $J_f \leq 0.215$ кг/(м²·с) слой практически прогрет при вскипании. Рис. 2, *в* представляет зависимости времен прогрева от диаметра частиц. Как видно, t_{gb} от диаметра практически не зависит, что, вероятно, является следствием влияния двух факторов, действующих в противоположных направлениях: с ростом *d* увеличивается скорость фильтрации, но одновременно увеличивается скорость начала псевдоожижения. При $d \geq 1.2$ мм $t_{fb} \approx 0$, т. е. при повышенных u_{mf} и «позднем» вскипании слой оказывается практически прогретым.

Работа выполнена при финансовой поддержке Фонда фундаментальных исследований Республики Беларусь, проект № T15CO-010.

Обозначения

Аг = $gd^3(\rho_s - \rho_f)/\mu_f^2$ – число Архимеда; c_f , c_s – удельная теплоемкость газа и твердых частиц, Дж/(кг·К); d – диаметр частиц, м; g – ускорение свободного падения, м/ c^2 ; h – продольная координата границы между неподвижным и кипящим слоями, м; H – высота зернистого слоя, м; J_f – массовый расход теплоносителя, кг/(m^2 .c); P – давление, Па; R^* – газовая постоянная, $m^2/(c^2 \cdot K)$; t – время, c; t_{gb} , t_{fb} – время нагрева неподвижного и кипящего слоев, c; $t_{all} = t_{gb} + t_{fb}$; T_{gb} , T_{fb} – температуры неподвижного и кипящего слоев, К; T^0 – входная температура газа, К; T_0 – начальная температура слоя, К; u – скорость фильтрации газа, м/с; x– продольная координата, м; α – коэффициент межфазного теплообмена, BT/($m^2 \cdot K$); ε – пористость слоя; μ_f – динамическая вязкость газа, кг/($m \cdot c$); v_f – кинематическая вязкость газа, m^2/c ; ρ_f , ρ_s – плотность газа и частиц, кг/ m^3 . Нижние индексы: atm – атмосферное; f – газ; s – материал слоя; mf – начало псевдоожижения; fb – кипящий слой; gb – неподвижный слой.

Литература

1. Аэров М. Э., Тодес О. М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. М.: Химия, 1968.

2. Баскаков А. П., Мацнев В. В., Распопов И. В. Котлы и топки с кипящим слоем. М.: Энергоиздат, 1995.

3. Кунии Д., Левенштиль О. Промышленное псевдоожижение. М.: Химия, 1976.

4. Теплицкий Ю. С., Ковенский В. И. Процессы переноса в тепловыделяющем зернистом слое. Минск: ИТМО НАН Беларуси, 2009.

5. Теплицкий Ю. С., Ковенский В. И. Особенности процессов переноса в полидисперсных слоях при полном и неполном ожижении // ИФЖ. 2009. Т. 82, № 3. С. 516–524.

УДК 621.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОМАССООБМЕНА ПАРОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕЙ НА УГЛЕВОДОРОДНОМ ТОПЛИВЕ

Т. С. Тимошинова, Д. П. Шматов, И. Г. Дроздов

Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия

В настоящее время в промышленности активно используются парогенерирующие установки различного назначения, к которым предъявляются все более высокие технические требования. Установка должна иметь удовлетворяющие потребителя массогабаритные характеристики, малую энергозатратность, выполнять комплексные задачи, обладать высокой эффективностью и надежностью.

В существующих парогенераторах процесс горения происходит в камере с конвективным охлаждением огневой стенки. При их работе на стенки камеры сгорания воздействуют высокие тепловые потоки, и вскипание воды в каналах системы охлаждения может привести к прогару жаровой трубы. Необходимость исключения кипения в каналах оказывает влияние на минимальные расходы охлаждающей воды и длину камеры сгорания, что ограничивает доступные степени перегрева пара.

Решение задачи повышения эффективности работы парогенераторов возможно с применением вихревых камер сгорания, в которых подача воды на охлаждение и паро-

образование осуществляется тангенциально для создания вихревой жидкой пленки завесы [1–3]. При этом процессы горения и парообразования происходят в одной камере, что позволяет снизить массу и габариты устройств и регулировать в доступных пределах температуру пара на выходе.

Для решения указанной выше задачи были проведены теоретические и экспериментальные исследования процессов гидродинамики и тепломассообмена с фазовым переходом при тангенциальном движении жидкой пленки завесы с учетом воздействия высокоскоростного потока парогаза в едином объеме камеры сгорания.

Была разработана 3D сопряженная математическая модель гидродинамики и тепломассообмена в вихревых камерах сгорания углеводородных парогенераторов с использованием многофазной модели Эйлера, уравнения энергии и квадратичной модели напряжений Рейнольдса с учетом фазового перехода и взаимодействия между тангенциально движущейся жидкой пленкой завесы и высокоскоростным потоком парогаза.

Описания взаимодействия центрального парогазового потока с жидкой вращающейся пленкой завесы в вихревой камере сгорания парогенератора базируются на:

1) уравнениях Рейнольдса:

$$\overline{\rho}\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \overline{u}_j\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} = \rho f_i - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\mu\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} - \rho \overline{u}'_j\frac{\partial \overline{u}'_i}{\partial x_i}, \quad \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} = 0, \quad \frac{\partial \overline{u}'_j}{\partial x_i} = 0; \quad (1)$$

2) модели для тензора турбулентных напряжений с квадратичной моделью напряжений давления:

$$\tau_{ij} = -\overline{p}\delta_{ij} + 2\mu S_{ij} + \tau'_{ij}; \qquad (2)$$

3) уравнении энергии турбулентного вихревого потока;

4) многофазной модели Эйлера.

Процесс решения сопряженной задачи тепломассопереноса можно представить схематично. На первом этапе расчета тепломассообмена и гидрогазодинамики в вихревой камере сгорания парогенератора (Pre-processing) осуществляется построение геометрии рассчитываемого объекта, декомпозиция расчетной области (разбивка области на подобласти), построение сетки, постановка граничных условий.

Геометрические параметры вихревой камеры сгорания (рис. 1): диаметр камеры сгорания Dk = 34 мм; длина камеры сгорания Lk = 350 мм; диаметр критического сечения сопла камеры сгорания Dc = 4,1 мм; диаметр отверстий тангенциального ввода dc = 1,5 мм; количество отверстий тангенциального ввода – 4 шт. Исходя из них построена расчетная область (рис. 2). Здесь расчет будет проведен в области течения в парогенераторе без учета стенок, согласно принятым ранее допущениям.



Рис. 1. Разрез вихревой камеры сгорания

С помощью автоматического генератора сеток ANSYS Meshing была создана сеточная модель по алгоритму Patch Conforming (рис. 3) с использованием нерегулярной тетрагональной сетки с измельчением пристеночного слоя, а также области тангенциального подвода воды. Тип сетки: тетраэдальная сетка. Общее количество ячеек (объемов) 950 038 шт., поверхностей 2 083 725 шт., узлов сетки 281 114 шт.





Рис. 2. Расчетная область вихревой камеры сгорания

Рис. 3. Сеточная модель парогенератора (увеличение в области выхода)

На втором этапе производится выбор настроек расчета (задание параметров расчета, свойств материалов, выбор дополнительных моделей (для моделирования турбулентности, горения и т. п.)), и производится собственно решение поставленной краевой задачи.

Условия для решения задачи следующие:

модели:

1) мультифазная модель Эйлера с неявной схемой расчета объемной концентрации фаз;

2) уравнение энергии;

3) RSM SSG модель турбулентности или модель напряжений Рейнольдса с квадратичной моделью напряжений давления; расчет параметров для смеси в целом;

фазы: на данном этапе несущая фаза задается как парогаз (водяной пар), вторичная фаза – вода с диаметром капель на входе 0,0001 м;

граничные условия:

1) тангенциальный вход; расход воды – 15, 19, 22 г/с при температуре 290 К, объемная концентрация – 1;

2) вход парогаза; расход парогаза 9 г/с при температуре 3460 К, объемная концентрация – 1;

3) выход; выходное давление – 0 МПа, опорное давление – 2,57 МПа.

На третьем этапе (post-processing) осуществляется анализ полученных результатов, а также принимается решение об окончании, или продолжении процесса решения задачи.

В результате проведенных исследований была получена полная картина рабочих процессов внутри вихревой камеры сгорания при взаимодействии двух фаз для различных значений массового расхода охлаждающей жидкости (воды).

В результате численного моделирования были получены поля температур, давлений, скоростей, чисел Рейнольдса и объемной концентрации.

Обозначения

 ρ – плотность жидкости; $u_i - i$ -я компонента вектора скорости; $i, j = \{x, y, z\}$; p – гидродинамическое давление; μ – молекулярная вязкость жидкости; $x_j - j$ -я ось декартовой системы координат; $f_i - i$ -я компонента вектора интенсивности массовых сил; δ_{ij} – символ Кронекера; S_{ij} – тензор скоростей деформаций; τ_{ij} – полный тензор напряжений в несжимаемой жидкости; τ'_{ii} – тензор напряжений Рейнольдса.
Литература

1. Ильичев В. А., Пригожин В. И., Савич А. Р. и др. Экспериментальные исследования рабочих процессов водородных высокотемпературных минипарогенераторов с вихревыми камерами сгорания // Альтернативная энергетика и экология. 2009. № 8. С. 72–77.

