

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

Сборник научных трудов
IV Всероссийской научно-практической конференции
с международным участием

10–12 октября 2013 г.

Томск 2013

УДК 621.1(063)

ББК 31.3л0

ТЗ4

Теплофизические основы энергетических технологий:
ТЗ4 сборник научных трудов IV Всероссийской научно-практической конференции / под ред. Г.В. Кузнецова, А.С. Заворина, К.В. Бувакова; Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – 364 с.

ISBN 978-5-4387-0307-5

Сборник содержит теоретические и практические работы, отражает аспекты консолидации возможностей и усилий научно-инженерного сообщества на инновационном направлении в решении теплофизических проблем технологий энергетического производства. Особое внимание уделено вопросам энергосбережения и эффективности технологий сжигания органического топлива, надежности и безопасности технологических систем теплоэнергетики. Рассмотрены вопросы технологии мониторинга взаимодействия объектов теплоэнергетики с окружающей средой, технологии переработки и утилизации техногенных отходов, а также энергосберегающие технологии транспортировки, распределения и потребления тепловой энергии.

Предназначен для научных работников, аспирантов и специалистов, работающих в области энергетики, а также для студентов вузов теплоэнергетического профиля.

УДК 621.1(063)

ББК 31.3л0

Редакционная коллегия

Г.В. Кузнецов, доктор физико-математических наук, профессор ТПУ;

А.С. Заворин, доктор технических наук, профессор ТПУ;

В.С. Логинов, доктор физико-математических наук, профессор ТПУ;

А.Н. Субботин, доктор физико-математических наук, профессор ТПУ;

К.В. Буваков, кандидат технических наук, доцент ТПУ.

*Конференция организована и проведена при финансовой поддержке
Российского фонда фундаментальных исследований № 13-08-06049-г*

ISBN 978-5-4387-0307-5

© ФГБОУ ВПО НИ ТПУ, 2013

Пленарные доклады

УДК 621.311

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТАЯ ТЭС С СЖИГАНИЕМ УГЛЯ В ВИХРЕВОМ ПОТОКЕ В КОНЦЕПЦИИ МУЛЬТИПРОДУКТОВОГО КЛАСТЕРА

Саломатов В.В., д.т.н.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: vvs@itp.nsc.ru

Разработаны научно-технические и технологические основы создания экологически чистой и энергетически эффективной угольной ТЭС мощностью 6.4 ГВт в концепции мультипродуктового кластера (МПК). В качестве форсированного режима сжигания низкосортных углей использован вихревой принцип. Предложены схемные решения по котельному агрегату на березовском угле КАБ, энергоблоку 800 МВт, оборудованию по утилизации выбросов с ТЭС. Выполнены также экономико-экологические расчеты с учетом востребованности выпускаемой товарной продукции с МПК и минимизации экологического ущерба.

Введение

Уголь – базовый энергоноситель современного мирового топливно-энергетического комплекса. Это ископаемое представляет собой уникальный конгломерат, из которого может быть получен широкий спектр разнообразных востребованных продуктов: от электроэнергии до космического топлива и наноматериалов. В настоящее время на территории России сосредоточено 1/5 общемировых запасов угля. Так как добываемый уголь содержит практически всю таблицу элементов Д.И. Менделеева, современные технологии позволяют производить из угля около 130 видов полупродуктов, которые в дальнейшем могут быть конвертированы в более чем 5000 полезных продуктов.

Магистральным направлением развития современной энергетики является применение экологически чистых технологий использования угля на ТЭС [1, 2]. Согласно «Энергетической стратегии развития России до 2030 г.» [3], ускоренное развитие электротеплогенерации связано, прежде всего, с крупными ТЭС на низкосортном угле и критическими параметрами пара. Повышение доли низкокачественных углей в энергетике приводит к резкому возрастанию: выбросов токсичных ингредиентов в дымовых газах, агрессивных жидких стоков, золошлаковых отходов и др. Очистка только дымовых газов ТЭС от загрязнителей до санитарно-допустимых норм на зарубежных угольных ТЭС, следуя предписанию «GFAVO», требует оборудования стоимостью до 30 % от суммарной стоимости ТЭС. Удельный расход топлива возрастет на 5 %, а себестоимость электроэнергии на – 25 %.

Требования к экологически чистой ТЭС (ЭЧТЭС) сформулированы, в частности, в работе В.И. Доброхотова [4]:

– Число часов использования установленной мощности в год не менее 6500;

– Экологические требования в выбросах в атмосферу в г/нм^3 при избытке воздуха в газах 40 %:

- золы, не более – 0,05,
- оксидов азота, не более – 0,15–0,20,
- оксидов серы, не более – 0,20–0,30;

– Жидкие неочищенные стоки должны отсутствовать;

– Доля золы и других твердых отходов, пригодных к использованию, не менее 80 %.

Укажем *отличительные признаки* разрабатываемой ЭЧТЭС мощностью 6,4 ГВт (8 энергоблоков по 800 МВт каждый):

– уголь марки Б2 Березовского месторождения КАБ со следующими характеристиками: влажность $W_p = 32\%$; зольность $A_p = 6\%$; $S_g = 0,3\%$; выход летучих $V_{л} = 47\%$; теплота сгорания низшая $Q_p^u = 15,9$ МДж/кг; углерод $S_g = 71,3\%$; водород $H_g = 4,9\%$; азот $N_g = 0,9\%$; кислород $O_g = 22,5\%$. Промышленные запасы по разрезу не менее 2,05 млрд. т;

– химический состав золы Б2 следующий (в %): $SiO_2 = 30$, $Al_2O_3 = 20$, $Fe_2O_3 = 9$, $CaO = 43$, $HgO = 6$;

– характерные температуры золы ($^{\circ}C$): $T_1 = 1170$, $T_2 = 1450$, $T_3 = 1460$;

– закрытые склады топлива с системой пылеподавления и гидросмывом;

– котельный агрегат вихревого типа;

– утилизация золошлаковых отходов;

– электронно-лучевое обезвреживание токсичных ингредиентов в дымовых газах;

– полная очистка жидких стоков (термическое обессоливание);

– плазменный поджиг и подсветка пылеугольного факела;

– тепловые насосы для утилизации теплоты низкопотенциальных источников.

Котельный агрегат с вихревой топкой для энергоблока 800 МВт. Особенностью канско-ачинских углей является низкая зольность, малое содержание в топливе серы и азота, высокое содержание CaO. С повышением зольности содержание окиси кальция снижается, а окислов кремния и алюминия возрастает, что обуславливает их высо-

кую шлаковую способность. При сжигании КАУ на конвективных и радиационно-конвективных поверхностях нагрева большинства котлов образуются прочные первичные отложения на основе сульфида кальция, а температура начала шлакования оказывается минимальной среди всех освоенных топлив России и равна 950 °С. Как показал опыт сжигания КАУ, поведение минеральных компонентов золы в топке зависит от организации топочного процесса, в частности, от внутренней аэродинамики. Поэтому в разрабатываемой ЭЧТЭС применен парогенератор Н.В. Голованова (ООО ЦКТИ) в реконструированном варианте с топочным устройством на основе высокотемпературного, форсированного, с горизонтальной осью вихря, производительностью 2650 т/ч на сверхкритических параметрах пара 25,5 Мпа, 560/545 °С для энергоблока 800 МВт. Положительными достоинствами конструкции являются ее рациональные массогабаритные характеристики, однофронтальное расположение горелок, высокие маневренные характеристики.

Как отмечается в работах [5, 6] при высокотемпературном сжигании в вихревой топке происходит полное проплавление и усреднение всей массы золы с высокой эффективностью шлакоулавливания. Высокотемпературная обработка золы в закрученном потоке способствует контакту частиц внутренней и внешней минеральных частей, при этом значительно снижается содержание в летучей золе свободного СаО из-за связывания Са с оксидами Si и Al. Последнее приводит к образованию устойчивых алюмосиликатных соединений, что приводит к сульфатизации кальция. В результате при таком сжигании первичный слой шлака на поверхностях нагрева котла менее сульфатизирован и, соответственно, менее прочен [7]. Кроме того, из-за сепарации со шлаком части оксидов Si и Al, последний становится более легкоплавким, а в уносе повышается содержание кальция, что приводит к росту температуры начала шлакования на 50–70 °С. Это позволяет заметно повысить температуру газов на выходе из топки. Таким образом, высокотемпературное сжигание КАУ с точки зрения их шлакующих свойств имеет ряд плюсов перед низкотемпературным сжиганием.

В конструкции котла предусматривается снижение его габаритов за счет применения двухсветных вертикальных экранов и ширм в камере охлаждения. Использование пыли высокой концентрации позволяет усилить взрывобезопасность, увеличивает полезный объем бункера для пыли на 30 %, повышает производительность пылепитания на 25 % и диапазон его регулирования на 50 %.

Для снижения оксидов азота в создаваемом парогенераторе вихревого типа 800 МВт (ПВТ-800) целесообразно осуществить двухступенчатое сжигание топлива за счет подачи части сушильного агента в воз-

душный канал горелки и ввода дополнительного воздуха выше основных горелок. Для котлоагрегатов с ПВТ-800 необходимо отказаться от разомкнутого варианта пылеприготовления. Для повышения надежности системы подачи пыли высокой концентрации (ПВК) ее требуется осуществлять под давлением. Основные технические характеристики ПВТ-800, полученные в том числе в результате физического и математического моделирования [2, 8], приведены в табл. 1.

Таблица 1. – Основные технические характеристики ПВТ-800

Номинальная производительность котла, т/ч	
– по первичному пару	2650
– по вторичному пару	2185
Давление первичного пара, МПа	25,5
Температура первичного пара, °С	560
КПД котла, %	91,3
Теплонапряжение	
– топочного объема, ГДж/(м ³ ·ч)	0,5
– камеры горения, ГДж/(м ³ ·ч)	4,77
– горизонтального сечения камеры горения ГДж/(м ² ·ч)	25,9
Температура уходящих газов, °С	140
Расход топлива, т/ч	474,1
Масса металла котла с ТВП, тыс. т	15
Масса металла под давлением, тыс. т	5,8
Удельная металлоемкость котла с учетом ТВП, т/т пара в час	5,6
Размеры топки:	
– высота топки, м	26,9
– условный диаметр камеры горения, м	6,2
– глубина камеры охлаждения, м	8,0
Габариты котельной ячейки:	
– высота котельного отделения, м	36,5
– ширина по фронту, м	64,0
– по глубине, м	24,6
Размеры горелочной амбразуры:	
– ширина, м	0,7
– высота, м	1,2
– канал для первичного воздуха, м ²	0,70×0,36
– канал для вторичного воздуха, м ²	0,70×0,84
Число горелок по фронту, шт.	32
Число двухсветных экранов, шт.	15
Угол наклона горелочных струй,	15
Углы диффузора (в градусах):	
– переднего	20
– заднего	30
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,15

За исходный для технико-экономического и экологического сопоставления энергоблока с ПВТ-800 принят энергоблок 800 МВт Березовской ГРЭС-1 с котлом П-67 с сухим шлакоудалением.

Технологическая схема энергоблока 800 МВт ЭЧТЭС на принципе МПК. Основной концептуальный подход по созданию угольной ЭЧТЭС состоит в формировании вокруг электростанции сопряженных с ней предприятий, фабрик, хозяйств и др., предназначенных для переработки практически всех видов отходов с последующим выпуском широкой номенклатуры продукции с потребительскими свойствами. На рисунке 1 представлена схема утилизации отходов ТЭС. По-нашему мнению, именно ЭЧТЭС с инновационными технологиями переработки отходов должны формировать теплоэлектроэнергетику России в будущем.

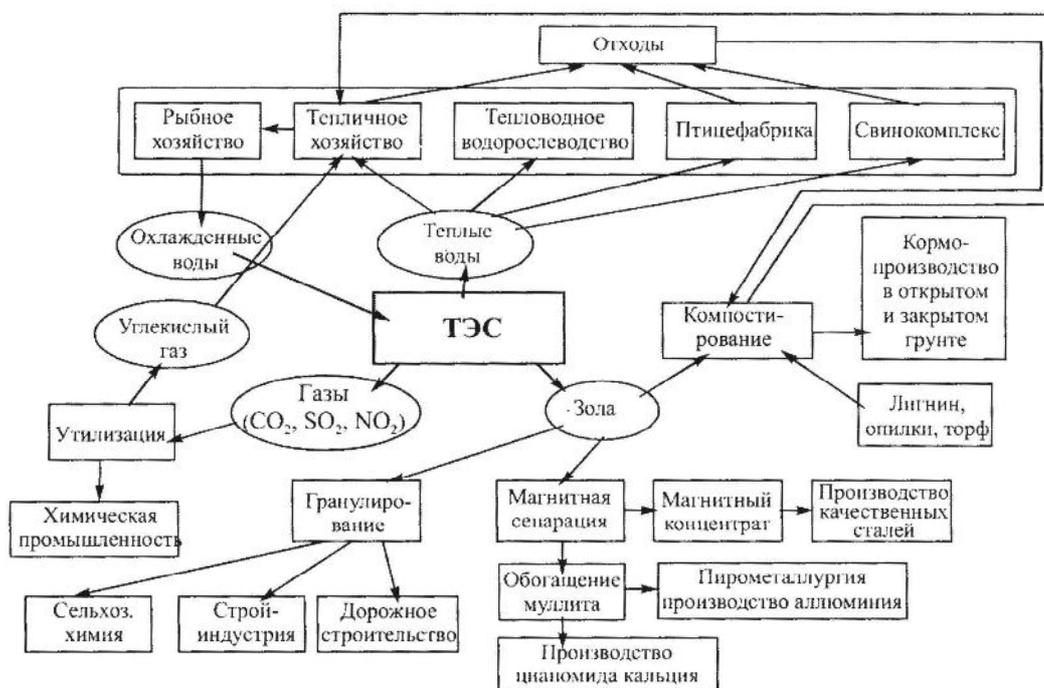


Рис. 1. Схема утилизации отходов ТЭС

На рисунке 2 представлена технологическая схема энергоблока ТЭС на принципе мультипродуктового кластера с электронно-лучевой очисткой (ЭЛО) дымовых газов с применением аммиака, утилизацией золошлаков с целями использования в строительстве, химическом производстве, сельском хозяйстве, получении подпиточной воды для котлов за счет тепловых выбросов и др.

Остановимся на особенностях **электронно-лучевого обезвреживания (ЭЛО)** дымовых газов. Этот инновационный метод относится к окислительному типу совместной очистки газов от SO_2 и NO_x . В зави-

симости от модификации метода токсичные продукты могут извлекаться в виде, что важно, либо смеси нитрата и сульфата аммония (минеральные удобрения), либо в виде разбавленных кислот. Наиболее известно японское технологическое решение электронно-лучевой очистки – Эбара-процесс [9]. Схема этого процесса приведена на рисунке 3.