2. Пат. 2371594 Российская Федерация, МПК F 02 C 6/00. Способ образования пара в парогазогенераторе и устройство для его осуществления / В. И. Пригожин, Э. В. Завьялов, С. П. Малышенко, В. А. Ильичев, А. Р. Савич. № 2008105213/06; Бюл. № 30.

3. Ильичев В. А., Пригожин В. И., Савич А. Р. и др. Разработка высокотемпературного водородного минипароперегревателя // Тепловые процессы в технике. 2011. Т. 3, № 11. С. 517–522.

УДК 621.45.038

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ С РЯДАМИ ОТВЕРСТИЙ В УГЛУБЛЕНИЯХ

А. А. Халатов¹, И. И. Борисов¹, М. А. Пахомов², В. И. Терехов²

¹Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина ²Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск, Россия

Разработка новых способов пленочного охлаждения, обеспечивающих более высокую эффективность и равномерность покрытия поверхности, остается одним из наиболее важных направлений совершенствования газовых турбин. Как отмечается в [1], за последние десятилетия имеется лишь один пример успешного внедрения в промышленность инновационной технологии пленочного охлаждения лопаток, заключающейся в профилировании выходного отверстия вдува. Данная технология позволяет существенно снизить скорость охладителя на выходе и обеспечить более равномерное покрытие поверхности. Одним из недостатков фасонных отверстий является технологическая сложность их изготовления, поэтому в последние годы предложен ряд более простых и перспективных технических решений, основанных на подаче охладителя в углубления различной формы – сферические сегменты, кратеры, траншею [2–4]. Данный подход базируется на том, что охладитель, перед выходом на поверхность, успевает распространиться в поперечном направлении, что существенно снижает отрывные явления и интенсивность вторичных парных вихрей, ухудшающих защитные свойства пленочного охлаждения.

В настоящей работе выполнено сравнение перспективных схем пленочного охлаждения, основанных на подаче охладителя в углубления различной формы. Для сравнения использованы данные экспериментальных исследований авторов [5–7] для трех конфигураций – однорядной схемы отверстий в кратерах и траншее, а также двухрядной схемы отверстий, расположенных в сферических углублениях (рис. 1).

Геометрические параметры исследованных схем вдува были следующими. Диаметр отверстий d во всех исследованных вариантах составлял 3,2 мм, угол наклона α осей отверстий к поверхности составлял 30°. Поперечный шаг отверстий для однорядных вариантов (кратеров и траншеи) составлял t = 10 мм ($t/d \approx 3,0$). Диаметр кратеров D и ширина траншеи B соответствовали размеру эллипса наклонного отверстия, т. е. были «вписаны» в кратер или траншею. Глубина кратеров и траншеи была одинаковой – h = 2,4 мм ($h/d \approx 0,75$). Продольное расстояние «x» отсчитывалось от «среза» отверстия, поперечное

433

расстояние «*z*» отсчитывалось от центральной линии одного из отверстий. В двухрядной системе отверстий в сферических углублениях диаметр углубления D составлял 8 мм, глубина h = 4 мм (h/D = 0.5), поперечный шаг углублений (отверстий) t = 16 мм (t/d = 5), а продольный $t_1 = 8$ мм ($t_1/d = 2.5$).



Рис. 1. Рассмотренные схемы пленочного охлаждения

Для сравнения были также проведены эксперименты с одно- и двухрядными схемами отверстий без углублений, соответствующими геометрии исследованных вариантов отверстий в углублениях.

На рис. 2 показано сравнение рассмотренных вариантов пленочного охлаждения в виде зависимостей от параметра вдува при различных значениях продольной координаты. Здесь же приведены данные по эффективности охлаждения для однорядной системы отверстий без углублений. Как видно из рисунка, из всех исследованных схем наивысшую эффективность обеспечивает двухрядная система отверстий в сферических углублениях, кроме начального участка при m = 2, где преимущество имеет траншейная конфигурация. Наиболее очевидно это преимущество проявляется при увеличении продольной координаты.



Рис. 2. Сравнение средней по ширине пластины эффективности исследованных способов пленочного охлаждения. 1, 2 – один ряд отверстий в кратерах и траншее, t/d = 3; 3 – двухрядная схема отверстий в сферических углублениях; 4 – однорядная схема отверстий без углублений, t/d = 3

В отличие от традиционной схемы отверстий без углублений, для исследованных вариантов отверстий в углублениях характерен рост эффективности при увеличении параметра вдува, что свидетельствует об отсутствии отрывных явлений и снижении интенсивности парного вихря, ухудшающего свойства газовой завесы. Из однорядных схем наивысшую эффективность обеспечивает траншейная конфигурация. При этом следует отметить, что она, в сравнении с двухрядной схемой, требует меньшего расхода охладителя.

Обоснованное сравнение эффективности исследованных вариантов пленочного охлаждения с другими перспективными способами затрудняется тем, что имеющиеся результаты получены в различных экспериментальных условиях, и относятся к разным геометриям, в том числе и по количеству рядов. В этом случае более правильно проводить сравнение в виде отношения их эффективностей к эффективности соответствующих им по геометрии традиционных схем цилиндрических отверстий. Параметр $\overline{\eta}/\overline{\eta}_{ome}$ можно в определенной степени рассматривать как показатель качества системы вдува, с минимальным влиянием режимных параметров (турбулентности, неизотермичности и др.). Такое сравнение приведено на рис. 3. На графике показаны также данные для однорядной схемы фасонных отверстий с таким же относительным поперечным шагом (t/d = 3), полученные расчетом по методике [8].



Рис. 3. Сравнение приведенной эффективности перспективных способов пленочного охлаждения. 1, 2 – один ряд отверстий в кратерах и траншее; 3 –двухрядная схема отверстий в сферических углублениях; 4 –однорядная схема фасонных отверстий (расчет по методике [8])

Как видно из рисунка, при невысоких параметрах вдува (m = 0,5) кратерная и траншейная однорядные конфигурации полностью соответствуют отверстиям без углублений, а двухрядная схема со сферическими углублениями превосходит традиционные на 30–40%. При m = 1 наиболее высокие относительные характеристики имеет двухрядная схема отверстий со сферическими углублениями. При дальнейшем повышении параметра вдува на начальном участке однорядные схемы фасонных отверстий и отверстий в траншее показывают одинаковую приведенную эффективность, а на основном – преимущество имеет схема фасонных отверстий, которое увеличивается с ростом параметра вдува.

Таким образом, можно констатировать, что подача охладителя в мелкие поверхностные углубления обеспечивает высокую эффективность пленочного охлаждения, сравнимую с конфигурацией фасонных отверстий. При этом поверхностные углубления более технологичны. Работы в этом направлении необходимо продолжить, прежде всего, в нахождении оптимальных форм углублений и их взаимного расположения.

Обозначения

 $m = \frac{\rho w_2}{\rho w_{\infty}}$ – параметр вдува; $\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_2}$ – эффективность пленочного охлаждения; T –

температура, К; *w* – скорость, м/с. Индексы: *aw* – параметры на адиабатической стенке, ∞ – параметры основного потока, 2 – параметры вдуваемого потока.

Литература

1. Bunker R. S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology // ASME J. of Heat Transfer. 2005. Vol. 127, No. 4. Pp. 441–453.

2. Щукин А. В., Буланов И. Ю., Ильинков А. В., Козлов А. П., Халатов А. А. Особенности тепловой завесы вдувом воздуха из сферической выемки // Изв. ВУЗов. Сер. Авиационная техника. 2004. № 4. С. 28–31.

3. Lu Y., Dhungel A., Ekkad S. V., Bunker R. S. Film cooling measurements for cratered cylindrical inclined holes // Trans. of the ASME. J. of Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No. 1. P. 011005.

4. Lu Y., Dhungel A., Ekkad V., Bunker R. S. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches // Trans. of the ASME. J. of Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No. 1. P. 011003.

5. Халатов А. А., Борисов И. И., Коваленко А. С., Дашевский Ю. Я., Шевцов С. В. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях // Пром. теплотехника. 2012. Т. 34, № 3. С. 5–12.

6. Халатов А. А., Борисов И. И., Коваленко А. С., Дашевский Ю. Я., Шевцов С. В. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в кратерах при ускорении внешнего потока // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2013. № 3/12(63). С. 54–58.

7. Халатов А. А., Борисов И. И., Дашевский Ю. Я., Пахомов М. А., Терехов В. И. Пленочное охлаждение с помощью однорядных систем наклонных отверстий в углублениях // Доповіді Національної академії наук України. 2015. № 6. С. 74–82.

8. Colban W., Thole K., Bogard D. A film cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface // ASME J. of Turbomachinery. 2011. Vol. 133, No. 1. P. 011002.

УДК 662.182

СЖИГАНИЕ СМЕСЕВОГО ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ ТОРФА В ТЕПЛОГЕНЕРАТОРАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

А. А. Халатов¹, В. А. Бородуля², Г. В. Коваленко¹, О. В. Шихабутинова¹

¹Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина ²Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Разведанные запасы торфа в Украине составляют 2166 млн. т. С учетом экологического фактора добыча торфа не должна превышать 1,5–2 млн. т/г. Стоимость тепловой энергии, полученной даже из наиболее дорогого торфяного брикета, на 10–30% ниже стоимости энергии из других традиционных видов топлива. В энергетическом балансе страны торф составляет около 0,3% [1].

В Беларуси разведано более 9000 торфяных месторождений общей площадью в границах промышленной глубины залежи 2,54 млн. га и первоначальными запасами торфа 5,65 млрд. т.