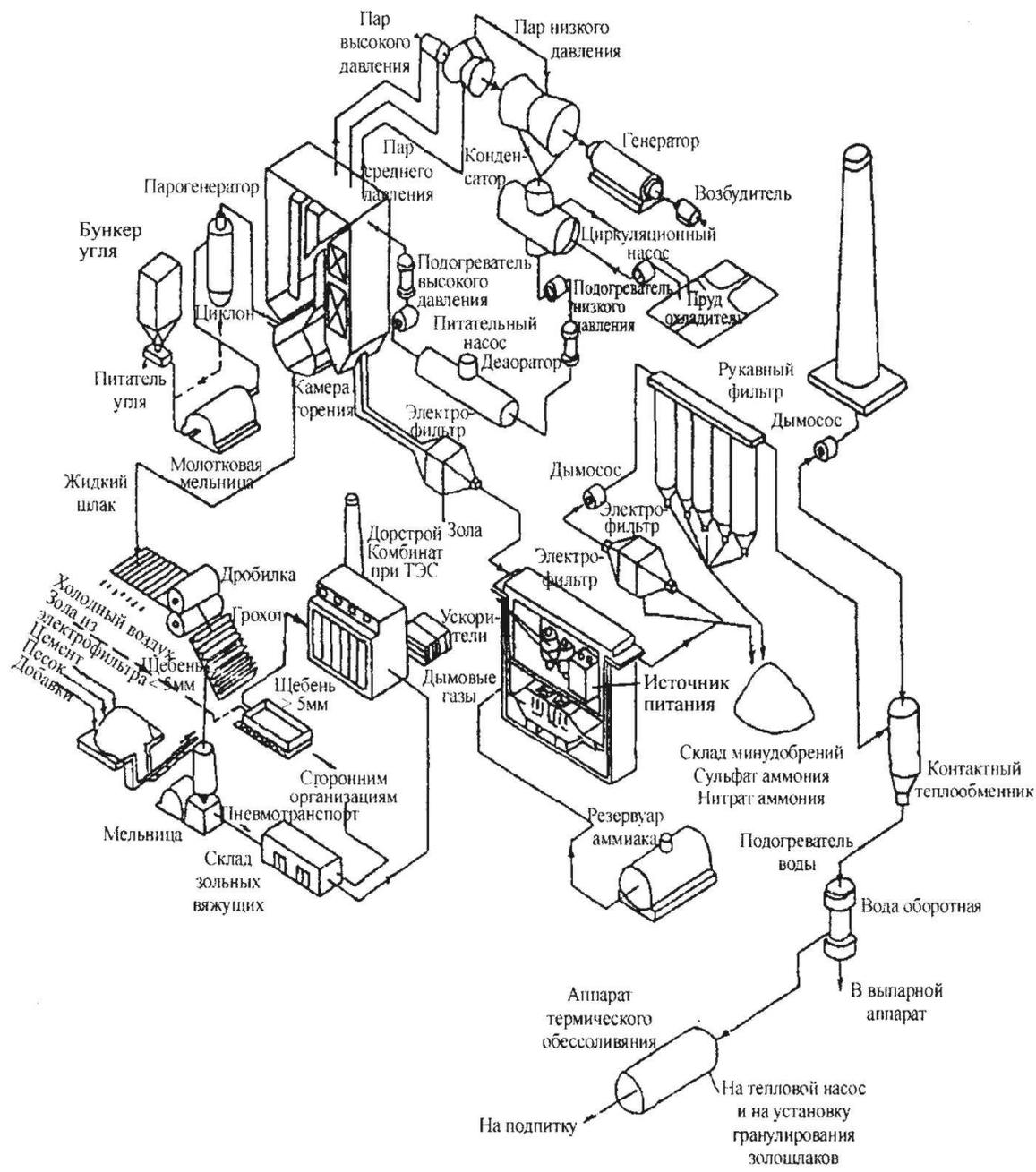


Рис. 2. Технологическая схема энергоблока ТЭС 800 МВт на принципе МПК с лучевой очисткой дымовых газов «сухим» способом

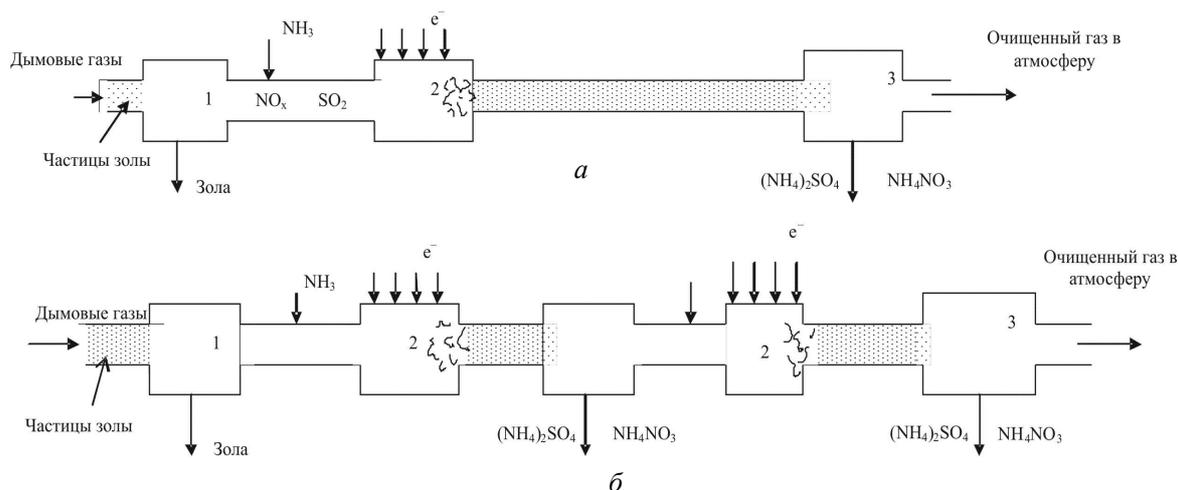


Рис. 3. Схема Эбара-процесса:

а – базовый вариант; *б* – вариант последовательного облучения с оптимизацией режима облучения на каждой стадии; 1 – электрофильтр; 2 – камера облучения; 3 – рукавный фильтр

По укрупненным оценкам [9, 10], стоимость установки ЭЛО энергоблока 800 МВт будет составлять порядка 96 млн. \$, а стоимость раздельной очистки традиционными способами (каталитический и известковый) – свыше 160 млн. \$. При этом потребуется около 11–14 МВт суммарной мощности для ускорителей. При дозах облучения 15–20 Дж/г эффективность обезвреживания по SO_2 достигает 95 %, по NO_x – 80 %. При сжигании одного кг березовского угля КАБ в вихревой топке со средним коэффициентом избытка воздуха 1,15 образуется $5,76 \text{ м}^3$ газовых продуктов сгорания. Тогда часовой выброс одного энергоблока составит 2730 тыс. м^3 , а всей станции – 21,84 млн. м^3 . Валовой годовой выброс продуктов сгорания в атмосферу при числе часов использования установленной мощности 7040 часов составит 153,7 млрд м^3 в год. В рассматриваемой ЭЧТЭС с эффективностью очистки до экологически требуемого уровня по NO_x от $0,5 \text{ г/нм}^3$ (наши компьютерные расчеты по схеме Митчелла-Тэрбелла [11]) до $0,15 \text{ г/нм}^2$, а по SO_2 от $0,59$ до $0,2 \text{ г/нм}^3$ потребуется нейтрализовать в год 53,81 млн. т NO_x и 59,96 млн. т SO_2 .

Для реализации предлагаемой ЭЛО дымовых газов требуются финансовые вложения в размере 420 \$/кВт [12]. Тогда капитальные вложения на установку ЭЛО для ЭЧТЭС 6,4 ГВт составят порядка 2,7 млрд \$. Если использовать традиционные раздельные методы денитрификации и десульфуризации (селективное каталитическое восстановление, абсорбция и др.), то в этом случае капитальные затраты увеличиваются

практически вдвое. В свете современных экологических и экономических требований к ТЭС внедрение ЭЛО-технологии является перспективным. Важно указать, что отработанные газы после ЭЛО не обладают остаточной радиоактивностью. Технологическая цепочка ЭЛО показана на общей схеме энергоблока (см. рис. 2). С использованием в схеме ЭЛО аммиака в эквимолярном количестве («сухой» способ) выход смеси сульфата и нитрата аммония (минудобрения) составит порядка 3,1 кг/с [13] на один энергоблок 800 МВт, что соответствует годовому выводу с ЭЧТЭС 6,4 ГВт при числе часов использования установленной мощности 7040 в 620 тыс. т/год. Выручка от продажи этого количества удобрений по действующим на сегодня ценам составляет 323,0 млн. \$/год.

Золошлаковые отходы и твердые летучие выбросы ТЭС. Выход золы и шлака от рассматриваемой ЭЧТЭС 6,4 ГВт при сжигании КАУ (при $A_p \cong 6\%$) по материальному балансу составил ~ 1230 тыс. т/год. В ПВТ 800 МВт в условиях жидкого шлакоудаления через нижнюю лентку топки выводится 65 % шлака. При этом коэффициент уноса «летучей золы» составляет 0,35. С использованием «Эбара-процесса» совместной очистки от токсичных газовых компонент устанавливается дополнительная ступень (вторая) улавливания золы в виде рукавного фильтра. В результате годовое количество летучей золы, задержанное в электрофильтрах и рукавных фильтрах со всей ЭЧТЭС составит 430 тыс. т/год. Массовая доля шлака, который выводится через систему шлакоудаления, тогда составит ~ 800 тыс. т/год. Из-за высокого содержания СаО система гидрошлакоудаления становится неработоспособной вследствие зарастания решеток и золопуска гидратными новообразованиями, поэтому в ЭЧТЭС предлагается сухая система обработки шлака и золы. Технологическая схема утилизации шлака и золы представлена на рисунке 4.

Комплексный эффект от полной утилизации золошлаковых отходов с ЭЧТЭС будет складываться из следующих составляющих:

- получение строительной индустрией нового зольного вяжущего и изделий на его основе;
- ликвидация золоотвала;
- улучшение санитарного состояния окружающей среды;
- реальная перспектива создания сберегающих энергетические, сырьевые и водные ресурсы технологии производства строительных материалов на основе отходов теплоэнергетики.

Комплекс утилизации золошлаков показан также на общей технологической схеме энергоблока 800 МВт (см. рис. 2). Укажем, что использование сухих золошлаков с ЭЧТЭС на КАУ является разнообразным и широкомасштабным [14, 15]. Количества золы и шлака от ЭЧТЭС хватит для производства в год:

- 200 млн. т цемента (для сравнения в Сибири существующий годовой уровень выпуска составляет порядка 15 млн. т);
- 17 млрд шт. силикатного кирпича (годовой объем в Сибири составляет около 20 млн. шт.);
- 0,43 млн. т ферросилиция (раскислитель в черной металлургии);
- карбида кальция в количестве 1,2 млн. т и цианомида кальция – 4,2 млн. т (существующий уровень производства в Сибири этих веществ в год 0,24 млн. т и 0,75 млн. т соответственно).

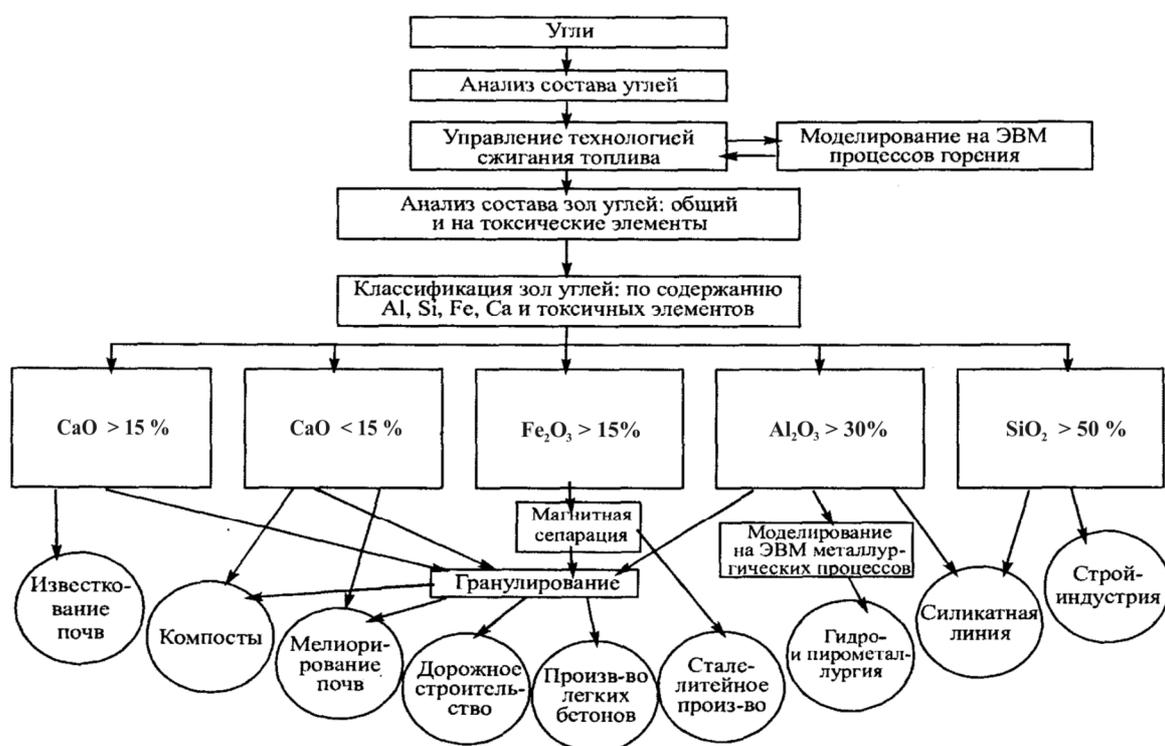


Рис. 4. Схема утилизации золы и шлака

В зависимости от спроса с МПК может быть выдана и другая номенклатура готовой продукции.

В таблице 2 дано сравнение по основным показателям ЭЧТЭС и Березовской ГРЭС-1 мощностью 6,4 ГВт (с учетом реализации только минеральных удобрений и золошлаковых отходов), а в таблице 3 – по укрупненным технико-экономическим показателям.

Таблица 2. – Перечень основных показателей экологически чистой ТЭС (сухой способ ЭЛО) и их сравнение с действующей Берёзовской ГРЭС-1

Показатель	Экологически чистая ТЭС	Берёзовская ГРЭС-1
Электрическая мощность ТЭС, МВт:		
проектная	6400	6400
единичная	800	800
Характеристики основного тепломеханического оборудования		
Парогенератор с вихревой топкой:		
паропроизводительность, т/ч	2650	2650
давление первичного пара, МПа	25,5	25,0
температура первичного пара, °С	560	545
Турбоустановка К-800-23,5-5		
мощность, МВт	800	800
давление пара, кг/см ²	245	240
температура пара, °С	545	540
температура промежуточного перегрева, °С	545	540
Генератор, мощность, МВт	800	800
Использование отходов основной и природоохранных технологий		
Производство минеральных удобрений, тыс. т/г	620	600
В том числе: азотных	260	–
известковых	360	600
Прибыль от реализации минеральных удобрений, млн. \$/г	323,0	300,0
В том числе: азотных	143,0	–
известковых	180,0	300,0
Прибыль от использования минудобрений, ц/(кВт ч)	1,14	1,06
Производство строительных материалов из золошлаков тыс. т. в год	890	500
Бетонные конструкции, тыс. т/г	216	–
Силикатный кирпич, тыс. т/г	284	–
Вяжущие материалы, тыс. т/г	155	–
Цементная промышленность, тыс. т/г	111	–
Дорожное строительство, тыс. т/г	124	–
Прибыль от реализации стройматериалов, млн. \$/г	626	349
Использование золы в сельском хозяйстве для производства сырцовых гранул, тыс. т/г	340	600
Удельная прибыль от использования золошлаков, ц/(кВт·ч)	2,11	1,02
Общая прибыль от реализации твердых отходов, млн. \$/г	950	416

Таблица 3. – Укрупненные технико-экономические показатели для пылеугольных ГРЭС (8×800 МВт) на березовских углях КАБ

Наименование показателя	ед. изм.	Экологически чистая ТЭС с ПВТ	Березовская ГРЭС-1
Среднегодовая нагрузка блоков	%	95,9	95,9
Число часов использования установленной мощности	час	7040	6800
Расход электроэнергии на собственные нужды	%	4,05	3,38
Годовой отпуск электроэнергии	млрд кВт·ч	45	43,5
Удельный расход условного топлива	г/кВт·ч	278	280
Капитальные вложения в промышленное строительство, в том числе в строительные-монтажные работы	млн.\$	1384	1613
Удельные капитальные вложения на один установленный кВт	– « –	646	776
Себестоимость отпущенной электроэнергии	\$/кВт	1760	2058
	ц/кВт·ч	7,8	8,4

Нейтрализация промышленных стоков с ЭЧТЭС реализуется по следующей схеме (см. рис. 5). Объемы сточных внутристанционных вод с одного энергоблока 800 МВт приведены в таблице 4. Нефтедержавшие стоки (с концентрацией 30 мг/л) очищаются сначала в установке обесмасливания. Стоки, доведенные до содержания масла 0,5–1,0 мг/л, смешиваются с условно чистыми стоками и в количестве 1650 т/ч поступают в контактный теплообменник с каплеуловителем, который одновременно является и ступенью мокрой очистки. Так как общее количество очищаемой воды, подаваемой в теплообменник, значительно больше той, что подается с условно чистыми стоками, то водный небаланс компенсируется циркуляционной водой. Циркуляционная вода в количестве 220 м³/ч обеспечивает разбавление предварительно очищенных нефтедержавших вод до содержания нефти в остатке менее 0,1 мг/л, что допустимо для питательной воды, используемой в энергоблоках.