Беларусь уже имеет опыт государственной комплексной программы «Торф» в 2008–2012 гг. с перспективой до 2020 г.

Суммарные потенциальные ресурсы отходов древесины, включая кору в лесном хозяйстве и деревоперерабатывающих отраслях промышленности, составляют 3743 тыс. м³ [2], что эквивалентно 984 тыс. т у.т. в год. Из данных [1] следует, что лесное хозяйство, деревообрабатывающая и целлюлозно-бумажная промышленность не могут потребить все отходы древесины и могут стать их поставщиками. Зарубежный опыт свидетельствует, что в существующих котлах, работающих на угле, можно без существенной реконструкции организовать сжигание отходов древесины в количестве, эквивалентном 4–10% от энергии используемого топлива [3]. В энергетическом балансе страны дрова составляют около 0,4% [1].В целом по Беларуси годовой объем централизованных заготовок дров и отходов лесопиления составляет около 0,94–1,00 млн. т у.т.

Предельные возможности республики по использованию дров в качестве топлива можно определить, исходя из естественного годового прироста древесины, который приближенно оценивается в 25 млн. м³ или 6,6 млн. т у.т. в год (если сжигать все, что прирастает).

Таким образом, как в Украине, так и в Беларуси имеющиеся запасы торфа и древесины могут удовлетворить только незначительную часть общих потребностей в топливе.

По большинству прогнозов, перспективное развитие белорусской и украинской энергетики будет развиваться по «скандинавским сценариям»: речь идет о сближении долей ископаемого, импортного и возобновляемого энергосырья. В связи с этим разработка небольших по мощности компактных теплогенераторов, приспособленных для использования возобновляемых энергоресурсов, является актуальной задачей для Украины и Беларуси.

Работа выполняется в рамках совместного договора Национальных академий наук Украины и Республики Беларусь (договор № 03–08–15).

Описание теплогенератора. В теплогенераторах малой мощности (до 6 МВт) применяют слоевой способ сжигания твердого топлива из-за его дешевизны, а также потому, что в малом топочном объеме трудно организовать эффективное факельное горение. Из-за большого количества, содержащегося в слоевой топке топлива стабилизация горения, которое происходит в диффузионной области, не представляет проблемы. Интенсификация сжигания, производимая увеличением подачи воздуха, ограничивается аэродинамической устойчивостью слоя и уносом его мелких фракций. Отсюда следуют особенности созданной и испытанной конструкции топки для слоевого сжигания торфа и его смесей с отходами древесины:

1. Горение слоя происходит на ступенчатых колосниковых решетках.

2. Унос недогоревших частиц топлива уменьшается при организации в топке вихря, как, например, в топке Шершнева [4].

3. Пережим козырьком на выходе из первичной камеры сгорания не только способствует сепарации золы и недогоревших частиц топлива, но и уменьшает радиационные потери теплоты. Кроме того, не будучи охлаждаемым, он выполняет роль «поджигающей палочки».

4. Из-за того, что влажность используемого топлива значительна, первичная камера сгорания была теплоизолирована и «охвачена» каналом с опускным движением газа.

5. Повышенная влажность части топливной массы (торфа) привела к тому, что в первичной камере происходит не только горение, но и подсушивание топлива. Из-за этого было рациональнее вести процесс с недостатком воздуха в первичной камере и дожиганием образовавшихся продуктов во вторичной.

Результаты исследования. В настоящей работе представлены результаты сравнения сжигания торфа и его смесей с древесиной в трехкамерных топках.

Схема опытного образца топки показана на рис. 1. Топливо 1 периодически подавалось через загрузочную дверцу 2 в первичную камеру 3 на ступенчатую колосниковую решетку 4. Воздух под действием вентилятора 16 поступал в полость 5 между корпусом 6 и тепловой изоляцией 7, разделялся на первичный 8, который подавался в первичную камеру 3, и вторичный 9, который поступал в камеру дожигания 10. Соотношение расходов воздуха было подобрано так, что в первичной камере горение шло с недостатком окислителя (происходил пиролиз). Вторичный воздух 9, подаваемый в камеру 10 через тангенциальные щели, обеспечивал перемешивание и дожигание продуктов пиролиза. После дожигания в камере 10 газы выбрасывались в газоход 14. Несгоревшая часть топлива проваливалась через колосниковую решетку в зольник 15.

Различия между исследованными конструкциями топки были следующие: в модифицированной печи в коробах 12 на поверхности внутреннего корпуса были приварены продольные ребра 13 для интенсификации теплообмена с воздушной стороны; на выходе из первичной камеры 3 с помощью огнеупорного щитка 5 был образован пережим первичной камеры.



Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 - топливо; 2 - загрузочная дверца; 3 – первичная камера; 4 – колосниковая решетка; 5 – огнеупорный щиток (пережим); 6 – полость подачи и подогрева воздуха; 7 тепловая изоляция; 8 и 9 – первичный и вторичный воздух; 10 - камера дожигания; 11 – камера с опускным ходом газов; 12 – короба для подачи первичного воздуха под колосниковую решетку; 13 – ребра для интенсификации теплообмена с воздушной стороны; 14 - газоход; 15 – зольник; 16 – вентилятор

В процессе экспериментов измерялись и регистрировались следующие параметры: давление, температура и скорость воздуха на входе в печь; температура на входе в камеру дожигания t₁; температура отходящих газов *t*_в, скорость и состав газа в выходном газоходе; вес и состав загружаемого топлива, а также время его горения.

Для опытов использовался брикетированный торф (пос. Логин Житомирской обл.) и отходы древесины (сосна). Размеры брикетов торфа – 155х67х26 мм, характерные размеры кусочков древесины 50х25х10 мм. Влажность торфа составляла 14%, древесины – 8%.

Можно заключить, что увеличение времени пребывания газов в первичной камере приводит к улучшению процесса горения твердых топлив и уменьшению вредных выбросов. Встречное движение топлива и окислителя позволяет эффективно сжигать в слое даже низкосортные топлива. Подогрев воздуха, подаваемого в первичную камеру, существенно улучшает качество процесса сжигания.

Рис. 2 иллюстрирует положительное воздействие пережима на выходе из первичной камеры на процесс горения. Время пребывания продуктов сгорания в первичной камере увеличилось и, соответственно, возросла их температура на концентрацию оксида углерода в период розжига печи. Максимальная концентрация этого вредного газа в результате повышения температуры в первичной камере уменьшилась в 1,7 раза.



Рис. 2. Концентрации оксида углерода на выходе из топки во время розжига: 1 – трехкамерная топка с половинным расходом воздуха; 2 – предельно допустимая концентрация; 3 – трехкамерная топка с номинальным расходом воздуха; 4 – трехкамерная топка с номинальным расходом воздуха; первичная камера оборудована пережимом

Выводы

1. Организация неохлаждаемого пережима в зоне высоких температур между первичной и камерой дожигания приводит к улучшению процесса горения твердых топлив и уменьшению вредных выбросов.

2. Встречное движение топлива и окислителя позволяет эффективно сжигать в слое даже низкосортные топлива.

3. Подогрев воздуха, подаваемого в первичную камеру, отходящими газами существенно улучшает качество процесса сжигания. Даже в теплогенераторах малой мощности небольшая (высотой до 3 м) вытяжная труба преодолевает гидравлическое сопротивление дополнительной камеры и воздухоподогревателя.

4. Добавка к торфу 50–25% отходов древесины значительно уменьшает концентрацию выбросов окиси углерода.

5. Снабжение теплогенератора устройством для непрерывной или периодической загрузки топлива позволит рекомендовать его для широкого внедрения.

Обозначения

 t_1 – температура газов на выходе из первичной камеры сгорания, °C; t_8 – температура газов на выходе из камеры дожигания, °C; t_n – температура воздуха на входе в камеру сгорания, °C; V – объемный расход газов м³/с; τ – время, мин.

Литература

1. Паливно-енергетичні ресурси України. Статистичний збірник. Держкомстат України. 2014. – 533 с.

2. Жовмір М. М., Нєдовєсов В. І., Смірнов О. П. та ін. Ресурси біомаси для енергетичного використання в Україні // Енергетика та електрифікація. 2002. № 6. С. 38–45.

3. Tillman D. A. Cofiring benefits for coal and biomass // Biomass and bioenergy. 2000. Vol. 19. Pp. 363–364.

4. Хзмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства. М.: Энергия, 1976. – 488 с.

УДК 621.039.526.034+621.039.546.8:536.26

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА КИПЕНИЯ НАТРИЯ В МОДЕЛИ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ СБОРОК В ОБОСНОВАНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ БЫСТРЫХ РЕАКТОРОВ

Р. Р. Хафизов, А. А. Труфанов, А. П. Сорокин, Е. Ф. Иванов, В. В. Привезенцев

Акционерное общество «Государственный научный центр Российской Федерации – Физико-энергетический институт имени А. И. Лейпунского», г. Обнинск, Россия

Численное моделирование аварийных ситуаций с потерей расхода теплоносителя (ULOF) применительно к быстрым натриевым реакторам в конструкции тепловыделяющих сборок (TBC) которых предусматривается натриевая полость, указывает на возможность вскипания теплоносителя в активной зоне [1]. Натриевая полость, расположенная над активной зоной предлагается в качестве одного из эффективных способов компенсации натриевого пустотного эффекта реактивности (НПЭР). Судя по результатам расчётов, процесс кипения теплоносителя в такой конструкции ТВС носит динамический характер и сопровождается колебаниями технологических параметров реакторной установки в течение нескольких десятков секунд. Существенное влияние на результаты расчётов оказывает используемая в коде COREMELT [1] модель двухфазного потока, которая требует экспериментального подтверждения.