В качестве контактного теплообменника используются центробежные скрубберы ВТИ диаметром 7 м с двумя поясами орошения. Расход дымовых газов через скруббер – 792·10³ м³/ч, их число – 4. Температура отводимой из скруббера циркулирующей воды составляет примерно 58 °С. Эта вода поступает в многоступенчатый испаритель мгновенного вскипания конструкции Сибирского «Техэнергохимпрома», где под вакуумом испаряется и охлаждается. Образовавшийся при этом пар конденсируется на трубках конденсатора, а вода дистиллята в количестве порядка 80 м³/ч направляется в контур питательной воды энергоблока.

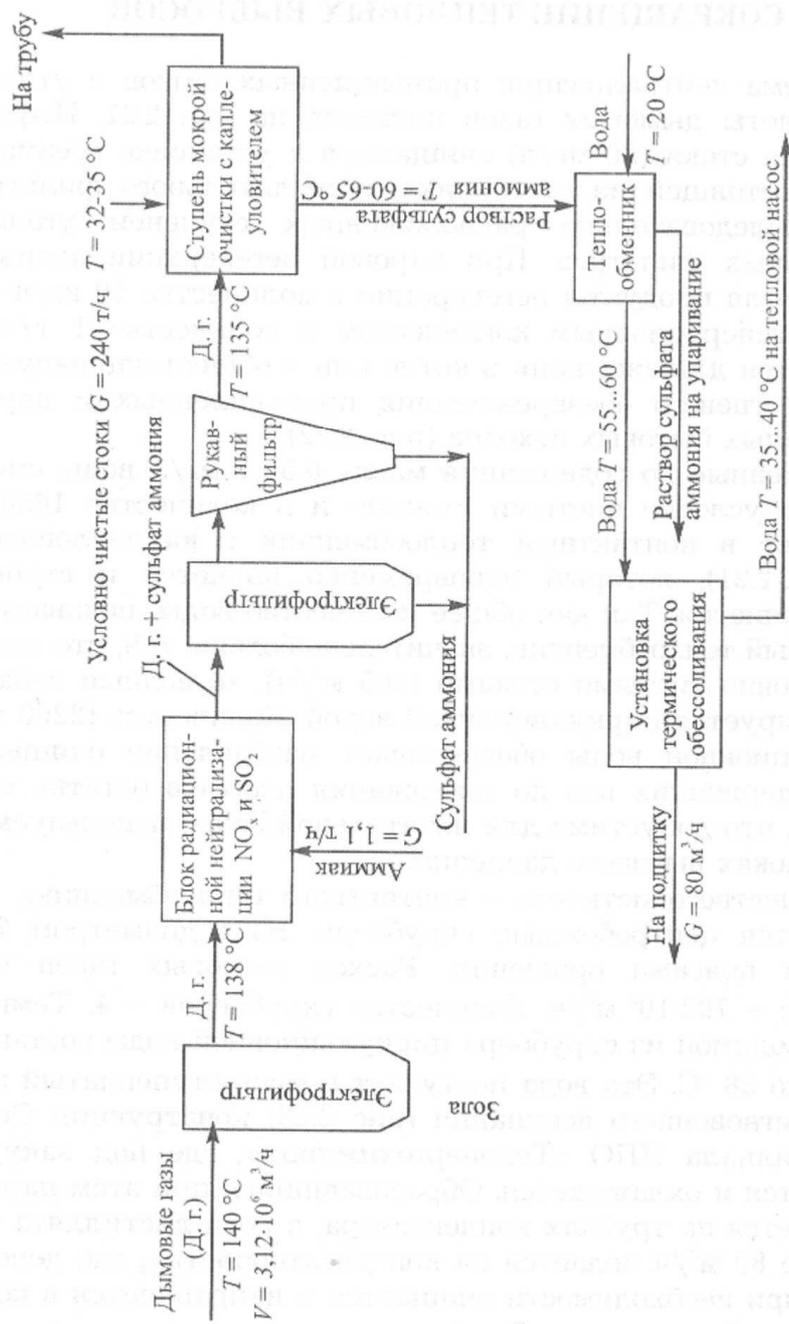


Рис. 5. Схема нейтрализации промышленных стоков с ЭЧТЭС

Такая система приводит к отказу от системы химической водоподготовки (ХВО) на ЭЧТЭС, что, естественно, связано с получением дополнительной экономии средств. Высокоминерализованный рассол (100–150 г/л) с температурой 35–40 °С из установки термического обессоливания (УТО) направляется в тепловой насос, а затем охлажденный он после испарителя теплового насоса сбрасывается в установку гранулирования золошлаковых отходов (ГЗО), в которой используется вода с повышенной концентрацией минеральных солей. Переход на термическое обессоливание агрессивных стоков путем использования их низкопотенциальной теплоты, кроме экологического эффекта, имеет и экономическую эффективность. Себестоимость получения питательной воды при термическом обессоливании примерно в 5 раз ниже, чем в установках ХВО.

Данные о промышленных внутриванционных стоках одного энергоблока приведены в таблице 4.

Таблица 4. – Расход сточных вод на энергоблок 800 МВт

Источники образования	Среднегодовой, тыс. т/год	Среднесуточный, т/сут.	Среднечасовой, т/ч
Охлаждение подшипников, вспомогательных механизмов котельного отделения	219	600	25
Охлаждение пробоотборников котлов	526	1440	60
Замасленные стоки (главный корпус, ЦРМ, компрессорная, мазутонасосная)	614	1680	70
Гидроуборка и гидросмыв (1 раз в сутки)	88	240	10
Суммарные промышленные сбросы, в том числе:	1445	3960	165
условно чистые стоки	832	2250	95
нефтедержащие	614	1680	70

Получение дистиллята за счет утилизации теплоты дымовых газов. Техничко-экономические обоснования различных способов получения дистиллята (химобессоливание, электролиз, дистилляция) показывают, что наиболее экономичным и экологически чистым является дистилляционный метод на базе установок мгновенного вскипания (УМВ). Установка работает следующим образом (см. рис. 6).

Использование низкопотенциальной теплоты энергоблока с помощью теплонасосных установок. Тепловая мощность низкопотенциальной теплоты энергоблока 800 МВт составляет около 4 ГДж/ч.

Температура этого сбросного тепла в основном невелика, в среднем около $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, хотя незначительная часть тепловых потерь имеет относительно высокий потенциал: дымовые газы порядка 5% и около 6% теплоты содержатся в стоках с температурой около $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, таких как продувочная вода котлов и вода из системы охлаждения УТО. Полезное использование этой теплоты для целей теплоснабжения и теплофикации при применении конвекторного или воздушного калориферного отопления (приточная вентиляция, прямое калориферное отопление, тепловые завесы) может осуществляться с получением значительного экономического эффекта. При этом потребность в теплоте низкого потенциала составляет в частности:

- в системе теплоснабжения и горячего водоснабжения главного корпуса ЭЧТЭС и вспомогательных зданий разных служб около 40 ГДж/ч ;
- в системе получения рассола УМВ для УГЗ примерно 30 ГДж/ч .

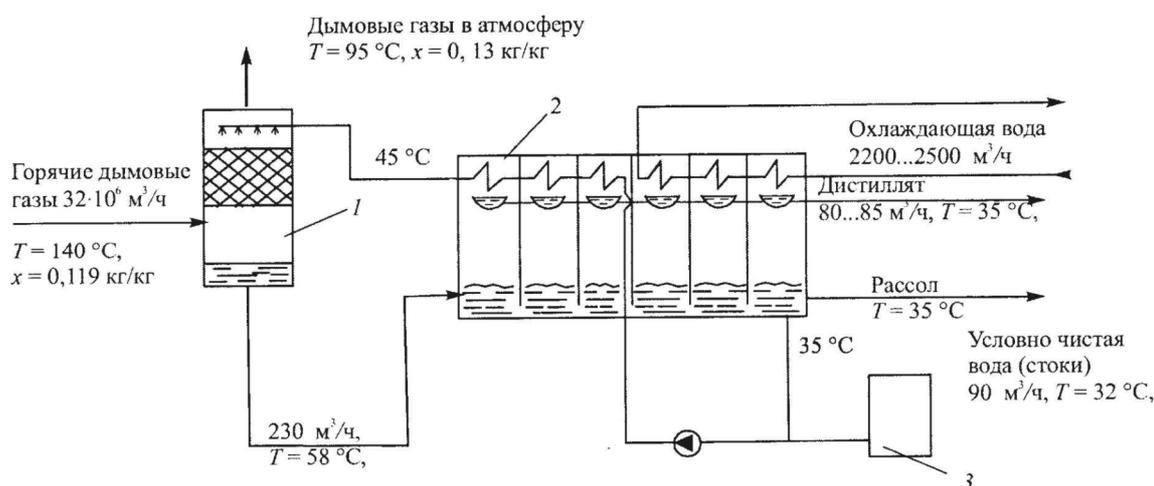


Рис. 6. Принципиальная схема установки для получения дистиллята

Заключение

Разработаны научно-технические основы и схемные решения по созданию ЭЧТЭС на березовском угле КАБа с вихревой технологией сжигания на принципе мультипродуктового кластера с производством не только основной продукции (электро- и теплоэнергия), но и дополнительной из отходов с потребительскими свойствами. Реализация таких мультипродуктовых кластеров является, по-нашему убеждению, стратегическим направлением развития российской и мировой энергетики.

Технико-экономическая эффективность энергоблока 800 МВт ЭЧТЭС с вихревой технологией сжигания превосходит существующий

аналог Березовской ГРЭС с котлом П-67. При этом удельный расход условного топлива 278 г/кВт·ч (на 0,7 % ниже), удельные какложения 1760 \$/кВт·ч (на 13 % меньше) и себестоимость отпущенной электроэнергии 7,8 ц/кВт·ч (на 9,5 % ниже). Расход угля на ЭЧТЭС сокращается на 60 тыс. т у.т./год, а капвложения в главный корпус снижаются на 13,7 млн. \$.

Предложена новая система обезвреживания газовых токсичных выбросов NO_x и SO_x , основанная на электронно-лучевой технологии, позволяющая при использовании аммиака получать дефицитные аммонийные минудобрения (смесь сульфата и нитрата аммония) в виде порошка. При этом капвложения на 1 кВт установленной мощности увеличиваются примерно на 420 \$ (не более 20 % от суммарных затрат на ЭЧТЭС). Чистый доход от продажи только минеральных удобрений по мировым ценам составит 323 млн. \$ в год.

Предложены технические решения и технологические схемы по утилизации золошлаковых отходов при сжигании березовского угля КАБ. Выход золы и шлака от предлагаемой ЭЧТЭС в концепции МПК составляет 1230 тыс. т/год (шлака – 800 тыс. т/год, золы – 430 тыс. т/год). Количество этой золы от ЭЧТЭС хватит для производства в год: 200 тыс. т цемента, выпуск 17 млрд шт. силикатного кирпича, 0,43 тыс. т ферросилиция, 1,2 тыс. т карбида кальция, 4,2 тыс. т цианмида кальция. В зависимости от спроса с МПК может быть выдана и другая номенклатура готовой продукции.

Решены также вопросы по утилизации тепловых выбросов с ЭЧТЭС с получением на базе аппаратов мгновенного вскипания подпиточной воды котлов без применения спецхимводоочистки. Себестоимость полученной подпиточной воды примерно в пять раз ниже, чем в установке ХВО. Разработаны также технологические схемы нейтрализации агрессивных жидких стоков с ЭЧТЭС. С помощью теплонасосной техники на базе тепловых источников низкого потенциала предложены технические системы теплоснабжения и теплофикации.

Разработанные научно-технические и технологические основы создания ЭЧТЭС на принципе МПК, выполненные расчеты и анализ технико-экономических показателей для производства различных видов продукции с потребительскими свойствами, в том числе, и из отходов, показали ее техническую эффективность и финансовую состоятельность. При существующем оборудовании, ценах и тарифах на производимую продукцию, ЭЧТЭС за период жизненного цикла окупится более чем в три раза. Уже после восьми лет с начала сооружения МПК он начинает приносить прибыль.

Разработанная методология создания ЭЧТЭС в концепции мульти-продуктового кластера является достаточно универсальной и может быть успешно тиражирована применительно к другим углям, альтернативным технологиям сжигания, разным мощностям энергоблока и станции в целом, др.

Список литературы:

1. Росляков П.В., Изюмов М.А. Экологически чистые технологии использования угля на ТЭС (учебное пособие). – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 124 с.
2. Саломатов В.В. Природоохранные технологии на ТЭС и АЭС. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 852 с.
3. Энергетическая стратегия России на период до 2030 г. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г., № 1715
4. Доброхотов В.И. Программа «Экологически чистая энергетика» // Теплоэнергетика. – 1992. – № 8.
5. Голованов Н.В., Митор В.В., Ицковский М.А. и др. Освоение и исследование головных парогенераторов с вихревой топкой // Труды ЦКТИ. – 1979. – Вып. 154.
6. Попов А.А., Голованов Н.В. и др. Результаты освоения и исследований опытно-промышленной котельной установки с котлом ТПЕ-427 // Сиб. физ.-тех. журнал. – 1991. – Вып. 5.
7. Алехнович А.И. Шлакование энергетических котлов. – Челябинск: ЧФ ПЭИПК. – 2006.
8. Саломатов В.В., Красинский Д.В., Кейно А.В. и др. Результаты физического и математического моделирования процессов переноса и горения твердого топлива в вихревой топке // Труды Международного симпозиума по горению. – Алматы. – 2009.
9. Kawamura K., Shui V. Radiation treatment for reforming SO₂ and NO_x from exhaust gases // Ind. Appl. Radiat. Technol. Proc. Int. Conf. Grenoble. – 1981. – P. 197–215.
10. Frank N., Kawamura K., Miller G. Desing notes on testing conducted during the period 1985 -1986 // Electron beam processing of combustion flue gases. – IAEA. – Vienna, 1987. – P. 97-119.
11. Саломатов В.В. Результаты исследований топочных процессов в котлах с вихревой технологией сжигания // Теплоэнергетика. – 2012. – № 6.
12. Полянский В.А., Полянский А.М., Михайлов С.Я. и др. Оценка экономической эффективности нового способа очистки топочных газов от окислов серы и азота // Экономика, экология и общество России в 21-м столетии. Международная научно-практическая конференция, СПб., 2001.
13. Белогривцев В.М., Коротеев А.С., Ризаханов Р.Н. и др. Исследование электронно-лучевой технологии в системах очистки дымовых газов угольных ТЭС // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1991. – №3.
14. Волженский А.В., Иванов И.А., Виноградов Б.Н. Применение зол и топливных шлаков в производстве строительных материалов. – М.: Стройиздат, 1984.
15. Савинкина М.А., Логвиненко А.Т. Золы канско-ачинских бурых углей. – Новосибирск: Наука, 1979.

**ЕДИНОЕ МАЛОПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ
СОСТОЯНИЯ ДЛЯ ИНЖЕНЕРНЫХ РАСЧЕТОВ
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВЕЩЕСТВ**

Каплун А.Б., д.т.н., Мешалкин А.Б., д.ф.-м.н.
Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск
E-mail: kaplun@itp.nsc.ru

Существует мнение, что в связи с развитием компьютерной техники все (или большинство) проблемы описания термодинамической поверхности однокомпонентных веществ могут быть решены с помощью формальных многопараметрических уравнений, содержащих многие десятки и даже сотни эмпирических коэффициентов. С таким мнением трудно согласиться, поскольку эти уравнения имеют целый ряд известных принципиальных недостатков.

В связи с этим проблема разработки достаточно простых физически обоснованных единых малопараметрических уравнений состояния по-прежнему представляется вполне актуальной.

В литературе опубликовано множество (свыше 200) малопараметрических УС однокомпонентных веществ. Наиболее детально такие уравнения проанализированы в обзоре [1].

В предыдущих работах [2–7] нами получены полуэмпирические УС, которые по точности описания экспериментальных данных хотя и уступают многопараметрическим уравнениям, но имеют определенное физическое обоснование. При этом учтены как известные, так и найденные авторами условия и ограничения, которым должно удовлетворять «правильное» уравнение состояния [2–7]. В их числе:

1. Установлена предпочтительная структура уравнения состояния [4]. Показано, что фактор сжимаемости однокомпонентного вещества должен содержать слагаемое, которое является функцией только плотности.

2. С помощью предложенного нами модифицированного ступенчатого потенциала межмолекулярного взаимодействия в [5] получены уравнения для второго вириального коэффициента веществ с полярными и неполярными молекулами.

3. С помощью строгих уравнений термодинамики установлено [3], что изохорная теплоемкость (регулярная часть) всюду на термодинамической поверхности, в том числе и на спинодали, остается конечной и положительной.

В настоящей работе в развитие изложенного подхода предложено новое единое уравнение состояния жидкости, газа и флюида для расчета термических и калорических свойств веществ, которое описывает экспериментальные данные в основном в пределах погрешности эксперимента. Это уравнение имеет вид:

$$Z = 1 + a_1(e^{a_2 \cdot \tau} - 1 - a_2 \cdot \tau)(\omega_{tr} - \omega)^2(4\omega - \omega_{tr})\omega - a_3\omega(e^{-\tau} - 1) - a_4\omega(e^{-3 \cdot \tau} - 1) - a_5\omega\tau - a_6(e^{6 \cdot \tau} - 6 \cdot \tau)(\omega_{tr} - \omega)^3(3\omega - \omega_{tr})\omega^2 + (1) \\ + \frac{a_7\omega}{1 - Z_c\omega} + \frac{a_8\omega^2}{(1 - Z_c\omega)^2} + \frac{a_9\omega^3}{(1 - Z_c\omega)^3} + \frac{a_{10}\omega^4}{(1 - Z_c\omega)^4}$$

Здесь $Z = P/\rho RT$ – фактор сжимаемости, P – давление, $\rho = 1/V$ – плотность, V – удельный объем, T – абсолютная температура, R – газовая постоянная вещества, T_c – критическая температура, ρ_c – плотность вещества в критической точке, ρ_{tr} – плотность в тройной точке, $\tau = T_c/T$ – приведенная обратная температура, $\omega = \rho/\rho_c$ – приведенная плотность, $\omega_{tr} = \rho_{tr}/\rho_c$ – приведенная плотность в тройной точке, a_0 – a_{10} – подгоночные коэффициенты. Уравнение (1) содержит 10 эмпирических коэффициентов. Коэффициенты в (1) находятся методом наименьших квадратов по экспериментальным P - V - T данным. После того как найдены коэффициенты искомого уравнения значения плотности при заданных температуре и давлении рассчитываются из этого уравнения численным методом. В (1) могут быть строго выполнены три классических критических условия (см. рис. 1).

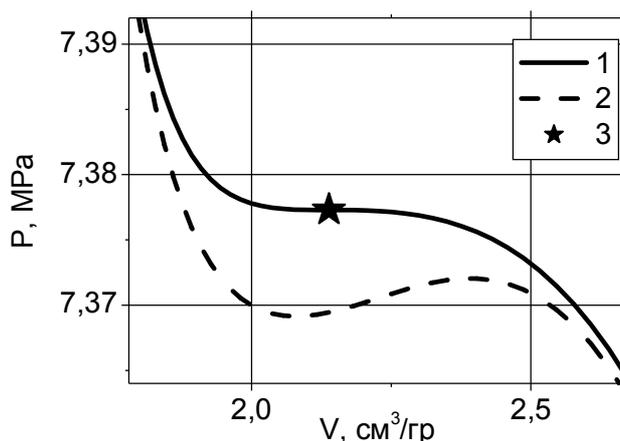


Рис. 1. Критическая P - V изотерма для диоксида углерода:
 1 – расчет по (1); 2 – расчет по [8];
 3 – критическая точка

При наложении этих условий число варьируемых эмпирических коэффициентов уменьшается до 7, а три коэффициента выражаются через остальные. Подчеркнем, что в малопараметрических уравнениях состояния критические условия (без потери точности описания экспериментальных данных) удалось выполнить впервые.

На рисунке 2 в качестве примера приведены отклонения рассчитанных по (1) значений плотности диоксида углерода CO_2 от табличных данных [12]. Как видно из рисунка 2, расхождения между рассчитанными по (1) и табличными данными [12] в широкой области параметров состояния не превышают 0,2–0,3 %, за исключением данных в околокритической области.

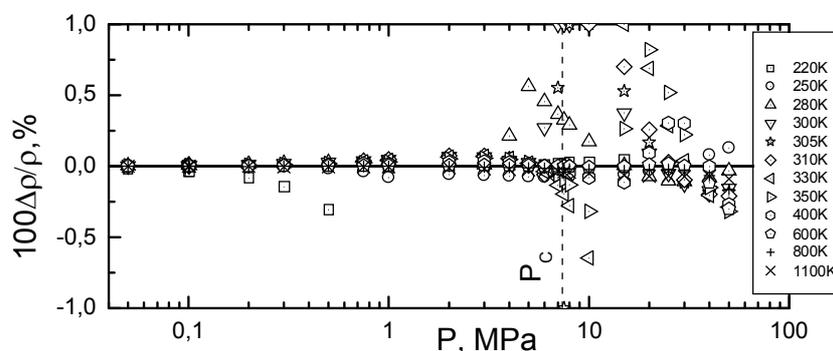


Рис 2. Отклонение рассчитанных по (1) значений плотности диоксида углерода от табличных данных, рассчитанных по эталонному УС [12] (185 подгоночных коэффициентов).
Свыше 50 МПа – экстраполяция по (1)

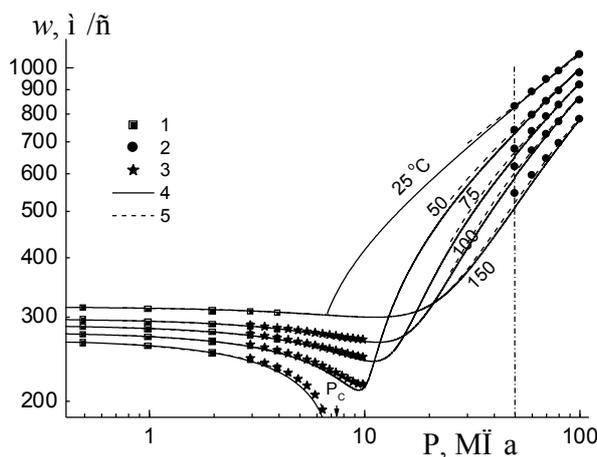


Рис 3. Сопоставление рассчитанных по (1) значений скорости звука в CO_2 с экспериментальными данными:
1 – данные [10]; 2 – данные [9]; 3 – данные [11]; 4 – расчет по (1) (10 коэффициентов); 5 – расчет по [12] (185 коэффициентов).
От 50 до 100 МПа – экстраполяция по (1)

Как известно, с помощью дифференциальных уравнений термодинамики по термическим данным с использованием УС (1) могут быть рассчитаны калорические свойства веществ, такие, как энтальпия, энтропия, теплоемкость и др. Детальный анализ результатов такого расчета из-за ограниченности места мы здесь привести не можем. Ограничимся только приведенными на рисунке 3 в качестве иллюстрации результатами априорного расчета равновесной скорости звука в CO_2 . Подчеркнем, что в этом расчете никаких данных по скорости звука и по калорическим данным не использовалось, кроме энтальпии идеального газа.

Список литературы:

1. Спиридонов Г.А., Квасов И.С. Эмпирические и полуэмпирические уравнения состояния газов и жидкостей // *Обзоры по теплофизическим свойствам веществ* – М.: ИВТАН СССР, 1986. – № 1 (57). – С. 45–117.
2. Kaplun A.B., Meshalkin A.B. // *J. Chem. Eng. Data*. – 2010. – V. 55. – P. 4285.
3. Каплун А.Б., Мешалкин А.Б. О поведении некоторых термодинамических характеристик однокомпонентного вещества в области ограниченной линией равновесия жидкость–пар // *ТВТ*. – 2008. – Т. 46. – № 3. – С. 383.
4. Каплун А.Б., Мешалкин А.Б. О термодинамическом обосновании формы единого уравнения состояния жидкости и газа // *ТВТ*. – 2003. – Т. 41. – № 3. – С. 373.
5. Каплун А.Б., Мешалкин А.Б. Приближенные и высокоточные уравнения состояния однокомпонентных нормальных веществ // *ЖФХ*. – 2006. – Т. 80. – № 11. – С. 2097.
6. Kaplun A.B., Meshalkin A.B. Simple Self-empirical Equation of State of Liquid and Gas for Engineering Calculation // *J. Chem. Eng. Data*. – 2011. – V. 56. – P. 1463–1467.
7. Каплун А.Б., Мешалкин А.Б. Малопараметрические термические и калорические уравнения состояния реального газа // *ТВТ*. – 2010. – Т. 48. – № 5. – С. 692–698.
8. Span R., Wagner W. Equations of State for Technical Applications. I. Simultaneously Optimized Functional Forms for Nonpolar and Polar Fluids // *Intern. J. of Thermophysics*. – 2003. – V. 24. – № 1. – P. 1–39.
9. Новиков И.И., Трелин Ю.С. // *Теплоэнергетика*. – 1962. – Т. 9. – № 2. – С. 78.
10. Груздев В.А., Слабняк В.И. // *Исследование теплофизических свойств веществ. Сборник научных трудов*. Новосибирск, «Наука». – 1970. – С. 150.
11. Питаевская Л.Л., Билевич А.В. // *ЖФХ*. – 1973. – Т. 47. – № 1. – С. 227.
12. Span R., Wagner W. A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa // *J. Phys. Chem. Ref. Data*. – 1996. – V. 25. – P. 1509–1596.

ДИФФУЗИОННОЕ ГОРЕНИЕ МЕТАНА

Накоряков В.Е., академик РАН, Елистратов С.Л., д.т.н., Мисюра С.Я.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: nakve@itp.nsc.ru; elistratov@itp.nsc.ru; misura@itp.nsc.ru

От альтернативных источников энергии уже сегодня зависит энергетическая и экологическая безопасность и устойчивое развитие общества. На океанском дне открыты огромные месторождения природного газа в газовых гидратах, которые начинают осваиваться и разрабатываются технологии по добыче, транспортировке и хранению газовых гидратов метана. Передовые научные центры и мировые промышленные корпорации разрабатывают технологии создания и хранения гранулированного порошка гидрата метана [1]. Для исключения разрушения клатрата при хранении создаются отрицательные температуры и высокое давление во внешней среде, что требует высоких энергетических затрат и уменьшает эффективность использования данного природного сырья. Для исключения самовозгорания газового гидрата при его промышленном применении, требуется комплексное исследование процесса горения выделяющегося метана из разрушающегося клатрата. Практически отсутствуют экспериментальные и теоретические данные по скоростям диссоциации при горении. Горение метана при диссоциации газового гидрата исследовалось в работах [2–5].

Кинетика диссоциации газовых гидратов определяется степенью отклонения давления и температуры от кривых равновесия. Искусственные и природные газовые гидраты имеют кубическую структуру элементарной ячейки sI, sII, а также структуру sH [6]. Газовые гидраты метана и гидраты природных газов имеют структуру sI. Особенности разрушения газовых гидратов и условия создания экстремально низких скоростей распада (самоконсервация) изучались в [7–9]. Механизм горения метана связан не только с разложением клатрата, но и с гидродинамикой и теплообменом потока окислителя (воздуха). На поверхности порошка при горении возникает свободное конвективное движение воздуха. Скорость химической реакции в пламени будет определяться режимом течения газа (ламинарное или турбулентное), диффузионным и конвективным перемешиванием. Современные модели широко используют синтез уравнений кинетики и турбулентных статистические модели для замыкания. Обычно рассматриваются небольшие возмущения фронта горения, вызывающие незначительные искривления поверхности фронта пламени и возникновение ячеистых структур. Данные модели связываются как с гидродинамической неустойчивостью фронта

пламени, так и с диффузионно-тепловой моделью. Экспериментальные данные настоящей работы показывают, что небольшие неоднородности плотности потока газа при диссоциации гидрата метана приводят к потере устойчивости фронта пламени и к образованию крупномасштабных вихрей и к нестационарному диффузионному горению.

Схема экспериментальной установки и методика эксперимента приведены в [5]. Скорость выделяющегося метана из разрушающегося клатрата определялась путём пересчёта весовых и волюметрических измерений.

На рисунке 1 показаны кривые изменения скорости метана от времени. Максимальная скорость истечения метана с поверхности порошка при горении примерно равна 0,01–0,011 м/сек (кривая 2) и для случая без горения соответствует 0,001 м/сек (кривая 1). Горение увеличило плотность потока метана почти в 10 раз.

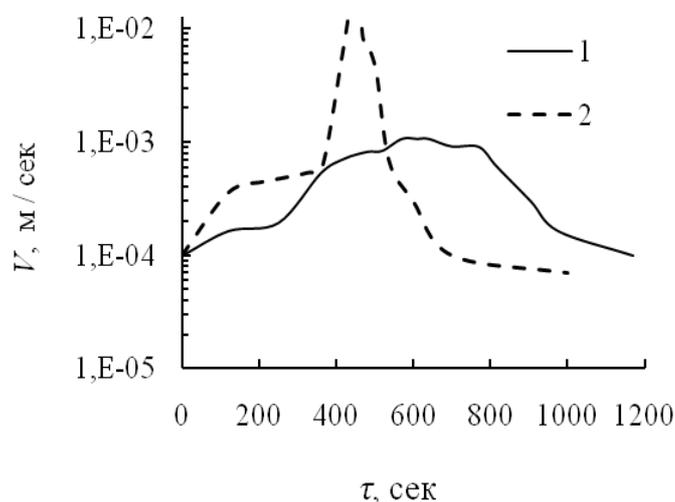


Рис. 1. Изменение скорости метана от времени: кривая 1 – без горения; кривая 2 – с горением

Таким образом, при расчётах важно учитывать то, что горение существенно влияет на кинетику диссоциации – изменяются граничные условия по вдуву газа. В свою очередь, многократное увеличение потока газа существенно изменяет и условия диффузионного горения – соотношение расходов топлива и окислителя (воздуха) и влияет на кинетику горения. Невозможно корректно решать задачу горения, без учёта кинетики диссоциации.

На рисунке 2 приведены тепловизионные фотографии пламени в разные моменты времени. Под действием вихревых неустойчивостей наклон пламени изменяется со временем, искривляется и сам фронт, изменяется диффузионная толщина слоя смешения. Нестационарность

выделения метана приводит к нестационарности горения – область максимальной температуры в пламени непрерывно перемещается по поверхности порошка, изменяется интенсивность горения. Измерения термопарами показали о наличии низкочастотных колебаний в пламени, связанных с вихревой неустойчивостью фронта горения.

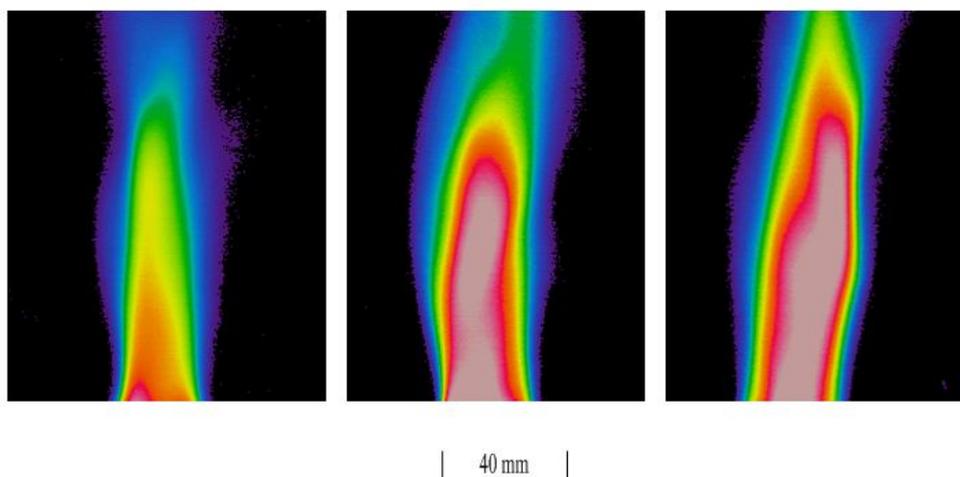


Рис. 2. Тепловизионные фотографии пламени при горении метана

Показано, что при неизотермических условиях кривые разрушения гидрата метана подразделяется на несколько характерных временных участков с различными скоростями разрушения клатрата. Неустойчивость горения приводила к двум равнозначным механизмам конвективного переноса: сдвиговое ламинарное течение и крупномасштабные вихри, интенсифицирующие процесс смешения топлива и окислителя. Экспериментальные данные выявили не только локальные пространственно-временные неоднородности, но и существенную нестационарность осреднённого течения. Коэффициент недостатка воздуха равнялся примерно 2. Существенный избыток топлива над окислителем привёл к существенному понижению температуры горения и уменьшению скорости реакции.