С целью получения экспериментальных данных для верификации моделей кипения расчётных кодов в физико-энергетическом институте проводятся работы по экспериментальному исследованию процессов кипения натрия в семиэлементной модели ТВС с натриевой полостью [2, 3].

Результаты экспериментов с кипением натрия в семиэлементной модели ТВС при естественной и принудительной циркуляции с малыми расходами показали [3], что существует возможность обеспечения длительного (в течение нескольких минут) охлаждения модели ТВС кипящим теплоносителем при плотности теплового потока на поверхности имитаторов твэлов до 140 кВт/м² и 170 кВт/м² соответственно. Анализ результатов эксперимента показал, что при кипении натрия в ТВС с натриевой полостью может быть использована картограмма режимов течения двухфазного потока жидкометаллических теплоносителей в сборках твэлов, полученная ранее в работе [4] (рис. 1).



Рис. 1. Картограмма режимов течения двухфазного потока жидкометаллических теплоносителей: данные ГНЦ РФ-ФЭИ для натрий-калиевого сплава [4]: ◆ – пузырьковый режим, × – снарядный режим, △ – дисперсно-кольцевой режим; данные ГНЦ РФ-ФЭИ для натрия: ○ – пузырьковый режим, ◇ – снарядный режим [3]; данные Ямагучи: ▲ – первый стабильный режим, ◆ – второй стабильный режим, Сопоставление данных по теплоотдаче при кипении натрий-калиевого сплава в сборках твэлов, полученных в экспериментах ГНЦ РФ-ФЭИ, с данными по теплоотдаче при кипении калия в трубах, представленное на рис. 2, показывает, что значения теплоотдачи при кипении металлов в сборках твэлов выше, чем при кипении в трубах и в большом объёме.



Рис. 2. Сравнение экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении жидких металлов в большом объеме, трубах и сборках твэлов: кипение калия [5]: О – большой объем, О – труба Ø10 мм (теплообменник), • – труба Ø10 мм (электро-обогрев); **П** – труба Ø8,3 мм, – труба Ø22 мм; – труба Ø4 мм (электрообогрев); Δ – труба Ø6 мм; кипение натрий-калиевого сплава (ГНЦ РФ-ФЭИ): Х – ТВС (длина энерговыделения 420 мм); + параллельные ТВС (длина энерговыделения -840 мм); **О** – параллельные ТВС (одинаковая мощность); \blacklozenge – параллельные ТВС (4 включенных имитатора в левой сборке и 7 в правой) [4]; кипение натрия (ГНЦ РФ-ФЭИ): ТВС 7 элементов (длина энерговыделения) — – расчёт по формуле В. М. – 600 мм) [3]; — Боришанского [5]

Литература

1. Ашурко Ю. М., Андреева К. А., Бурьевский И. В. и др. Исследование влияния натриевого пустотного эффекта реактивности на безопасность быстрого натриевого реактора большой мощности // Изв. ВУЗов. Ядерная энергетика. 2014. № 3. С. 5–14.

2. Хафизов Р. Р., Ашурко Ю. М., Волков А. В. и др. Подготовка экспериментального стенда АР-1 и экспериментальной модели к проведению исследований кипения натрия в модели ТВС в обоснование безопасности быстрого реактора нового поколения // Изв. ВУЗов. Ядерная энергетика. 2014. № 1. С. 77–87.

3. Хафизов Р. Р., Поплавский В. М., Рачков В. И. и др. Экспериментальные исследования теплообмена при кипении натрия в модели ТВС в обоснование безопасности перспективного реактора на быстрых нейтронах // Теплоэнергетика. 2015. (В печати).

4. Ефанов А. Д., Сорокин А. П., Иванов Е. Ф. и др. Исследование теплообмена и устойчивости кипения жидкометаллического теплоносителя в контуре естественной циркуляции // Теплоэнергетика. 2003. № 3. С. 20–26.

5. Боришанский В. М., Кутателадзе С. С., Новиков И. И., Федынский О. С. Жидкометаллические теплоносители. М.: Атомиздат, 1976. УДК 621.31

СОГЛАСОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВА И ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ НА ОСНОВЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫМИ ПРОЦЕССАМИ

Е. Е. Чайковская

Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса, Украина eechaikovskaya@gmail.com

В условиях ресурсо- и энергосбережения децентрализованное производство энергии на основе когенерационных технологий является актуальным, так как их применение позволяет производить как электрическую энергию, так и теплоту на основе одного первичного источника энергии. Однако условия когенерации осложнены необходимостью контроля соотношения производства электрической энергии и теплоты при нерегулярном их потреблении [1–4]. Более того, также необходимо учитывать убыточность производства электрической энергии в часы наименьшего использования. Когенерационные же технологии, использующие биогаз, требуют дополнительного оборудования в связи со сложностью получения постоянного выхода биогаза при потерях до 20% производимой энергии на поддержку процесса сбраживания. Убыточность производства электрической энергии в часы наименьшего контость производства электрической энергии на поддержку процесса сбраживания. Убыточность производства электрической энергии в часы наименьшего контость производства электрической энергии на поддержку процесса сбраживания. Убыточность производства электрической энергии в часы наименьшего контость производства электрической энергии в часы наименьшего потребления.

С использованием методологии математического и логического моделирования в составе технологических систем [5, 6] возможно предложить архитектуру комплексной когенерационной системы, основой которой является динамическая подсистема, обеспечивающая следующие режимы функционирования: электроаккумуляторные батареи, теплоэлектроаккумулятор; электроаккумуляторные батареи, тепловой насос, использующий качестве низкопотенциального источника энергии утилизированную теплоту, в оценивающую изменение как производства энергии, так и ее потребления; биогазовая установка, тепловой насос, использующий сброженное сусло в качестве низкопотенциального источника энергии, электроаккумуляторные батареи и теплоэлектроаккумулятор; биогазовая установка, тепловой насос, использующий сброженное сусло в качестве низкопотенциального источника энергии, теплообменник контура охлаждения двигателя когенерационной системы (рис. 1).

Математическая основа комплексной когенерационной системы:

$$CCS = \begin{cases} \left[D(P(\tau) \langle x_0(\tau), x_1(\tau), x_2(\tau), f(\tau), K(\tau), y(\tau), d(\tau) \rangle, R(\tau), P(\tau)), \right] \\ Z(\tau), (P_i(\tau) \langle x_1(\tau), f_i(\tau), K_i(\tau), y_i(\tau) \rangle). \end{cases} \end{cases}$$

Так, например, когенерационная система, в состав которой входят электроаккумуляторные батареи и теплоэлектроакумулятор позволяет принимать решения на поддержку соотношения производства электрической энергии и теплоты на основе выполнения следующих действий. При разряде когенерационной системы на основе использования аналитической оценки изменения температуры электролита в порах пластин и над пластинами при заряде электроаккумуляторов возможно принять своевременное решение на разряд аккумуляторной батареи для поддержания заряда теплоэлектроаккумулятора.



Рис. 1. Архитектура комплексной когенерационной системы: 1 – комплексная динамическая подсистема; 2 – блок заряда когенерационной системы; 3 – блок оценки функциональной эффективности когенерационной системы; 4 – блок разряда когенерационной системы

Результирующая информация, полученная на основе контроля работоспособности теплоэлектроаккумулятора, с использованием передаточной функции, оценивающей изменение температуры нагреваемой воды при изменении ее расхода, позволяет увеличивать мощность теплоэлектроаккумулирования на основе увеличения расхода нагреваемой воды с использованием интегрированной системы поддержки процесса заряда теплоэлектроаккумулятора [7]. При заряде когенерационной системы на основе контроля работоспособности и идентификации состояния электроаккумуляторов возможно принимать своевременное решение на заряд аккумуляторной батареи на основе аналитической оценки изменения температуры электролита в порах пластин и над пластинами при разряде и на заряд теплоэлектроаккумулятора для дальнейшего использования теплоты при разряде когенерационной системы [7]. Если возникает возможность подключения теплового насоса, использующего в качестве низкопотенциального источника энергии утилизированную теплоту, которая оценивает изменение как производства энергии, так и ее потребления в составе когенерационной системы, то, в этом случае, система с дополнительным включением электроаккумуляторных батарей функционирует таким образом.

При уменьшении температуры низкопотенциального источника энергии – при разряде когенерационной системы – своевременное решение на разряд аккумуляторной батареи на основе аналитической оценки изменения температуры электролита в порах пластин и над пластинами при заряде позволяет обеспечить своевременное увеличение подачи хладагента на основе результирующей информации по изменению его паросодержания в испарителе, расхода пара через компрессор и температуры сетевой воды в конденсаторе, что позволяет обеспечить верхний уровень подогрева сетевой воды. При повышении же температуры низкопотенциального источника энергии – при заряде когенерационной системы – появляется возможность принятия решения на уменьшение подачи хладагента в испаритель, компрессор и конденсатор теплового насоса для его полного испарения, экономного сжатия с целью обеспечения низкого уровня подогрева сетевой воды и на заряд аккумуляторной батареи [8]. Когенерационная система, которая имеет в своем составе биогазовую установку, тепловой насос, использующий в качестве низкопотенциального источника энергии сброженное сусло, электроаккумуляторные батареи и теплоэлектроаккумулятор, позволяет принимать решения на поддержку соотношения производства электрической энергии и теплоты на основе выполнения следующих действий. Для поддержания заряда когенерационной системы на основе аналитической оценки изменения температуры электролита в порах пластин и над пластинами при разряде возможно принять своевременное решение на заряд аккумуляторной батареи и на заряд теплоэлектроаккумулятора на основе интегрированной системы изменения температуры нагреваемой воды. Разряд же аккумуляторной батареи не только поддерживает разряд когенерационной системы, но и обеспечивает поддержку функционирования теплового насоса для заряда биогазовой установки при загрузке свежего материала, расход которого равен расходу отгружаемого сусла, для обеспечения постоянного выхода биогаза [9].

Разработана интегрированная система поддержки функционирования биогазовой установки (рис. 2), предоставляющая возможность на основе аналитической оценки изменения температуры сбраживания с использованием теплового насоса, для которого низкопотенциальным источникома энергии является сброженное сусло, принимать решения на изменение температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник, встроенный

в метантенк, при непрерывном измерении температуры греющего теплоносителя на выходе из теплообменника [10].

При разряде – заряде биогазовой установки, сопровождающейся изменением расхода электрической энергии на привод теплового насоса, отгрузке сброженного сусла и загрузке свежего материала, изменяется температура греющего теплоносителя в контуре охлаждения двигателя когенерационной системы и температура обратной воды, что дает возможность принимать согласованные решения на изменение количества пластин теплообменника по поддержке температуры местной воды в заданных пределах при сохранении постоянных расходов теплоносителей. Для согласования производства и потребления электрической энергии и теплоты, например, для биогазовой установки, которая производит 352,5 м³/сут биогаза в составе когенерационной системы типа GTK 35M мощностью 112 кВт, в том числе с электрической мощностью 35 кВт и тепловой мощностью 60 кВт, разработана интегрированная система согласования производства и потребления энергии, которая позволяет выполнять заряд когенерационной системы в течение срока разряда и заряда биогазовой установки при выходе биогаза и согласовывать время отгрузки сброженного сусла и загрузки свежего материала для поддержания разряда когенерационной системы доггрузки системы (рис. 3).



функционирования биогазовой установки



Рис. 3. Интегрированная система поддержки функционирования когенерационной системы

Так, например, при использовании согласования производства и потребления энергии в условиях когенерационной системы типа GTK 35 M с первичной мощностью 112 кВт, которая использует 352,5 м³/сут биогаза, возможно получить экономию биогаза 25,4 тыс. м³/г, что при повышении товарности биогазовой установки на 13,94% позволяет снизить себестоимость производства электрической энергии и теплоты в пределах 20–30%. Годовая экономия энергии в единицах условного топлива составляет 19,5 т у.т., а денежный эквивалент дополнительно произведенной энергии около 100 тыс. грн./г.

Обозначения

CCS – комплексная когенерационная система; D – комплексная динамическая подсистема; P – свойства элементов комплексной когенерационной системы; τ – время, с; x – воздействия; f – диагностируемые параметры; K – коэффициенты математических моделей динамики для оценки изменения существенных диагностируемых параметров; y – существенные диагностируемые параметри; d – динамические параметры для оценки изменения существенных диагностируемых параметров; y – существенные диагностируемые параметри; d – динамические параметры для оценки изменения существенных диагностируемых параметров; R, Z – логические отношения в D, CCS соответственно. Индексы: i – число элементов комплексной когенерационной системы; 0, 1, 2 – начальные условия, внешние, внутренние воздействия.

Литература

1. Билека Б. Д., Гаркуша Л. К. Когенерационно-теплонасосные технологии в схемах горячего водоснабжения большой мощности // Пром. теплотехника. 2012. Т. 34, № 4. С. 52–57.

2. Rade M., Ciric M. and Kuzmanovic Z. Techno-Economic Analysis of Biogas Powered Cogeneration // J. of Automation and Control Engineering. 2014. Vol. 2, Iss. 1. Pp. 89–93.

3. Daingade P. S., Yadav S. P. Electronically operated fuel supply system to control air fuel ratio of biogas engine // Intern. Conf. on Energy Efficient Technologies for Sustainability. 2013. P. 40–74.

4. Doseva N. Advanced exergatic analysis of cogeneration system with a biogas engine // 14th SGEM GeoConference on Energy and Clean Technologies Conference Proceedings, June 19–25. 2014. Vol. 1. Pp. 11–18.

5.Чайковская Е.Е. Энергосберегающие технологии на основе интеллектуального управления тепломассобменными процессами // ММФ–2012: XIV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: Тез. докл. и сообщ. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 10–13 сентября 2012 г. Минск, 2012. Т. 2, Ч. 1. С. 378–382.

6.Чайковская Е. Е. Оптимизация энергетических систем на уровне принятия решений // Пром. теплотехника. 2013. Т. 35, № 7. С. 169–173.

7. Чайковська Є. Є. Розробка методу підтримки співвідношення виробництва та споживання енергії // Технологический аудит и резервы производства. 2014. № 5/3 (19). С. 34–37.

8. Чайковська Є. Є. Підтримка співвідношення виробництва та споживання електричної енергії та теплоти на рівні прийняття рішень // Восточно-Европейский журнал передових технологий. 2014. № 3/8 (69). С. 4–10.

9. Чайковська Є. Є. Технологічна система виробництва та споживання біогазу // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 4/8 (70). С. 50–57.

10. Чайковська Є. Є. Розробка енергозберігаючої технології функціонування біогазової установки у складі когенераційної системи // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. № 3/8 (75). С. 47–53.

УДК 608.4

РАЗРАБОТКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ПОТОЧНОГО ГАЗИФИКАТОРА ПЫЛЕВИДНОГО ТОПЛИВА ОАО «НПО ЦКТИ» ПОД ДАВЛЕНИЕМ

А. А. Шурчалин¹, Н. С. Шестаков¹, Э. Л. Домнич², Н. А. Абаимов³, А. Ф. Рыжков³

¹ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова», г. Санкт-Петербург, Россия ²ОАО «Дитех» г. Санкт-Петербург, Россия ³ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России

Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия

Введение. На территории ОАО «НПО ЦКТИ» при поддержке Минпромторга России создана опытная установка газификации твердого топлива в потоке окислителя под давлением. Использование данных установок в комбинированном парогазовом цикле позволяет отказаться от дорогостоящего природного газа, а так же существенно повысить экологические показатели энергоблока в целом.

За время опытной эксплуатации проведено несколько серий опытов. Некоторые проводились совместно с Уральским федеральным университетом им. Б. Н. Ельцина за счет гранта Российского научного фонда (проект №14-19-00524).

Опытный образец поточного пылевого газификатора ОАО «НПО ЦКТИ». Для газификатора ЦКТИ была выбрана технология газификации пылевидного топлива в потоке окислителя под давлением, как наиболее перспективная и пригодная для создания мощных энергетических установок (занимает порядка 90% рынка). Особенностью данной технологии является высокий КПД (95–98%), а так же высокая скорость протекания основных реакций газификации (время пребывания не более 10 с). Форсирование процесса обеспечивается высоким уровнем температур (1300–1600°С) и давлений (до 3–5 МПа), а также снижением размера частиц топлива до 80–200 мкм. К недостаткам данной технологии можно отнести повышенные требования к составу окислителя.



Рис. 1 Опытный поточный газификатор ОАО «НПО ЦКТИ»

Газификатор (рис. 1, табл. 1) представляет собой сосуд под давлением высотой 5300 мм и 720 мм в диаметре, в верхней части которого расположена реакционная камера из двухслойной огнеупорной изоляции диаметром 210 мм и высотой 1600 мм. В нижней части расположена двухступенчатая интегрированная система охлаждения и очистки синтез-газа. В первой ступени синтез-газ охлаждается до температуры 900–1100 °С путем прямого впрыска охлаждающей воды (квенчинг). На данном этапе так же происходит грануляция шлака.

Второй ступенью является шлаковая ванна, в которой синтез-газ барбатирует через слой воды, при этом происходит окончательное охлаждение синтезгаза до температуры 40–100 °C, а так же его очистка от гранулированного шлака и уноса. В реакционной камере температура достигает 1600 °C. Геометрия газификатора позволяет нагружать его до 1 МВт по топливу, при этом максимальная мощность ограничена системой подачи топлива (500 кВт), выход синтез-газа составляет порядка 120 м³/ч с теплотой сгорания около 8 МДж. Газификатор был изготовлен на опытном заводе ЦКТИ и смонтирован на стенде камер сгорания.

Система растопки и горения включает в себя комбинированную пылегазовую горелку и запальностабилизирующее устройство, расположенных в крышке газификатора. Горелка двухканальная водоохлаждаемая. По центральному каналу подается пыль или природный газ, а также устанавливается

механическая форсунка для водоугольной суспензии (ВУС). По периферийному каналу через завихритель подается газифицирующий агент. Снаружи установлен контур водяного охлаждения. Природный газ используется при прогреве футеровки. Контроль факела основной горелки осуществляется фотодатчиком.

На установке реализована возможность подачи топлива в сухом виде, также ведется работа над установкой подготовки и подачу ВУС.

Для подачи пыли используется шнековый питатель, работающий под давлением.