Список литературы:

1. Takahashi M., Moriya H., Katoh Y., Iwasaki T., Development of Natural Gas Hydrate (NGH) Pellet Production System by Bench Scale Unit for Transportation and Storage of NGH Pellet // In Proceeding 06 6th International Conference on Gas Hydrates. – Vancouver, Canada, 6–10 July. – 2008.
2. Maruyama Y., Yokomori T., Ohmura R., Ueda T., Flame spreading over combustible hydrate in a laminar boundary layer // 7th International Conference on Gas Hydrates (ICGH). – Edinburgh, Scotland, United Kingdom, July 17–21. – 2011.
3. Takeuchi M., Ueda T., Amari T., Mizomoto M. Stability of diffusion flame formed in a laminar flat plate boundary layer (Effect of fuel dilution) // Transaction of the JSME. – 1998. – 64. – 626. – P. 3485–3490.

4. Nakamura Y., Katsuki R., Yokomori T., Ohmura R., Takahashi M., Iwasaki T., Uchida K., Ueda T., Combustion characteristics of methane hydrate in a laminar boundary layer. // *Energy & Fuels*. – 2009. – 23. – P. 1445–1449.
5. Nakoryakov V.E, Misyura S.Ya., Elistratov S. L., Manakov A.Yu., Shubnikov A.E., Combustion of Hydrates // *Journal of Engineering Thermophysics*. – 2013. – V. 22. – № 2. – P. 1–6.
6. Истомина В.А., Якушев В.С. Газовые гидраты в природных условиях. – М.: Недра, 1992. – 236 с.
7. Yakushev V.S., Istomin V.A., Physics and Chemistry of Ice // Hokkaido University Press, Sapporo. – 1992. – P. 136.
8. Zhang G., Rogers R.E., Ultra-stability of gas hydrates at 1 atm. and 268,2K // *Chemical Engineering Science*. – 2008. – 63. – P. 2066–2074.
9. Kuhs W. F., Genov G., Staykova D. K., Hansen T., Ice perfection and onset of anomalous preservation of gas hydrates // *Phys.Chem.Chem.Phys.* – 2004. – 6. – P. 4917–4920.

УДК 536.423

**ФИЗИКА РОСТА ПУЗЫРЕЙ ПРИ КИПЕНИИ
ДИСТИЛЛИРОВАННОЙ ВОДЫ НЕДОГРЕТОЙ ДО
ТЕМПЕРАТУРЫ НАСЫЩЕНИЯ**

Молчуев Е.В.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: Chupa04@mail.ru

Практическая значимость процесса кипения в современной науке, технике и технологии, делают актуальным большинство исследований, проводимых по изучению различных теплофизических и гидродинамических аспектов фазовых переходов при кипении чистых жидкостей и их смесей в самом широком диапазоне температур, давлений, режимных параметров, конструктивных особенностей и т. д. Кипение воды обеспечивает чрезвычайно интенсивную теплоотдачу и отвод предельно высоких тепловых потоков как при кипении в большом объеме, так и в условиях вынужденного течения [1].

Спецификой процесса кипения является то, что в процессе фазового перехода (чистой жидкости и их смесей) образуются паровые образования [2]. Этот процесс включает в себя испарение-конденсацию жидкости через паровые пузыри, действующие как миниатюрные тепловые трубки, и стимулированный этими периодически возникающими и схлопывающимися паровыми пузырями турбулентный теплообмен однофазной холодной жидкости с нагретой поверхностью в пространстве между пузырями [2].

Сегодня имеющихся опытных данных и описывающих их расчётных соотношений по поведению паровых пузырей [3, 4], явно недоста-

точно для успешной разработки завершенной, непротиворечивой теории кипения. Поэтому первоочередными задачами на сегодня оказываются скоростные киносъёмки процесса с высоким пространственным и временным разрешением с целью получения новой информации, касающейся размеров пузырьков, динамики роста пузырьков и их взаимодействие с поверхностью нагрева.

С целью решения поставленных задач была создана экспериментальная установка для исследования механизма кипения. На рисунке 1 представлена схема установки, а на рисунке 2 – схема проецирования изображения (схема теневой методики) и визуализации процесса парообразования.

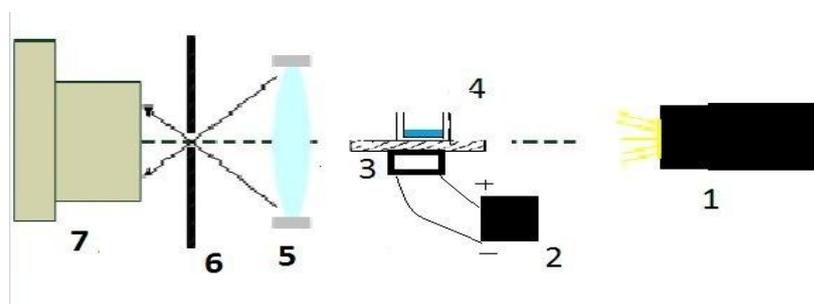


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 – источник света; 2 – блок питания электронагревателя; 3 – медная пластина и электронагреватель; 4 – кювета (сосуд прямоугольной формы из стекла);
5 – конденсирующая линза; 6 – непрозрачный щит с отверстием;
7 – камера с объективом

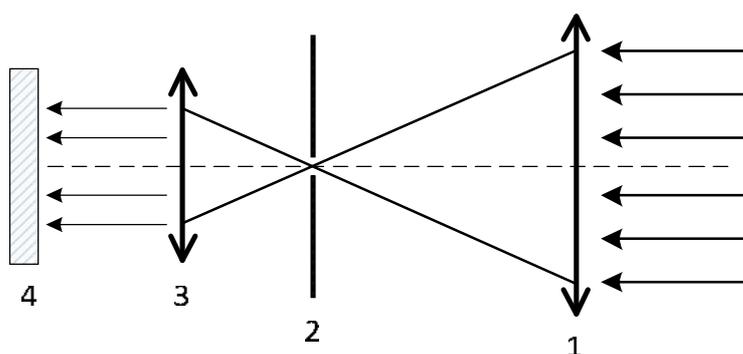


Рис. 2. Система проецирования изображения:

- 1 – конденсирующая линза; 2 – непрозрачный щит с отверстием;
3 – объектив; 4 – сенсор камеры

Для проецирования изображения на сенсор камеры используется комбинация конденсирующая линза и объектив камеры (см. рис. 2). Плоскопараллельный свет фокусируется на оптической оси линзой 1.

Объектив камеры 3 обратно конвертирует свет в плоскопараллельный. Далее свет попадает на сенсор камеры 4. Представленная система проецирует теневое изображение на сенсор камеры без искажений. Коэффициент увеличения объекта рассчитывается по формуле:

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{f_{obj}}{f_c},$$

где h_1 и h_2 – соответственно размеры области измерений и сенсора камеры; f_{obj} и f_c – фокусные расстояния объектива и конденсирующей линзы.

В фокальной плоскости линзы 1 (см. рис. 2) помещается непрозрачный щит с отверстием 2 таким образом, что центр отверстия совмещается с оптической осью системы. В этом случае свет от источника плоскопараллельного света пройдет через щит без искажений. Свет от других источников будет сфокусирован линзой 1 в других областях фокальной плоскости и соответственно будет задержан установленным щитом 2. То есть, только свет, генерируемый специально для измерений, будет зафиксирован сенсором камеры.

В разработанной установке источником тепловыделения является электрический ток. В качестве объектов исследования рассматривались дистиллированная вода. Плотность теплового потока выделяемого спиралью накаливания и непосредственно подведенного к кювете определялось из расчёта недогрева исходной смеси в диапазоне от 85 до 100 °С и составляло (14,8; 26,75; 40,73; 53,57 Вт), что соответствовало недогреву жидкости в пределах 0–15 °С. Причем при последней плотности теплового потока (53,57 Вт), температура жидкости достигала температуры насыщения. Интервал варьирования – 5 °С.

При проведении исследований обеспечивалось неизменность внешних условий с целью минимизации случайных ошибок. Так, например, поддерживалась постоянная начальная температура исходной смеси. Все эксперименты проводились в закрытых отапливаемых помещениях при температуре воздуха 293–298 К (20–25 °С).

Во время экспериментов регистрировались следующие режимные параметры: температура исходной смеси, температура подложки, температура стенки кюветы, тепловой поток выделяемой спиралью накаливания.

Визуализация процесса кипения осуществлялась через фронтальную сторону кюветы (размер 5×2,5 см) с помощью программного обеспечения на ПК. Цифровая скоростная камера Fastvideo-500M позволяет осуществить съёмку с частотой 500 кадр/сек при полноэкранный

ном сканировании (разрешение 1280×1024, 10 бит). Данные с видео сенсора регистрируются контроллером камеры и передаются в фрейм-графбер. И далее записываются напрямую в оперативную память ПК, откуда они выводятся на экран монитора и могут быть сохранены на жёсткий диск. Для анализа экспериментальных данных использовалась программа Drop Shape Analysis, разработанная исследовательским центром микрогравитации Свободного университета, Брюссель, Бельгия.

На кадрах практически не прослеживаются постоянно действующие центры парообразования, и расположение на поверхности нагрева большинства центров парообразования носит случайный (хаотический) характер. В связи с этим был выделен участок поверхности нагрева путём последовательных серий типичных экспериментов, где наблюдался рост паровых образований.

Экспериментальные исследования проводились с разным количеством жидкости от 5 мл до 15 мл, с интервалом 5 мл. Принципиального отличия в размерах паровых пузырьков от объёма исследуемой жидкости не обнаружилось.

В ходе обработки экспериментальных данных были построены графические зависимости диаметра основания и высоты паровых образований в момент отрыва от плотности теплового потока при данных значениях недогрева исходной смеси (см. рис. 3, рис. 4).

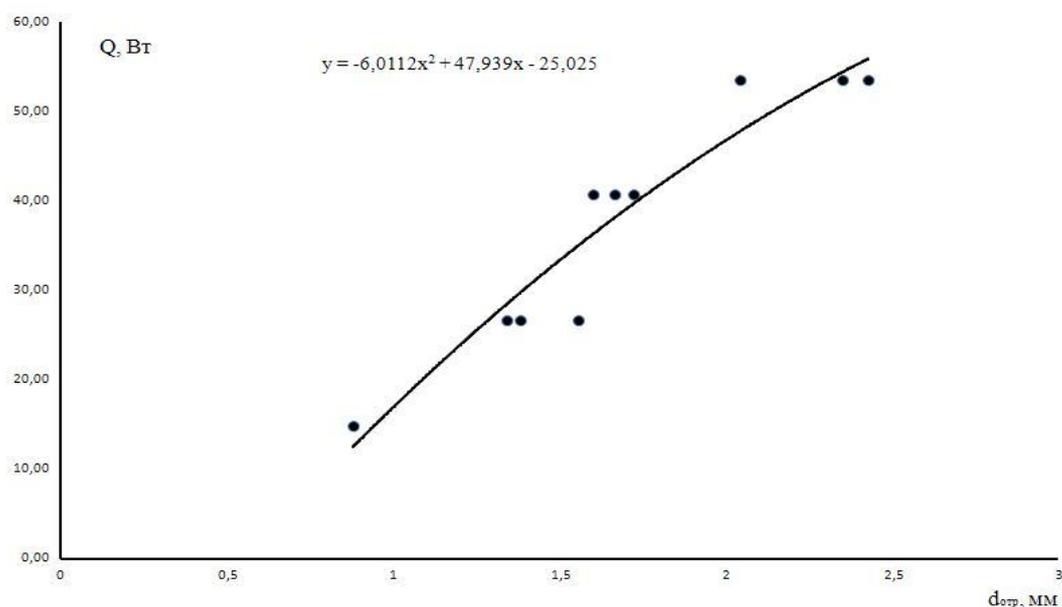


Рис. 3. Графическая зависимость диаметра основания парового пузырька в момент отрыва от плотности теплового потока в данном интервале варьирования температур жидкости

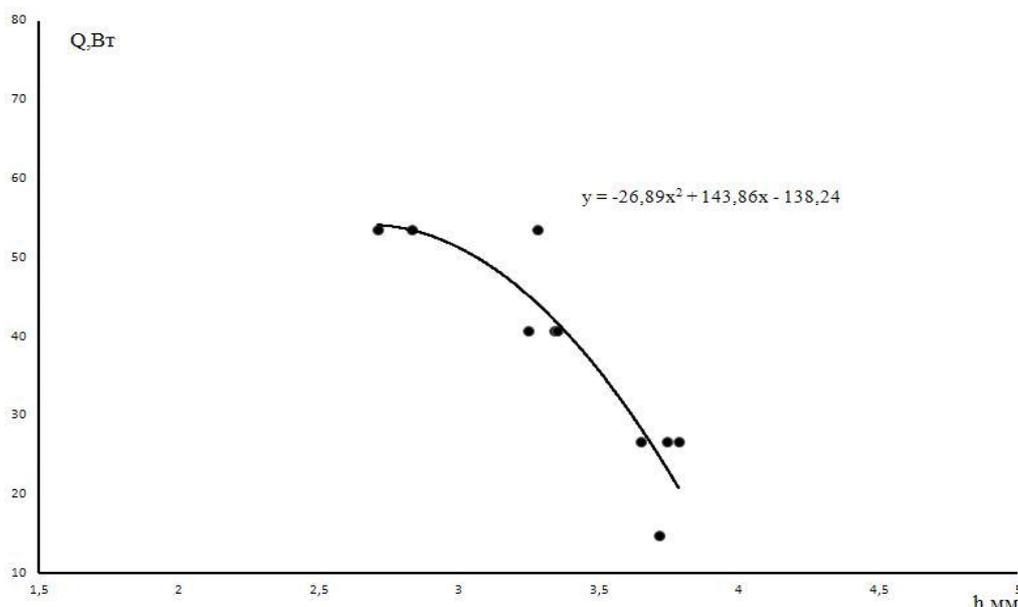


Рис. 4. Графическая зависимость высоты парового пузырька в момент отрыва от плотности теплового потока в данном интервале варьирования температур жидкости

Анализируя полученные данные выявлено, что с увеличением теплового потока диаметр основания парового пузырька в момент отрыва растёт и находится в интервале от 0,8 мм до 2,5 мм. Максимальное значение достигается при температуре насыщения 99,9 °С, и варьируется в диапазоне от 2,1 мм до 2,428 мм. Диаметр основания парового пузырька в момент отрыва характеризует смачиваемость поверхности нагрева. В свою очередь, высота парового пузырька уменьшается с увеличением плотности потока, и интервал варьирования составляет от 2,5 мм до 3,8 мм. Причем максимальное значение достигается при температуре жидкости 85 °С.

Полученные экспериментальные данные дополняют данные [1], где не был зафиксирован отрыв паровых пузырьков от поверхности нагрева. В [1] это было связано с существенным недогревом воды до температуры насыщения, составляющим 45–75 °С.

Автор работы [5] теоретически рассчитал объемы пузырьков перед отрывом в статических условиях для разных значений краевых углов. Он понимал под отрывным диаметром d_0 эквивалентный диаметр $\sqrt[3]{6V_0/\pi}$, где V_0 – объем деформированного пузырька перед отрывом, его формула имеет вид:

$$d_0 = 0,0208\Theta \sqrt{\frac{\sigma}{g(p_{ж} - p_{п})}}, \quad (1)$$

где Θ – краевой угол (измеряется в угловых градусах); σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; g – ускорение свободного падения, м/с²; $p_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³; $p_{п}$ – плотность пара, кг/м³.

Как следует из (1), величина отрывного диаметра при кипении зависит от краевого угла смачивания Θ . С увеличением краевого угла смачиваемость поверхности жидкости ухудшается, паровой пузырек при отрыве имеет большие размеры [5]. Данный вывод был сделан если температура $T_{\text{ж}}$ будет превышать температуру насыщения $T_{\text{н}}$ на некоторую величину $\Delta T = T_{\text{ж}} - T_{\text{н}}$. Анализируя теоретические и экспериментальные данные можно утверждать, что и в случае если температура $T_{\text{ж}}$ меньше температуры насыщения $T_{\text{н}}$ данное утверждение подходит, так как с увеличением плотности теплового потока в данном интервале варьирования смачиваемость поверхности увеличивается, а высота парового пузырька уменьшается.

Список литературы:

1. Зейгарник Ю.А., Платонов Д.Н., Ходаков К.А., Шехтер Ю.Л. Визуализация кипения недогретой воды // Теплофизика высоких температур. – 2011. – Т. 49. – №4. – С. 584–588.
2. Зейгарник Ю.А., Ходаков К.А., Шехтер Ю.Л. Поведение воздушных пузырей при кипении воды, не догретой до температуры насыщения // Теплофизика высоких температур. – 2011. – Т. 50. – №3. – С 436–441.
3. Ягов В.В., Пузин В.А. Кризис кипения в условиях вынужденного движения недогретой жидкости // Теплоэнергетика. – 1985. – №10. – С. 52.
4. Трещёв Г.Г. Экспериментальное исследование механизма процесса поверхностного кипения. // Сб.: Теплообмен при высоких тепловых нагрузках и других специальных условиях. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. – С 51.
5. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Статическая физика. – М.: Наука, 1964. – 568 с.

УДК 536.22:62-784.431

**ВЛИЯНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОЕМКОСТЕЙ ПАРА И
УДЕЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ ИСПАРЕНИЯ – КОНДЕНСАЦИИ
ОРОШАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ
НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ
ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ГАЗОВ**

Хромова Е.М., к.ф.-м.н., Опарина И.П.

Томский государственный архитектурно-строительный университет, г. Томск

E-mail: helenka24@rambler.ru

В ряде технологических процессов требуется охлаждение газов с помощью их орошения водой до определенной температуры. В отсутствие математических моделей контактного теплообмена между газом и каплями жидкости, распыляемой форсунками, такой процесс рассчитать невозможно. На кафедре ОиВ ТГАСУ такая модель разработана и верифицирована, но для умеренных температур воздуха, при которых

теплоемкости пара воды c_1 , воздуха c_2 и удельную теплоту испарения воды r можно принять постоянными. В расчетах они принимались равными $c_1 = 1,8$ кДж/кг·К, $c_2 = 1,005$ кДж/кг·К и $r = 2500$ кДж/кг. Однако при высоких температурах выше названные параметры существенно зависят от температуры, что необходимо учитывать в уравнениях модели. В этой связи в модель [1] введены $c_1(T)$, $c_2(T)$, $r(T)$ в виде аппроксимаций, полученных нами, табличных эмпирических данных [2]:

$$c_1(T) = \frac{T}{255} \left[1 + e^{(T-590)} \right], \text{ кДж/кг}\cdot\text{К},$$

$$c_2(T) = 1,8024 \cdot 10^{-4} T + 0,9511, \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}, \quad (1)$$

$$r(T) = \left[2548 - T^{0,5627} e^{0,006119} \right], \text{ кДж/кг}.$$

В настоящей работе проведены сравнительные расчеты параметров парогазового потока и капель орошающей жидкости воды применительно к условиям охлаждения дымовых газов в реакторах цеха кальцинированной соды предприятия ООО «Азот», г. Кемерово (см. рис. 1, 2, 3).

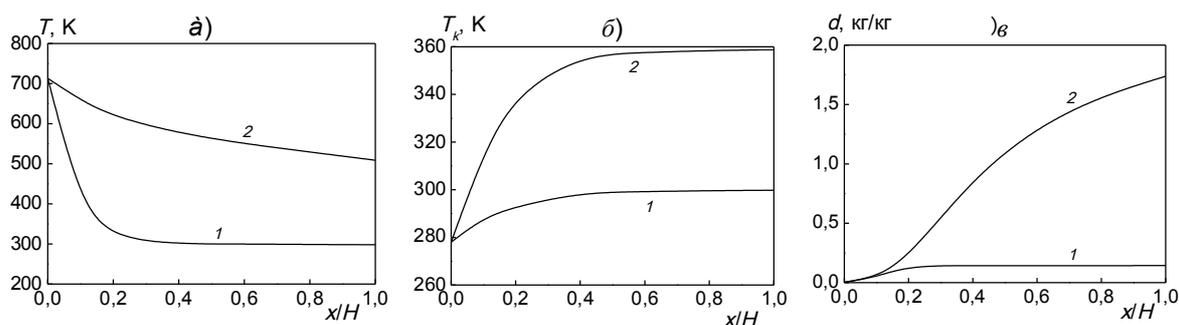


Рис. 1. Расчет температуры дымовых газов – а), температуры капель – б), влагосодержания – в) в реакторе:

$H = 10,9$ м, $q = 0,0024$ м³/м³, $\delta_{k0} = 700$ мкм $V_{k0} = 30$ м/с, $T_{k0} = 278$ К (+ 5 °С),
 $d_0 = 3,79 \cdot 10^{-3}$ кг/кг сух. газов, $T_{00} = 713$ К (+ 440 °С), $U_0 = 3,79$ м/с;
 1 – c_1 , c_2 , r – постоянные, 2 – $c_1(T)$, $c_2(T)$, $r(T)$ – по аппроксимациям (1)

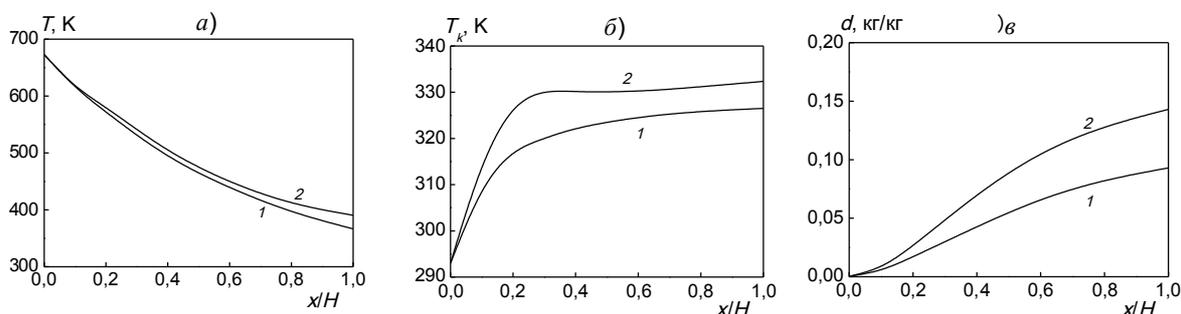


Рис. 2. Расчет температуры дымовых газов – а), температуры капель орошающей жидкости – б) и влагосодержания – в) в реакторе при $T_{00} = 673$ К (+ 400 °С), $T_{k0} = 293$ К (+ 20 °С), $q = 0,24$ м³/м³, остальные параметры и обозначения те же, что и на рис. 1

Как видно из рисунков, при высоких температурах парогазового потока различие в расчетных термодинамических параметрах при постоянных теплоемкостях и удельной теплоте испарения–конденсации (кривые 1) и переменных их значениях в зависимости от температуры (кривые 2) весьма различны, в то время как при температурах уже порядка 400 °С и невысоких коэффициентах орошения это различие не столько значительное (см. рис. 2).

На рисунке 3 приведены результаты сравнительных расчетов температуры дымовых газов при: $c_1 = 1,8$ кДж/кг К, $c_2 = 1,005$ кДж/кг К и $r = 2500$ кДж/кг (кривые 1); $c_1 = 3,6$ кДж/кг К, $c_2 = 1,05$ кДж/кг К и $r = 1820$ кДж/кг, соответствующие средней температуре рассчитываемого диапазона $T = 570$ К (кривые 2); $c_1(T)$, $c_2(T)$, $r(T)$ в соответствии с аппроксимациями (1) (кривые 3). Из этого рисунка видно, что кривые 1 и 2 совпали. Это оказалось следствием того, что параметры $c_1(T)$ и $r(T)$ на теплообмен действуют в противоположных направлениях и на расчетном участке температур своим проявлением в среднем тепловой эффект скомпенсировали, в то время как при переменности этих параметров в зависимости от температуры различие в температурах дымовых газов весьма существенно.

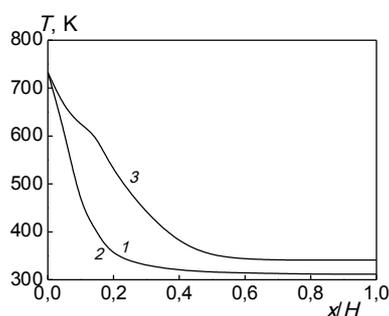


Рис. 3. Расчет температуры дымовых газов в реакторе при $T_{00} = 733$ К (+ 460 °С), $T_{k0} = 293$ К (+ 20 °С), $q = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/м³, остальные параметры те же, что и на рис. 1. Обозначения в тексте

Из приведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1. При высоких температурах обрабатываемых газов и значительных коэффициентах орошения в модели надо учитывать зависимость теплоемкости пара и теплоты испарения–конденсации от температуры. При этом установлено, что зависимость теплоемкости воздуха от температуры не влияет сколько-нибудь заметно на термодинамические параметры потока в широком диапазоне температур.

2. При невысоких коэффициентах орошения, менее 0,25 л/м³, можно проводить расчеты термодинамических параметров в аппаратах вплоть до температур, равных 400 °С, при $c_1 = 1,8$ кДж/кг К и $r = 2500$ кДж/кг для систем воздух–капли воды. Для других систем целесообразно учитывать зависимость этих параметров от температуры.

Список литературы:

1. Шияев М.И., Хромова Е.М., Григорьев А.В., Тумашова А.В. Гидродинамика и тепломассообмен в форсуночных камерах орошения // Теплофизика и аэромеханика. – 2011. – Т. 18. – № 1. – С. 15–26.

2. Авчухов В.В. Задачник по процессам тепломассообмена: учебное пособие для вузов / В.В. Авчухов, Б.Я. Паюсте. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.

УДК 536.22:62-784.431

**МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ТЕПЛОМАССОБМЕНА В
ФОРСУНОЧНЫХ И БАРБОТАЖНЫХ АППАРАТАХ**

Шияев М.И., д.т.н., Хромова Е.М., к.ф.-м.н., Толстых А.В., к.ф.-м.н.
Томский государственный архитектурно-строительный университет, г. Томск
E-mail: helenka24@rambler.ru

Форсуночные (оросительные камеры кондиционеров воздуха (КВ), полые форсуночные скрубберы (ПФС), скрубберы Вентури (СВ)) и барботажные (пенные (ПА), центробежно-барботажные (ЦБА)) аппараты широко используются в промышленности для тепловлажностной обработки газов, их очистки от пыли и вредных газовых компонентов. Однако расчет и проектирование этих аппаратов до настоящего времени осуществляется только на эмпирических данных, ограниченных в своих возможностях диапазоном физических, геометрических и режимных параметров, при которых они получены [1, 2]. Это обстоятельство исключает оптимизацию этого оборудования и его габаритов по эффективности, осуществляемых в нем процессов, и экономичности его эксплуатации.

На кафедре отопления и вентиляции ТГАСУ авторами для этих аппаратов разработаны математические модели тепломассообмена и комплексной конденсационно-абсорбционной пыле- и газоочистки парогазовых потоков, основные положения которых изложены в [3], в настоящей работе расширенные на улавливание тонкодисперсной полифракционной пыли и высокие температуры обрабатываемых газов.

Результаты численной реализации моделей сопоставлены с известными эмпирическими данными для ПФС, СВ, ПА, ЦБА по тепло- и массообменным характеристикам и эффективностям пылеулавливания.

Так, в таблице 1 приведены результаты сравнительных расчетов по предложенной авторами математической модели с двухсторонним орошением (прямоток и противоток) тепломассообмена в оросительной камере КВ и по эмпирической методике ВНИИКондиционер при различных, но близких коэффициентах орошения q , хорошо согласующиеся между собой.

Таблица 1. – Сравнение режимных параметров оросительной камеры КВ*

Параметры	Методика ВНИИКондиционер	Модель тепломассообмена				
q , л/м ³	2,33	2,33	2,1	1,95	1,8	1,7
Θ_0 , К	277,86	277,86	277,0	276,0	275,5	275,0
T_1 , К	284,3	285,05	285,18	285,08	285,36	285,49
d_1 , г/кг	7,8	7,3	7,3	7,2	7,2	7,2
Θ_1 , К	280,54	280,12	279,5	278,74	278,42	278,07

*Параметры воздуха и воды на входе в оросительную камеру КВ: температура, влагосодержание и скорость воздуха соответственно: $T_{00} = 298,9$ К, $d_0 = 10,4$ г/кг с.в., $U_0 = 2,67$ м/с, $V_{к0} = 15,26$ м/с, $\delta_{к0} = 457$ мкм. Здесь q – коэффициент орошения, Θ_0 и $V_{к0}$ – температура и скорость капель на входе, T_1 , d_1 , Θ_1 – температура воздуха, влагосодержание и температура капель на выходе из камеры.

На рисунке 1 приведены результаты расчета эффективности улавливания сажи из крекинг-газов конденсационным способом в ПФС. Как видно из рисунка, опытное значение эффективности в условиях испытания промышленного скруббера хорошо согласуется с расчетом. Из этого же рисунка видно, что эффективность может быть существенно повышена за счет снижения температуры орошающей воды. Отсюда также следует, что то же опытное значение эффективности может быть достигнуто в скруббере высотой почти в 3 раза меньшей при температуре воды +5 °С вместо опытной +20 °С.

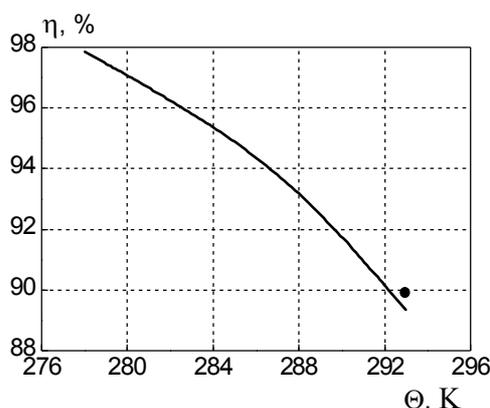


Рис. 1. Результаты расчетов по модели для ПФС:

$$H = 12,75 \text{ м}; \tilde{q} = 7,1 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{м}^3; \delta_{к0} = 7 \cdot 10^{-4} \text{ м}; V_{к0} = 24,5 \text{ м/с}; T_{00} = 443 \text{ К}; \\ U_0 = 0,25 \text{ м/с}; d_0 = 0,93 \text{ кг/кг сух. возд.}; \delta_{ч0} = 10^{-7}; c_{ч0} = 1,72 \text{ г/м}^3$$

На рисунке 2 приведены результаты расчета эффективности улавливания субмикронной пыли конденсационным способом в СВ в зависимости от угла расширения α его диффузора. Видно, что оптимальное

значение α в данном случае составляет $7,7^\circ$, рекомендуемое из опытных данных значение α дается равным $6-7^\circ$ [2].