Таблица 1

Величина	Среднее значение	Максимальное значение
Мощность газификатора, кВт	500	1000
Рабочее давление, МПа	0,5	1,6
Температура в камере, °С	1400	1600
Расход топлива, кг/ч	60	170
Расход окислителя, м ³ /ч	40	90
Расход синтез-газа, м ³ /ч	120	270

Рабочие характеристики газификатора

В качестве газифицирующего агента используются различные комбинации воздуха, пара и кислорода, нагретые до 350–500 °С. Смешение компонент дутья происходит в смесителе, после чего смесь поступает в электрический пароперегреватель мощностью 10 кВт. Горячая смесь подается непосредственно в горелку. Установка оборудована минимально необходимым количеством КИП для анализа процесса газификации.

Температура футеровки контролируется по всей высоте пятью ПП термопарами, так же контролируется температура потока и давление в камере. Состав синтез-газа определяется на газовом хроматографе. Все полученные данные выводятся на экран в реальном времени и регистрируются в безбумажном регистраторе.

Результаты опытной эксплуатации. В процессе опытной эксплуатации исследовалась газификация каменного угля марки Д Кузнецкого угольного бассейна. Уголь в размолотом состоянии поставлялся с одной из ТЭС Ленинградской области. Тонина помола составила 80–120 мкм. Для улучшения работы системы топливоподачи перед загрузкой пыль прогревалась в сушилке в течении 2 ч. Состав топлива на рабочую массу: влажность $W^r = 11,5\%$; зольность $A^r = 15,9\%$; содержание: углерода $C^r = 56,4\%$, водорода $H^r = 4\%$, азота $N^r = 1,9\%$; серы $S^r = 0,4\%$; кислорода $O^r = 9,9\%$, сумма $\Sigma = 100$; низшая теплота сгорания $Q^r_i = 23570$ кДж/кг или $Q^r_i = 5629$ ккал/кг.

В ходе опытной эксплуатации отрабатывались следующие режимы работы:

- 1. На воздушном дутье.
- 2. На воздушном дутье, обогащенном кислородом до 40%
- 3. На кислородном дутье.

В табл. 2 приведены усредненные за серию результаты состава синтез-газа на каждом режиме газификации. Полученный синтез-газ дожигался в модернизированной камере сгорания, аналогичной камерам сгорания газовых турбин.

Синтез-газ, полученный на воздушном дутье, подсвечивался 5% природного газа, а полученный на обогащенной и кислородной смесях – горел без подсветки.

Таблица 2

Параметр	Содержание О ₂ в дутье, %				
Параметр	20	30	90		
CH ₄ , %	1,9	1,2	2,02		
CO, %	15,85	26,15	34,1		
H ₂ , %	16,33	24,86	34,5		
$H_2S, \%$	0,1	0,1	0,1		
CO+ H ₂ , %	32,18	51,01	68,6		
Теплота сгорания сухого газа, кДж/м ³	4442	6420	8753		

Содержание горючих компонент в сухом газе

В первую очередь нас интересовало влияние содержания кислорода в дутье на качество получаемого синтез-газа и на эксплуатационные характеристики установки. Содержание кислорода оказывает прямое и наибольшее влияние на состав и теплотворную способность синтезируемого газа.

Анализ полученных результатов с сравнении с мировым опытом. Основными критериями сравнения полученных опытных данных и эксплуатационных характеристик установки является КПД газификации, теплотворная способность синтез-газа, а также доля основных горючих компонент $CO+H_2$ в синтез-газе (рис. 2). Результаты сравнивались с усредненными данными, полученными из открытых источников для поточных газогенераторных установок на воздушном и кислородном дутье.



Рис. 2 Выходные параметры работы опытной установки ОАО «НПО ЦКТИ» в сравнении с современными мировыми значениями

Опытная установка ОАО «НПО ЦКТИ» позволяет получать синтез-газ с содержанием CO + H₂ и теплотворной способностью на уровне, близком к лучшим мировым аналогам таких компаний как Siemens, Shell и др. При этом КПД газификации составляет порядка 85–87%.

Заключение. В ходе работы над установкой был разработан ряд оригинальных технических решений, в том числе и комбинированная горелка, на которую получен патент на полезную модель.

Опытная эксплуатация разработанной установки газификации твердых топлив в потоке окислителя под давлением подтвердила возможность получения высококалорийного синтезгаза пригодного для использования в камерах сгорания газовых турбин.

На данный момент на установке продолжается опытная эксплуатация, целью которой является доводка основного оборудования, создание алгоритмов управления для АСУТП, наработка достаточного объема экспериментальных данных для корректировки методов расчета состава синтез-газа и проектирования газогенераторных установок.

СОДЕРЖАНИЕ

ГЕНЕРАЦИЯ ПЛАЗМЫ И ПЛАЗМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС

Аношко И. А., Ермаченко В. С., Протасеня В. Т., Сандригайло Л. Е. Моделиро-	
вание натурных условий входа космических аппаратов в атмосферу Земли со сверх-	
и гиперорбитальными скоростями	3
Асташинский В. М., Храмцов П. П., Васецкий В. А., Грищенко В. М., Черник М. Ю.,	
Ших И. А., Махнач А. И., Пантелеенко Ф. И., Оковитый В. А., Оковитый В. В.,	
Углов В. В., Черенда Н. Н., Шиманский В. И. Получение и исследование элементов	
экранной противометеорной защиты на основе многослойных композиционных	
плазменных покрытий NiAl + Al ₂ O ₃	7
Афанасьева С. А., Белов Н. Н., Дударев Е. Ф., Ищенко А. Н., Табаченко А. Н.,	
Хабибуллин М. В., Югов Н. Т. Математическое моделирование воздействия нано-	
секундного релятивистского сильноточного электронного пучка на титановый сплав 1	1
Балджиев Р.С., Просунцов П.В. Моделирование процесса комбинированного	
теплообмена и разработка конструктивно-компоновочной схемы рабочей зоны стенда	
тепловых испытаний 1	4
Батура Н. И., Битюрин В. А., Василевский Э. Б., Журкин Н. Г., Хандурин А. В.	
Исследование тепломассообмена и течения в высокоэнтальпийной сверхзвуковой	
струе на выходе из магнитогазодинамического ускорителя	7
Васильев С. В., Иванов А. Ю. Влияние электрического поля на модификацию	
поверхности металла при лазерно-плазменной обработке	1
Васильев С. В., Иванов А. Ю., Копыцкий А. В. Модификация поверхности образца,	
находящегося в жидкости, при лазерно-плазменной обработке 2	5
Гареев Р. Р., Цирельман Н. М. Применение решения граничной обратной задачи	
нестационарной теплопроводности для определения температуры плазменного	
потока	8
Горбатов С. В., Давидович П. А., Курносов И. В., Моргун Э. В., Приходько Е. М.,	
Шушков С. В., Плевако Ф. В. Зондовый метод измерения высокотемпературных	
объектов в условиях сильных электромагнитных помех	2
Иванов И. А., Мисник И. В. Расчет параметров направленного потока низкотемпера-	
турной плазмы в среде технологического газа методом пробной частицы 3	6
Ильющенко А. Ф., Шевцов А. И., Асташинский В. М., Чумаков А. Н., Босак Н. А.,	
Кузьмицкий А. М., Лецко А. И., Громыко Г. Ф., Мацука Н. П. Нанесение износо-	
стойких композиционных покрытий с применением самораспространяющегося	
высокотемпературного синтеза и высокоэнергетических импульсных воздействий 4	.0
Казанский П. Н., Моралев И. А., Фирсов А. А. Исследование пьезоструи магнито-	
гидродинамического актуатора 4	4
Косенков Д. В., Сагадеев В. В., Аляев В. А. Экспериментальная установка для	_
измерения ИК-спектров пропускания углеводородов в газовой и жидкой фазах 4	8
Моссэ А. Л., Никончук А. Н. Процессы тепло- и массообмена в плазменном реакторе	~
по схеме «затопленная струя», при переработке углеводородосодержащих отходов 4	9
Мошаров В. Е., Радченко В. Н., Сенюев И. В. Измерение температуры углеводород-	~
ного пламени методами оптической пирометрии 5	3

Тазмеев Г. Х., Арсланов И. М., Тазмеева Р. Н. Особенности процессов тепло-	
массообмена на границе плазма-жидкость в зависимости от способа охлаждения	
электролитического катода	56
Тазмеев Г. Х., Тимеркаев Б. А., Тазмеев Х. К. Влияние внешнего водяного	
охлаждения металлического катода на режимы горения газового разряда в воздухе	58
Фираго В. А., Шевцов В. Ф. Функциональные возможности высокотемпературного	
термографа ИТ-3СМ.	60
Чупрасов В. В., Станкевич Ю. А., Клишин А. Ф., Третьяк М. С., Никитин А. М.	
Некоторые особенности уноса теплозащитных материалов в гетерогенных высоко-	
температурных потоках	63
Шараховский Л. И., Есипчук А. М., Отани Ш., Петракони Ж., Маркези А.,	
Савчин В. В., Хведчин И. В., Оленович А. С., Леончик А. И., Скоморохов Д. С.,	
Галиновский А. А. Новая концепция эффективных генераторов водяной плазмы	68
Галевский Г. В., Руднева В. В., Ефимова К. А., Алексеева Т. И. Реактор для	
обработки и производства тугоплавких материалов: теплотехнические, ресурсные и	
технологические характеристики	72
Гимпелевич И., Мегидов Е., Мишне И., Рам Ш., Шимон Ю. Плазмохимическая	
переработка промышленных галогеносодержащих органических отходов на предприя-	
тиях химической и фармацевтической промышленности	76

ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ И ОБОРУДОВАНИИ

Агишев Б. Ю., Болтенко Э. А., Варава А. Н., Дедов А. В., Захаренков А. В., Комов	
А. Т. Исследование эффективности теплоотдачи при течении жидкости в кольцевом	
канале в зависимости от геометрических характеристик интенсификатора	80
Акулич П. В., Акулич А. А. Тепломассообмен капель раствора в условиях нестацио-	
нарного и комбинированного теплового воздействия	83
Акулич П. В., Слижук Д. С., Макарова О. Д., Чижик К. Г. Термогидродинами-	
ческие процессы и технологии получения мелкодисперсных материалов методом	
распыления	87
Альянов А. В., Зиновьев В. Н., Верещагин А. С., Фомин В. М. Моделирование	
технологического процесса обогащения газовой смеси с помощью микросфер	90
Анисин А. А., Анисин А. К. Интенсификация теплообмена в каналах, образованных	
пластинами со сфероидальными элементами рельефа	93
Афанасьев А. М., Сипливый Б. Н. Сушка электромагнитным излучением: алгоритм	
совместного решения уравнений А.В. Лыкова и уравнений Максвелла методом	
характеристических матриц	96
Байгалиев Б. Е., Газизянов Р. З., Фатхиева Р. А., Акимов А. В., Зарипов И. Р.,	
Кошелев Д. В. Теплообменники с микродеформированными поверхностями	101
Байков В. И., Германович С. П., Зновец П. К., Сидорович Т. В. Характеристики	
нестационарного режима работы промышленно выпускаемого компактного тепло-	
обменного аппарата	103
Бродов Ю. М., Желонкин Н. В., Рябчиков А. Ю., Аронсон К. Э. Интенсификация	
теплообмена в пучках трубок со встречной накаткой при обтекании вязким	
теплоносителем	107
Верещагин А. С., Фомин В. М., Лебига В. А., Зиновьев В. Н., Пак А. Ю., Казанин	
И.В. Математические модели поглощения гелия сорбентом на основе полых	
стеклянных микросфер	110
Власкин М. С., Казанский П. Н., Ковбасюк В. И. Использование интенсивной	
сушки органических отходов и биомассы в циклах теплосиловых установок	114

Громова Е. Н., Лакомкин В. Ю. Тепломассообмен при сушке бумаги на много-	
цилиндровых контактно-конвективных установках 11	7
Дорняк О. Р., Кошелева М. К. Математическая модель сушки тканых материалов 12	20
Ефремов Г. И., Геллер Ю. А. Моделирование кинетики сушки глины, применяемой	
в производстве керамических изделий	25
Жигарев В. А., Минаков А. В., Платонов Д. В., Дектерев Д. А. Численно-	
экспериментальное исследование способов интенсификации гидродинамических	
процессов в реакторах гидрометаллургического производства	60
Заболотский А. В., Аксельрод Л. М. Моделирование разрушения крупных бетонных	
блоков при сушке под воздействием термической нагрузки	3
Загоскин А. А., Карпов С. В. Аэродинамика, конвективный теплообмен и энергети-	
ческая эффективность циклонных рециркуляционных нагревательных устройств 13	;7
Зиновьев В. Н., Казанин И. В., Лебига В. А., Пак А. Ю., Верешагин А. С., Фомин	
В. М., Булучевский Е. А., Лавренов В. А. Проницаемость микросферических мембран	
и сорбентов на их основе по отношению к гелию.	1
Казанин И. В., Зиновьев В. Н., Лебига В. А., Пак А. Ю., Фомин В. М. Избиратель-	
ность композитного сорбента по отношению к гелию и парам воды 14	4
Каменецкий Е. С., Орлова Н. С. Моделирование виброкипяшего слоя с использо-	
ванием кинетической теории гранулярного газа	8
Камененкий Е. С., Сверлик Г. И., Орлова Н. С., Хостелили В. Н. Молелирование	-
теплообмена в барабанном агрегате горячего окомкования	52
Карпухина Т. В., Ковальногов В. Н., Корныльев М. Г., Софронов Н. С. Модели-	
рование тепловлажностного состояния капиллярно-пористого тела в процессе	
конвективной сушки с применением ультразвука	55
Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Лмитриченко А. С. Влияние профиля несущей трубы	
на энергетическую, объемную и массовую характеристики воздухоохлаждаемых	
теплообменников нефтегазового комплекса	;9
Кунтыш В. Б., Филатов С. О., Королькова А. М., Дударев В. В. Влияние внешних	
загрязнителей на интенсивность теплопередачи воздушных теплообменников	
компрессорных станций магистральных газопроводов	52
Маграквелидзе Т. Ш., Микашавидзе А. Н., Банцадзе Н. О., Ломидзе Х. Н.,	
Шенгелия Ц. С., Мантидзе И. Г. Влияние шероховатости стенки на интенсивность	
теплообмена и коэффициент мощности в аппарате с мешалкой 16	54
Макаров А. Н., Кузнецов А. В., Галичева М. К., Окунева В. В. Расчеты теплообмена	
и разработка инновационных электродуговых и факельных печей	56
Мирмов Н.И., Добкин А.А., Гаряев А.Б. Каскадные холодильные машины	
комбинированного типа	59
Назаров А. Д., Серов А. Ф., Терехов В. И., Карпов П. Н., Мамонов В. И. Гидро-	
динамика пленки жидкости, осажденной из импульсного импактного газокапельного	
потока на вертикальной поверхности теплообменника	2
Низовцев М. И., Бородулин В. Ю., Летушко В. Н. Влияние параметров воздухо-	
воздушного теплообменника с переменным направлением потока на его тепловую	
эффективность	15
Остриков А. Н., Желтоухова Е. Ю. Выбор и обоснование выбора комбинированных	
радиационно-конвективных режимов сушки персиков, хурмы, груши и тыквы 17	18
Пиир А. Э., Верещагин А. Ю., Агафонов И. М. Влияние высокотемпературного	
прогрева биметаллических ребристых труб с ленточным оребрением на термическое	
контактное сопротивление при отводе теплоты естественной конвекцией 18	32
Письменный Е. Н., Рева С. А., Терех А. М., Баранюк А. В. Теплоаэродинамическая	
эффективность поперечно омываемых пучков винтообразных труб 18	34

Покусаев Б. Г., Карлов С. П., Некрасов Д. А., Захаров Н. С. Исследование микро- конвекции в условиях нестационарного тепловыделения в пристенном зернистом слое	188
Рудобашта С. П., Зуева Г. А., Зуев А. Н. Осциллирующая инфракрасная сушка и	100
стимуляция семян	191
Рудобашта С. П., Кошелева М. К. Определение кинетических коэффициентов	
в процессах сушки и термовлажностной обработки материалов	195
Сафин Р. Р., Кайнов П. А., Хакимзянов И. Ф., Мухаметзянов Ш. Р. Применение	
энергосберегающих мероприятий в процессах сушки древесных материалов	199
Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Механизмы «капиллярного торможения» в процессах сушки.	202
Сорока Б. С., Воробьев Н. В., Кудрявцев В. С., Згурский В. А., Карабчиевская Р. С.	
Теплообмен и аэродинамическое сопротивление современных высокотемпературных	
рекуператоров с внутритрубными вставками	206
Сорокин В. В. Моделирование износа частиц в плотном вращающемся слое внутри	
неподвижной вихревой камеры	210
Фатыхов М.А. О зависимости энергии активации дегазации от диэлектрических	
характеристик углеводородных диэлектрических жидкостей	213
Филатов С. А., Батырев Е. В., Долгих М. Н., Кучинский Г. С. Исследование	
особенностей теплообмена в резиносмесителях тангенциального типа периодического	
действия	216
Акулич А. В., Лустенков В. М., Акулич В. М. Исследование эффективности	
улавливания систем пылеочистки в тепломассообменных процессах на основе комби-	
нированных аппаратов	220
Алексеенко С. В., Лежнин С. И., Приоатурин Н. А., Алексеев М. В., Вожаков И. С.,	
Сорокин А. Л. Особенности эволюции волн давления, генерируемых вскипающим	רר⊿
$\Gamma_{\text{UN}} = \Gamma_{\text{UN}} + \Gamma_{U$	224
тимоицкии А. Б., Каримова А. Г., дезидерьев С. Г. Гезультаты исследования тепловой защиты созданием возлушной завесы церез пористый экран) 78
Голловой защиты созданием воздушной завссы через пористый экран Голлов В С Яркин В Б Тонконог В Г Серезетлинов Б Ф Хебибуллин И М	220
Тромов D. С., Лакин D. D., Тонконог D. Г., Ссрасстдинов D. Ψ ., Лаоноуллин H. M., Тукмаков A. П. Агалаков Ю В. Молелирование термогазолинамических процессов	
в пологревателе природного газа и разработка пологревателей	232
Лозовенкий В. В., Лебелев В. А., Пелевин Ф. В., Пономарев А. В. Структурные и	
физико-механические характеристики засыпок измельчённой лревесины в пилинлро-	
коническом бункере	235
Храмцов Д. П., Некрасов Д. А., Покусаев Б. Г. Экспериментальное и численное	
моделирование массообмена газовых снарядов при движении в наклонных трубах	237
Макаров М. С., Накоряков В. Е., Наумкин В. С. Численное моделирование	
разделения гелий-метановой смеси в плоском мембранном модуле при турбулентном	
режиме течения	240
Федоров А. В., Лисицын А. Н., Волков С. М., Новоселов А. Г. Тепломассообмен и	
гидрогазодинамика барботажа с использованием мультикомпонентной газовой фазы	
в технологических процессах и аппаратах производства растительных масел	244

ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ И ОБОРУДОВАНИИ. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Алёхина	С. В.,	Костиков	A. O.,	Мацевитый	Ю. М.	Численное	моделирование	
теплового	состоя	ния контей	неров с	отработавшим	ядерны	м топливом.		249
Андрижи	евский	і А. А., Три	фонов	А. Г., Кулик	Л. С. М	оделировани	ие термоконвек-	
тивных по	токов і	в пассивных	систем	иах отвола тепл	a			251

Ануфриев И. С., Куйбин П. А., Шадрин Е. Ю., Шараборин Д. К., Шарыпов О. В.	
Исследование структуры потока в модели вихревой топки методом Stereo-PIV	253
Аронсон К. Э., Рябчиков А. Ю., Бродов Ю. М., Желонкин Н. В., Брезгин Д. В.,	
Мурманский И. Б. Эффективность промежуточных охладителей многоступенчатых	
пароструйных эжекторов паровых турбин	257
Афонин С. Ю., Афремов Д. А., Захаров А. Г., Смирнов В. П. Комбинированная	
методика теплогидравлического расчета тепловыделяющих сборок реакторов с	
жидкометаллическим теплоносителем и её обоснование	261
Базюк С. С., Игнатьев Д. Н., Киселев Д. С., Кузма-Кичта Ю. А., Мокрушин А. А.,	
Паршин Н. Я., Попов Е. Б., Солдаткин Д. М., Федик И. И. Исследование теплофи-	
зических и коррозионных характеристик оболочек эксплуатируемых и перспективных	
твэлов легководных реакторов при аварии с потерей теплоносителя	262
Базюк С. С., Кузма-Кичта Ю. А., Киселев Д. С., Паршин Н. Я., Попов Е. Б.,	
Соллаткин Л. М., Мокрушин А. А., Фелик И. И. Обобшение характеристик расхола-	
живания молельных тепловылеляющих сборок ВВЭР и PWR при аварии LOCA	266
Басок Б. И., Лавыленко Б. В., Гончарук С. М., Лысенко О. Н., Кужель Л. Н.	
Экспериментальные и теоретические исспелования теплопереноса через лвухкамерный	
стеклопакет оконной конструкции	269
Басок Б.И., Лавыленко Б.В., Новиков В.Г., Гончарук С. М. Влияние тепло-	20)
изолящионного покрытия на температурные и концентрационные напряжения в	
строительной конструкции	274
Басок Б И Накорчевский А И Влияние солнечной ралиации на тепловое	214
состоящие злаций	278
Басок Б. И. Накопиевский А. И. Кумень П. Н. Гонцарук С. М. Пысенко О. Н.	270
Упиматических факторов	280
Басак Б. И. Наришкая М. П. Нарикар В. Г. Чистанира модалирарина алининстра	280
Басок Б. И., повицкая м. п., повиков Б. Г. -исленное моделирование администра-	202
Гивного здания с приоконными углуолениями.	203
Вирюк В. Б., Ларин Е. А., Лившиц W. Ю., Шелудько Л. П., Шиманов А. А.	707
Ганина И К Политочитися система технообеспечение на сомо на сом	201
вожко и. к. поливалентная система теплообеспечения пассивного дома на основе	200
Бозооновляемых источников энергии.	290
Болтенко Э. А., Давыдов М. В., Корольков Б. М., Басов А. В., Кононенко И. В.	204
Спределение расхода теплоносителя в трубопроводах АЭС датчиками скорости	294
Большев К. н., Иванов В. А., Тимофеев А. М., Иванов А. Р., Попенко Ф. Е. Влияние	
сезоннодеиствующих охлаждающих устроиств на температурныи режим грунтов	205
криолитозоны в основании фундамента сваиного здания	295
Бородуля В. А., Бучилко Э. К., Виноградов Л. М., Гребеньков А. Ж., Теплицкий	
Ю.С. Экспериментальное исследование особенностей горения в кипящем слое	••••
гранулированных биотоплив	298
Бородуля В. А., Виноградов Л. М., Гребеньков А. Ж., Михайлов А. А. Новая	
технология высокотемпературного синтеза мелкодисперсных жаропрочных материалов	
для современной энергетики.	301
Бородуля В. А., Виноградов Л. М., Добкин С. М. Современные технологии	
энергетического использования твердых бытовых и других отходов	305
Васильев Л. Л., Васильев Л. Л. мл., Журавлёв А. С., Кузьмич М. А., Хуухенхуу Б.	
Тепловые трубы и термосифоны для утилизации возобновляемых и вторичных	_
энергоресурсов	309
Гильманов Р. М., Федотов А. И., Шамсутдинов Э. В. Моделирование и исследование	
нестационарного теплообмена в системах подготовки и хранения водоугольного	
топлива	313

и последующей эксплуатации металлобетонных контейнеров для отработавшего	270
топлива ядерных реакторов РБМК-1000	3/8
поддуоныи и. и., Разуванов н. г., Свиридов в. г. исследование магнитной гидро- динамики и теплообмена при опускном течении жидкого металла в прямоугольном	
канале	382
Половников В. Ю. Численный анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях	
затопления с использованием конвективно-кондуктивной модели теплопереноса	385
Рыжков А. Ф., Богатова Т. Ф., Абаимов Н. А., Гордеев С. И., Осипов II. В.,	
Худяков П. Ю. Физическое моделирование и численный анализ работы двух- стадийного реактора конверсии угольной пыли	389
Рябов Г. А., Фоломеев О. М., Санкин Д. А., Мельников Д. А. Исследование гидро-	
динамики опускных потоков твердых частиц в стояках и пневматических затворах	
аппаратов с циркулирующим кипящим слоем	393
Садыков Р. А., Антропов Д. Н., Даминов А. З., Соломин И. Н. Компьютерное	
моделирование процессов тепло- и массопереноса в котельных установках	397
Семенович О. В. Моделирование теплофизических процессов в тепловыделяющих	
сборках и активных зонах водоохлаждаемых ядерных реакторов	401
Серяков А. В., Ананьев В. И., Орлов А. В. Применение емкостных датчиков для	
изучения процессов конденсации в низкотемпературных тепловых трубах	404
Серяков А. В., Конькин А. В. Численное моделирование течений в паровом канале	
коротких низкотемпературных тепловых труб	408
Снегирёв А. С., Шипковс П. Я., Гантенбайн П. К., Мигла Л. С., Лебедева К. В.,	
Кашкарова Г. П., Шипковс Я. П. Фотоэлектрическое солнечное кондициониро-	
вание	413
Соловей В. В., Кошельник А. В. Разработка энерготехнологического комплекса с	
водородной турбоустановкой	416
Султангузин И. А., Шомова Т. П., Шомов П. А., Достовалов В. А. Применение	
тепловых насосов на газоперерабатывающих предприятиях	420
Сухоцкий А. Б., Кунтыш В. Б., Миннигалеев А. Ш., Жданович А. Ю. Дифферен-	
цированный учет термического сопротивления внешнего загрязнения оребрения труб	
шахматных пучков в тепловом расчете воздухоохлаждаемых теплообменников	424
Теплицкий Ю. С., Пицуха Е. А., Рослик А. Р. Процессы тепло- и массообмена в	405
зернистых слоях при изменении гидродинамического состояния	427
Тимошинова Т. С., Шматов Д. П., Дроздов И. Г. Исследование процесса тепло-	
массообмена парогенерирующей установки многоцелевого назначения, работающей	120
на углеводородном топливе	430
Халатов А. А., Борисов И. И., Пахомов М. А., Герехов В. И. Сравнительные	422
характеристики пленочного охлаждения с рядами отверстии в углуолениях	433
Халатов А. А., Бородуля В. А., Коваленко I. В., Шихаоутинова О. В. Сжигание	126
смесевого топлива на основе торфа в теплогенераторах малои мощности	430
Хафизов Р. Р., Груфанов А. А., Сорокин А. П., Иванов Е. Ф., Привезенцев В. В.	
экспериментальные исследования процесса кипения натрия в модели тепловыде-	110
ляющих соорок в обоснование остопасности оыстрых реакторов	440
танковская с. с. согласование производства и потреоления энергии на основе	112
Шуриалин А А Шастаков Н С Ломини Э П Абанмар И А Риммар А Ф	44 2
Пурталия л. А., Шестаков н. С., домнич Э. Л., Абаимов н. А., I ЫЖКОВ А. Ф. Разработка и эксплуатация опстиого образиа поточного газификатора поларилиого	
тазраоотка и эксплуатация опытного образца поточного тазификатора пылевидного топлира ОЛО «НПО ШКТИ» под дардением	115
топлива от о «тито цатии» под давлением	тт)

Научное издание

ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ И СООБЩЕНИЙ

Том 3

XV Минский международный форум по тепло- и массообмену

23 – 26 мая 2016 г.

Ответственный за выпуск И. Г. Гуревич

Подписано в печать 00.05.2016. Формат 60×84 1/8. Бумага офисная. Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. л. 53,01. Уч.-изд. л. 52,47. Тираж 280 экз. Заказ 00.

Издатель: Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/275 от 04.04.2014. ул. П. Бровки, 15, 220072, г. Минск. Полиграфическое исполнение: РУП «Издательство «Белорусская наука».