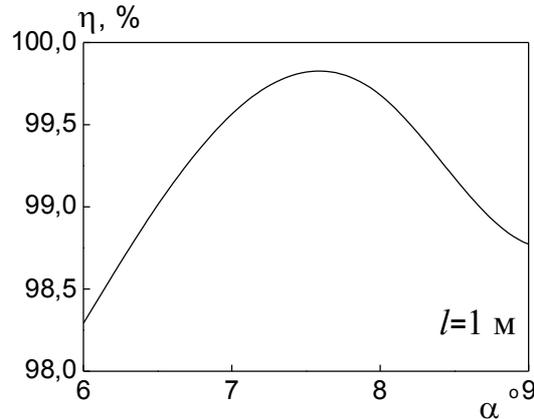


Рис. 2. Влияние угла расширения на эффективность пылеулавливания:
 $V_0 = 5 \text{ м/с}$; $\Theta_0 = 293 \text{ К}$; $\rho_m = 10^3 \text{ кг/м}^3$; $\tilde{q} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^3$; $U_0 = 80 \text{ м/с}$; $T_{00} = 333 \text{ К}$;
 $c_{\text{ч}0} = 1 \text{ г/м}^3$; $d_0 = 0,5 \text{ кг/кг сух.возд.}$; $\delta_{\text{ч}0} = 10^{-6} \text{ м}$

На рисунке 3 представлены результаты расчета фракционной эффективности пылеулавливания пыли в СВ в изотермических условиях в сравнении с известной опытной обобщенной зависимостью

$$\eta_\delta = 1 - e^{-Kq\sqrt{Stk}}, \quad (1)$$

где $K = 1,5$ – геометрический параметр; $Stk = \frac{\rho_m \delta^2 V_c}{18\mu \delta_k}$; ρ_m – плотность

частиц; δ – диаметр частиц; μ – динамическая вязкость газа, $V_c = U_0 - V_{k0}$; U_0, V_{k0} – скорость газа и капель в горловине трубы Вентури; δ_k – размер капель, вычисляемый по формуле Нукиямы-Танасавы. Как видно из рисунка 3, между опытными $\eta_{\text{эксп}}$ и расчетными η значениями эффективностей различие не превышает 2 %.

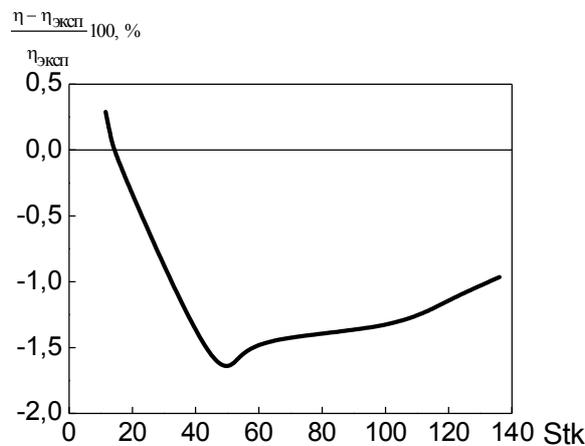


Рис. 3. Сопоставление модели с опытными данными в изотермических условиях

Проведены расчеты абсорбционных процессов извлечения CO_2 , CH_4 , H_2S , SO_2 из воздуха с пылью и без пыли на капли воды в ПФС и СВ и получено согласование с опытными данными, приведенными в [1], в пределах различия 6–13 %.

Построена математическая модель процесса тепло- и массообмена в ПА и ЦБА для термостатированной и нетермостатированной жидкости на газораспределительных решетках. Результаты расчетов сопоставлены с опытными данными по коэффициентам тепломассообмена и представлены на рисунке 4.

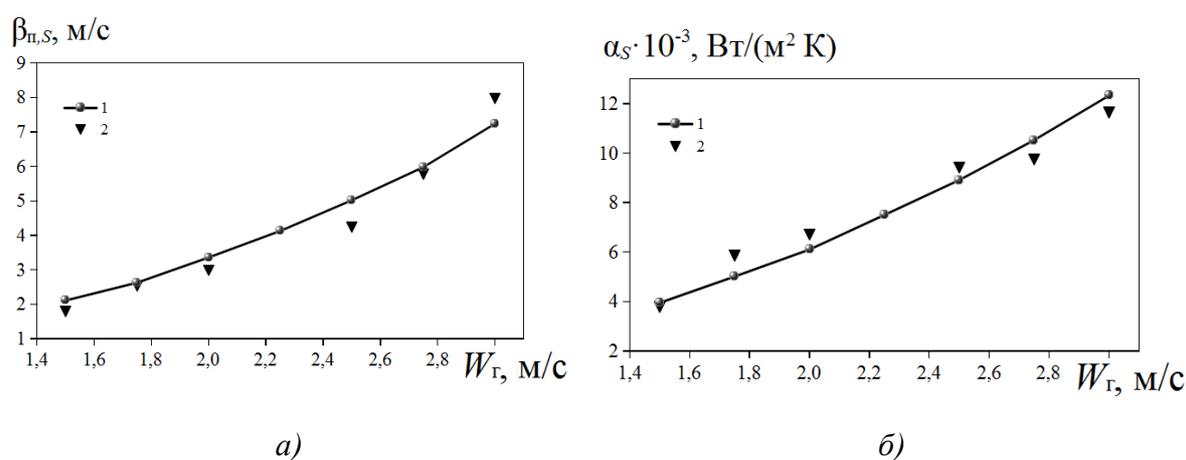


Рис. 4. Зависимость коэффициентов массообмена $\beta_{n,S}$ (а) и массообмена α_S (б) от среднерасходной скорости паргазовой смеси W_g в ЦБА (цилиндрический пузырь):

1 – расчет по модели; 2 – данные экспериментов:

$$t_{z0} = (62-44) \text{ } ^\circ\text{C}, d_0 = 0,0093 \text{ кг/кг с.в.}$$

Полученные результаты сравнения расчетных и опытных данных для процессов тепломассообмена и пылеулавливания в ПФС, СВ, ПА и ЦБА свидетельствуют о работоспособности предложенных моделей и о возможности их продуктивного использования в инженерных расчетах и оптимизации работы этих аппаратов.

Список литературы:

1. Рамм В.М. Абсорбция газов. – М.: Изд-во «Химия», 1976. – 655 с.
2. Справочник по пыле- и золоулавливаю / под общ. ред. А.А. Русанова. – М.: Энергия, 1975. – 296 с.
3. Шияев М.И. Контактный тепло- и массообмен в форсуночных и барботажных аппаратах. Моделирование, оптимизация тепломассообмена и абсорбционно-конденсационной пылегазоочистки / М.И. Шияев, Е.М. Хромова, А.В. Толстых. – Германия: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. – 273 с.

ДИНАМИКА ТОНКИХ ВИНТОВЫХ ВИХРЕЙ В МАЛОВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

Куйбин П.А., д.ф.-м.н., Агафонцева М.В., к.ф.-м.н.

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: m.agafontseva@gmail.com

Задача описания винтовых вихрей представляет интерес не только с точки зрения теории, но и имеет большое количество практических приложений. В значительной степени эта задача схожа с задачей вихревых колец, которой было уделено большое внимание в публикациях последних лет. Обзоры исследований кольцевых вихрей можно найти в статьях [1, 2], а также в книге Ахметова [3]. В работах Капланского с соавторами [4–6] рассмотрены вопросы влияния вязкости на диффузию кольцевых вихрей. Особенно подробно были исследованы случаи больших и малых чисел Рейнольдса, а так же начальной и конечной стадий вязкой диффузии.

В настоящей работе рассматривается задача о диффузии винтового вихря в потоке вязкой несжимаемой жидкости. Присутствие в потоке винтового вихря предполагает наличие в нем винтовой симметрии, то есть все характеристики потока будут постоянны вдоль винтовых линий.

Поток вязкой несжимаемой жидкости с винтовой симметрией описывается системой уравнений (1)-(2) в переменных вихрь-функция тока [7, 8]:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \left(1 - \frac{2r^2}{r^2 + l^2}\right) \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{r^2 + l^2}{r^2 l^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \chi^2} = 2u_0 \frac{l}{r^2 + l^2} - \omega_z \frac{r^2 + l^2}{l^2}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \omega_z}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \chi} \frac{\partial \omega_z}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial \omega_z}{\partial \chi} = \nu \Delta \omega_z. \quad (2)$$

здесь (r, χ) – винтовые переменные; χ определена через осевую и угловую координаты цилиндрической системы: $\chi = \theta - z/l$, где $h = 2\pi l$ – шаг винтовой симметрии. Функция тока задается в соответствии с уравнением неразрывности, которое в винтовых переменных имеет вид (3):

$$\frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{\partial u_\chi}{\partial \chi} = 0, \text{ т. е. } u_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \chi}, u_\chi = -\frac{\partial \psi}{\partial r}. \quad (3)$$

Перепишем систему в декартовых координатах. Уравнение неразрывности в данном случае запишем как:

$$\frac{\partial(u_x(y^2 + l^2) - xy \cdot u_y)}{\partial x} + \frac{\partial(u_y(x^2 + l^2) - xy \cdot u_x)}{\partial y} = 0,$$

$$y^2 \frac{\partial u_x}{\partial x} + l^2 \frac{\partial u_x}{\partial x} - y \frac{\partial (x \cdot u_y)}{\partial x} + x^2 \frac{\partial u_y}{\partial y} + l^2 \frac{\partial u_y}{\partial y} - x \frac{\partial (y \cdot u_x)}{\partial y} = 0,$$

тогда функция тока определяется соотношениями:

$$u_x(y^2 + l^2) - xy \cdot u_y = \frac{\partial \Psi}{\partial y}, \quad u_y(x^2 + l^2) - xy \cdot u_x = -\frac{\partial \Psi}{\partial x}, \text{ или}$$

$$u_x = \frac{1}{l^2(x^2 + y^2 + l^2)} \left((x^2 + l^2) \frac{\partial \Psi}{\partial y} - xy \frac{\partial \Psi}{\partial x} \right),$$

$$u_y = \frac{1}{l^2(x^2 + y^2 + l^2)} \left(xy \frac{\partial \Psi}{\partial y} - (y^2 + l^2) \frac{\partial \Psi}{\partial x} \right).$$

Определим теперь компоненты вектора завихренности в декартовых координатах с учетом винтовой симметрии потока

$$\left(u_z = u_0 + \frac{y}{l} u_x - \frac{x}{l} u_y, \quad \frac{\partial}{\partial z} = \frac{y}{l} \frac{\partial}{\partial x} - \frac{x}{l} \frac{\partial}{\partial y} \right):$$

$$\omega_x = \frac{u_x - y\omega_z}{l}, \quad \omega_y = \frac{u_y + x\omega_z}{l}, \quad \omega_z = \frac{\partial u_y}{\partial x} - \frac{\partial u_x}{\partial y}.$$

Запишем граничные условия для винтового вихря:

$$\psi(0,0,z) = \omega_z(0,0,z) = 0; \quad x \rightarrow \infty, y \rightarrow \infty: \psi \rightarrow 0, \omega_z \rightarrow 0.$$

Выражения, представленные выше, относятся к случаю течения с правой винтовой симметрией. Для перехода к левой винтовой симметрии достаточно поменять знак перед величиной l (или считать ее отрицательной).

Существует несколько подходов к решению задачи диффузии винтового вихря. Так, например, можно зафиксировать величину l и искать решение в виде функции от радиуса ядра вихря ε и радиуса самого винтового вихря a (см. схему на рис. 1).

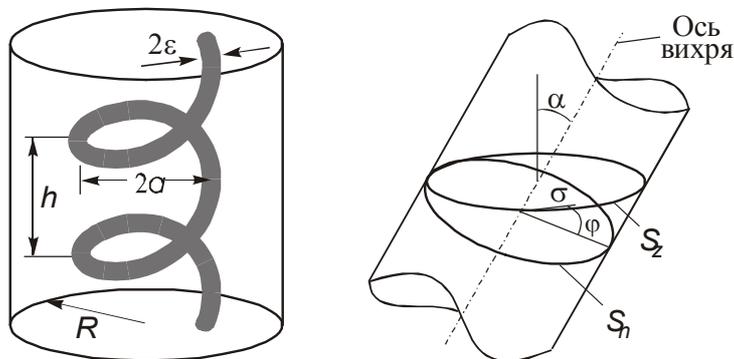


Рис. 1. Схема винтового вихря:

S_z – сечение ядра винтового вихря плоскостью $z = const$,

S_n – нормальное поперечное сечение

Найдем решение уравнения (1–2) для винтового вихря с тонким ядром, распространяющимся в жидкости с малой вязкостью. Так же, как и в работе [5], зададим некоторые начальные безразмерные величины радиуса винтового вихря и его ядра: $a_*(t_0) = a_0$, $\varepsilon_*(t_0) = \varepsilon_0$.

Далее введем локальную систему координат (σ, θ) в плоскости, перпендикулярной оси вихря, пересекая ось в точке $(a, 0, 0)$

$$\begin{aligned}\sqrt{x^2 + y^2} \cos(\phi) &= a + \sigma \cos(\theta), \\ \sqrt{x^2 + y^2} \sin(\phi) &= \sigma \sin(\theta) \cos(\alpha), \\ z &= -\sigma \sin(\theta) \sin(\alpha),\end{aligned}$$

и, также как в [5], рассмотрим два типа безразмерных переменных:

$$\sigma^* = \frac{\sigma}{a_*}, \quad \tau^* = \frac{a_0}{a_*} \quad \text{и} \quad \bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\varepsilon_*}, \quad \bar{\tau} = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_*}.$$

Искомые функции представляются в виде суммы двух членов, каждый из которых зависит от одного типа переменных:

$$\frac{\omega(\sigma, \theta, t; \delta_0)}{\omega_0} = \omega^*(\sigma^*, \theta^*, \tau^*; \delta_0) + \frac{\bar{\omega}(\bar{\sigma}, \bar{\theta}, \bar{\tau}; \delta_0)}{\delta_0^2}, \quad (4)$$

$$\frac{\psi(\sigma, \theta, t; \delta_0)}{\omega_0 a_*^3} = \psi^*(\sigma^*, \theta^*, \tau^*; \delta_0) + \bar{\psi}(\bar{\sigma}, \bar{\theta}, \bar{\tau}; \delta_0). \quad (5)$$

Здесь ω_0 – некоторый характерный масштаб завихренности, который будет определен отдельно, $\delta_0 = \varepsilon_0 / a_0$ – параметр разложения, имеющий одинаковый порядок с величиной $\delta = \varepsilon_* / a_*$.

Решение нулевого порядка для диффузии вихря, которое верно как для прямолинейных, так и для любых искривленных вихрей – решение Ламба-Озеена:

$$\omega_{\tan}(\sigma, t) = \frac{\Gamma}{4\pi\nu t} e^{-\sigma^2/4\nu t},$$

где ω_{\tan} означает проекцию завихренности на касательную к оси вихря.

Анализ уравнений (1–2) с учетом декомпозиции (4–5) дает первую аппроксимацию:

$$\bar{\omega}_0(\bar{\sigma}, \bar{\theta}, \bar{\tau}; 0) = \exp\left(-\frac{\bar{\sigma}^2 + \bar{\tau}^2}{2}\right) I_0(\bar{\sigma} \bar{\tau}),$$

аналогичную решению для вихревого кольца в работе [5]. I_0 – модифицированная функция Бесселя нулевого порядка. И, наконец, получено, что по истечении большого периода времени распределение завихрен-

ности вдали от вихря принимает форму закона распределения Ламба-Озеена:

$$\omega_z(r,t) = \frac{\Gamma}{4\pi\nu t} e^{-r^2/4\nu t}.$$

Таким образом, в работе получены первые результаты по диффузии тонкого винтового вихря при высоких числах Рейнольдса. В дальнейшем планируется получить члены более высоких порядков для завихренности, функции тока, а так же скорости распространения винтового вихря в зависимости от времени. Так же планируется рассмотреть другой предельный случай – случай малых чисел Рейнольдса.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (проект 11-08-01063), Программы поддержки ведущих научных школ (проект 6686.2012.8), а также ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» (грант 8225).

Список литературы:

1. Kaplanski F., Fukumoto Y., Rudi Y. Reynolds-number effect on vortex ring evolution in a viscous fluid // *Physics of Fluids*. – 2012. – V. 24. – P. 033101 (1–13).
2. Fukumoto Y. Global time evolution of viscous vortex rings // *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*. – 2010. – V. 24. – P. 335–347.
3. Ахметов Д.Г. Вихревые кольца. – Новосибирск: Академическое изд-во «Гео», 2007. – 151 с.
4. Березовский А.А., Капланский Ф.Б. Диффузия вихревого кольца // *Механика жидкости и газа*. – 1987. – Т. 22. – № 6. – С. 832–837.
5. Березовский А.А., Капланский Ф.Б. Динамика тонких вихревых колец в маловязкой жидкости // *Механика жидкости и газа*. – 1992. – Т. 27. – № 5. – С. 643–649.
6. Капланский Ф.Б., Руди Ю.А. Эволюция вязких вихревых колец // *Механика жидкости и газа*. – 2001. – Т. 36. – № 1. – С. 16–25.
7. Alekseenko S.V., Kuibin P.A., Okulov V.L., Shtork S.I. Helical vortices in swirl flow // *J. Fluid Mech.* – 1999. – V. 382. – P. 195–243.
8. Алексеенко С.В., Куйбин П.А., Окулов В.Л. Введение в теорию концентрированных вихрей. – Новосибирск: Наука, Институт теплофизики, 2003. – 504 с.

УДК 621.643

АНАЛИЗ МАСШТАБОВ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ТЕПЛОПРОВОДОВ В УСЛОВИЯХ УВЛАЖНЕНИЯ ИЗОЛЯЦИИ С УЧЕТОМ ИСПАРЕНИЯ ВЛАГИ

Губина Е.В., Половников В.Ю., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: polov@tpu.ru

Уровень тепловых потерь в тепловых сетях РФ оценивается в 30 % полезного теплопотребления абонентов [1]. Отдельный интерес представляет анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения

изоляции [2]. При этом в [2] не учитывается влияние фазовых переходов в структуре слоя теплоизоляции на интенсификацию тепловых потерь.

Целью данной работы является численный анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения тепловой изоляции с учетом испарения влаги на границе раздела «стенка трубы – слой изоляции».

Рассматривается задача теплопроводности в системе «стенка трубы – слой увлажненной теплоизоляции». На границе раздела «стенка трубы – слой увлажненной изоляции» учтен процесс испарения. На рисунке 1 показана область решения рассматриваемой задачи.

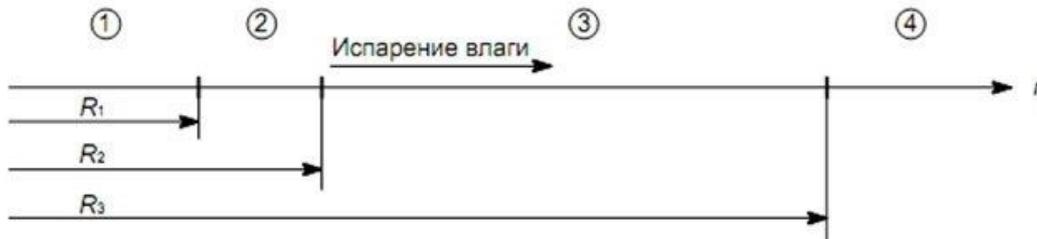


Рис. 1. Схематическое изображение области решения:
1 – теплоноситель; 2 – стенка трубы; 2 – слой увлажненной изоляции; 4 – окружающая среда

Математическая модель

Математическая постановка задачи имеет вид:

$$\frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial \tau} = a_{\text{тр}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{тр}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} \right), \quad R_1 \leq r < R_2; \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \tau} = a_{\text{эф}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{и}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} \right), \quad R_2 < r \leq R_3. \quad (2)$$

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_3, T_{\text{тр}} = T_{\text{из}} = T_0 = \text{const}. \quad (3)$$

$$\tau > 0, r = R_1, T_{\text{тр}} = T_1 = \text{const}; \quad (4)$$

$$\tau > 0, r = R_2, -\lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} = -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} - QW; \quad (5)$$

$$\tau > 0, r = R_3, -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = \alpha(T_{\text{и}} - T_{\text{ос}}). \quad (6)$$

Обозначения: T – температура, К; τ – время, с; a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$; r – координата, м; R – граница области расчета, м; λ – теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; Q – теплота фазового перехода, Дж/кг; W – массовая скорость испарения, кг/с; α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Индексы: тр – труба; 1, 2, 3 – номера границ; тр – труба; и – изоляция; 0 – начальный момент; эф – эффективный; ос – окружающая среда.

Массовая скорость испарения определялась из соотношения [3]:

$$W = \frac{A(P_{\text{нас}} - P_{\text{парц}})}{\sqrt{\frac{2\pi R_g}{M} T(\tau, R_2)}},$$

где: A – коэффициент аккомодации; $P_{\text{нас}}$ – давление насыщения, Па; $P_{\text{парц}}$ – парциальное давление испаряющейся компоненты, Па; R_g – газовая постоянная, Дж/(кмоль·К); M – молекулярная масса паров, кг/моль.

Коэффициент аккомодации вычислялся по формуле [4]:

$$A = \frac{0,059}{P_{\text{нас}}^{0,5}}.$$

Парциальное давление испаряющейся компоненты определялось по аналогии с процессом поверхностного испарения [5]:

$$\psi = \frac{P_{\text{парц}}}{P_{\text{нас}}} = \frac{m_{\text{в}}}{m_{\text{в}} + m_{\text{п}}},$$

где: m – массовая доля; в – вода; п – пар.

Исходя из физических соображений, ясно, что $m_{\text{в}}$ значительно больше $m_{\text{п}}$. Следовательно, для рассматриваемой задачи можно принять ψ как параметр: $\psi \approx 0,999\text{--}0,995$.

Теплофизические свойства слоя увлажненной изоляции определялись с учетом объемных долей каждой компоненты [6]. Например, эффективная теплопроводность вычислялась из соотношения:

$$\lambda_{\text{эф}} = \lambda_{\text{и}}\varphi_{\text{и}} + \lambda_{\text{в}}\varphi_{\text{в}}; \quad \varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{и}} = 1,$$

где: φ – объемная доля.

Задача (1)–(6) решена методом конечных разностей с использованием неявной четырехточечной разностной схемы. Разностные аналоги исходной системы уравнений решены методом «прогонки».

Численный анализ проводился для трубы с диаметром условного прохода 600 мм, изготовленной из стали 10 (толщина 9 мм) и тепловой изоляцией из стеклянной ваты (толщина 70 мм). Значение температуры в рассматриваемой области решения в начальный момент времени принималось равным $T_0 = 298$ К. Температура внутренней поверхности трубы принималась равной $T_1 = 363$ К, а температура окружающей трубопровод среды составляла $T_{\text{ос}} = 298$ К. Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к наружному воздуху принимался равным $\alpha = 11$ Вт/(м²·К). Максимальное значение объемной доли воды $\varphi_{\text{в}} = 0,73$.

В таблице 1 приведены значения теплопроводности (λ), теплоёмкости (C), и плотности (ρ) трубопровода, изоляции и воды, использованные при расчетах.

Таблица 1. – Теплофизические свойства материалов

Материал	λ , Вт/(м·К)	C , кДж/(кг·К)	ρ , кг/м ³
Сталь 10	57,7	0,466	7860
Стекловата	0,059	0,67	206
Вода	0,571	4,2	1000

Результаты численного моделирования, приведенные в таблице 2, свидетельствуют об ожидаемом росте тепловых потерь теплопровода q_1 с увеличением объемной доли влаги φ_B в пористой структуре слоя тепловой изоляции.

Таблица 2. – Результаты численного анализа тепловых потерь по величине объемной доли влаги в слое тепловой изоляции

φ_B	q_1 , Вт/м	$\delta_1 = \frac{q_1^{\varphi \neq 0} - q_1^{\varphi = 0}}{q_1^{\varphi \neq 0}}, 100 \%$
0	110,19	-
0,2	271,53	59,4
0,4	404,09	72,7
0,6	515,26	78,6
0,73	578,61	81,0

Величиной δ_2 обозначен рост тепловых потерь теплопровода q_2 по сравнению с потерями без учета испарения при $\varphi_B = 0$ (таблица 2), а значения δ_3 характеризуют отклонения в расчетах тепловых потерь с учетом и без учета испарения при $\varphi_B \neq 0$.

Таблица 3. – Результаты численного моделирования по параметру ψ

φ_B	ψ	q_2 , Вт/м	$\delta_2 = \frac{q_2 - q_1^{\varphi = 0}}{q_2}, 100 \%$	$\delta_3 = \frac{q_2 - q_1^{\varphi \neq 0}}{q_2}, 100 \%$
0,2	0,999	329,63	66,6	17,6
	0,997	445,84	75,3	39,1
	0,995	562,05	80,4	51,7
0,4	0,999	462,17	76,2	12,6
	0,997	578,33	80,9	30,1
	0,995	694,50	84,1	41,8
0,6	0,999	573,33	80,8	10,1
	0,997	689,46	84,0	25,3
	0,995	805,60	86,3	36,0
0,73	0,999	636,61	82,7	9,1
	0,997	752,72	85,4	23,1
	0,995	868,84	87,3	33,4

Отклонение в результатах расчета тепловых потерь с учетом и без учета испарения влаги составляет $\delta_3 = 9,1-51,7 \%$, что свидетельствует о

необходимости учета наличия испарения при проведении анализа тепловых режимов теплопроводов, работающих с увлажненной изоляцией.

Вклад эффекта испарения в суммарные тепловые потери составляет от 1,7 до 21 % (см. табл. 2, 3) в зависимости от значений φ_v и ψ . Анализ нестационарности процессов теплопереноса для рассматриваемой задачи свидетельствует о том, что время выхода процессов на стационарный режим не превышает 20 000 секунд, что хорошо согласуется с результатами проведенных ранее исследований [2].

Исследование выполнено при поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 12-08-00201-а и гранта Президента РФ № МК-1652.2013.8.

Список литературы:

1. Ватин Н.И., Дубов В.В., Петраков Г.П. Внедрение РМД 41-11-2012 Санкт-Петербург «Устройство тепловых сетей в Санкт-Петербурге» // Строительство уникальных зданий и сооружений. – 2013. – № 1(6). – С. 47–54.
2. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численное моделирование теплового состояния трубопровода в условиях затопления с учетом нестационарности процесса насыщения теплоизоляции влагой // Теплоэнергетика. – 2008. – № 5. – С. 60–64.
3. Полежаев Ю. В., Юревич Ф. Б. Тепловая защита. – М.: Энергия, 1976. – 392 с.
4. Санду С.Ф. Математическое моделирование процессов переноса тепла и массы в испарительно-конденсационных системах теплопередачи энергетических установок // Известия Томского политехнического университета. – 2003. – Т. 306. – № 4. – С. 60–63.
5. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1949. – 440 с.
6. Чудновский А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. – М.-Л.: Физматгиз, 1962. – 456 с.

УДК 536.485

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ИЗОЛЯЦИИ**

Пискунов М.В., Лазарев Д.М., Половников В.Ю., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: polov@tpu.ru

Тепловая изоляция ограждений холодильных сооружений эксплуатируется в тяжелых условиях [1], прежде всего из-за непрерывных изменений температуры и влажности наружного воздуха, переменного воздействия солнечной радиации и ветра.

В настоящее время отсутствуют какие-либо модели и методики анализа тепловых режимов работы тепловой защиты систем холодо-снабжения, описывающие реальные физические процессы, протекаю-

щие в пористой структуре тепловой изоляции и механизмы взаимодействия с окружающей средой [1]. В связи с вышесказанным разработка новых подходов к анализу тепловых режимов и оценке теплопритоков к холодильным сооружениям различного назначения приобретает особую актуальность.

Целью данной работы является численное исследование температурных напряжений в низкотемпературной изоляции трубопроводов для транспортировки криожидкостей и анализ возможности разрушения изоляции.

Постановка задачи

Рассматривается участок трубопровода для транспортировки криожидкостей. Для тепловой изоляции трубопровода совместно решаются одномерные нестационарные задачи теплопроводности и термоупругости.

Внешний контур изоляции трубопровода контактирует с окружающей средой. Для задачи теплопроводности на внутренней и внешней границах слоя тепловой изоляции вводятся граничные условия первого и третьего рода соответственно. В начальный момент времени температура равна постоянной величине. Предполагается, что температура внутренней поверхности изоляции равна температуре холодной жидкости и что в результате охлаждения изоляции в ней возникают температурные напряжения.

Математическая модель

Математическая постановка задачи описывается следующими уравнениями [1, 2]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right); \quad (1)$$

$$\begin{cases} \sigma_{xx} = \lambda e + 2\mu \varepsilon_{xx} - (3\lambda + 2\mu) \alpha_p \cdot T; \\ \sigma_{yy} = \lambda e + 2\mu \varepsilon_{yy} - (3\lambda + 2\mu) \alpha_p \cdot T; \\ \sigma_{zz} = \lambda e + 2\mu \varepsilon_{zz} - (3\lambda + 2\mu) \alpha_p \cdot T; \\ \sigma_{xy} = 2\mu \varepsilon_{xy}; \\ \sigma_{yz} = 2\mu \varepsilon_{yz}; \\ \sigma_{zx} = 2\mu \varepsilon_{zx}; \end{cases} \quad (2)$$

$$\sigma(x, \tau) = \frac{\alpha_p \cdot E}{1 - \nu} \left[\frac{1}{\delta} \int_0^\delta T(x, \tau) dx - T(x, \tau) \right]. \quad (3)$$

Начальные условия:

$$T = T_{нач} = const, \quad R_1 \leq r \leq R_2, \quad \tau = 0; \quad (4)$$

Граничные условия:

$$r = R_1, T = T_{v1} = const, \tau > 0; \quad (5)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha(T - T_{oc}), \quad r = R_2, \quad \tau > 0; \quad (6)$$

Обозначения: R – граница области расчета; T – температура, К; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; τ – время, с; r – координата, м; k – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); σ – компонент напряжения; ν – коэффициент Пуассона; E – модуль Юнга, Мпа; λ и μ – постоянные Ляме; ε – компонент деформации; e – объемная деформация, α_p – коэффициент линейного температурного расширения, К⁻¹.

Метод решения и исходные данные

Задача (1)–(6) решена методом прогонки по неявной разностной схеме и методом Симпсона [2].

В качестве примера рассматривался типичный участок трубопровода для транспортировки сжиженного углеводородного газа – диаметром 400 мм [3]. В качестве изоляционного материала выбраны минеральная вата и пенополиуретан ППУ-104Б толщиной 280 мм. Температура внутренней границы R_1 равна температуре криожидкости в резервуаре $T_{ж} = 111$ К [4]. Температура окружающей среды $T_{oc} = 293$ К. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности изоляции принимался равным $\alpha = 5$ Вт/(м²·К). Время расчета задавалось равным $\tau = 3 \cdot 10^5$ с.

В таблице 1 приведены значения теплофизических характеристик [3–6] веществ и материалов, использовавшихся при проведении численного моделирования.

Таблица 1. – Теплофизические характеристики изоляционных материалов

Характеристика	k , Вт/(м·К)	c , Кдж/(кг·К)	ρ , кг/м ³	$\alpha_p \cdot 10^{-6}$, К ⁻¹	E , Мпа	μ	σ , Мпа
Пенополиуретан	0,0397	0,46-0,8	390	66–71	1,15	0,33	1,4
Минеральная вата	0,047	0,88	130	7,7	0,15– 0,25	0,17	0,01– 0,04

Результаты численного моделирования

Основные результаты численного моделирования температурных напряжений в низкотемпературной изоляции трубопроводов для транспортировки криожидкостей приведены на рисунках 1 и 2.

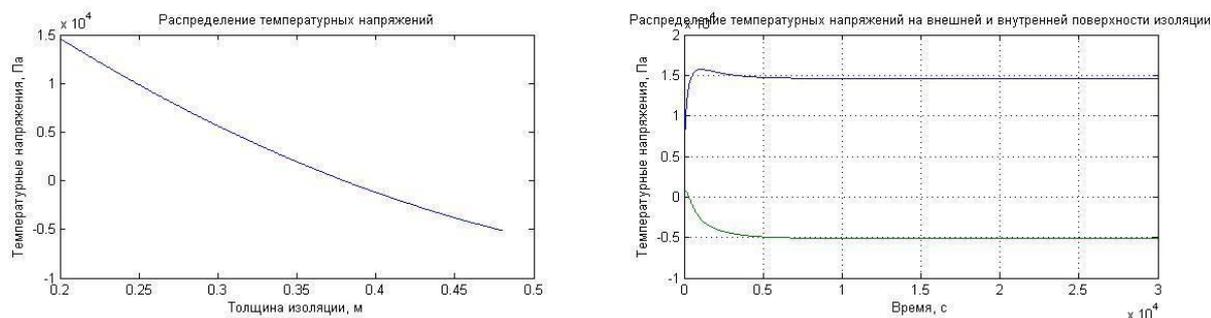


Рис. 1. Результаты моделирования для пенополиуретана

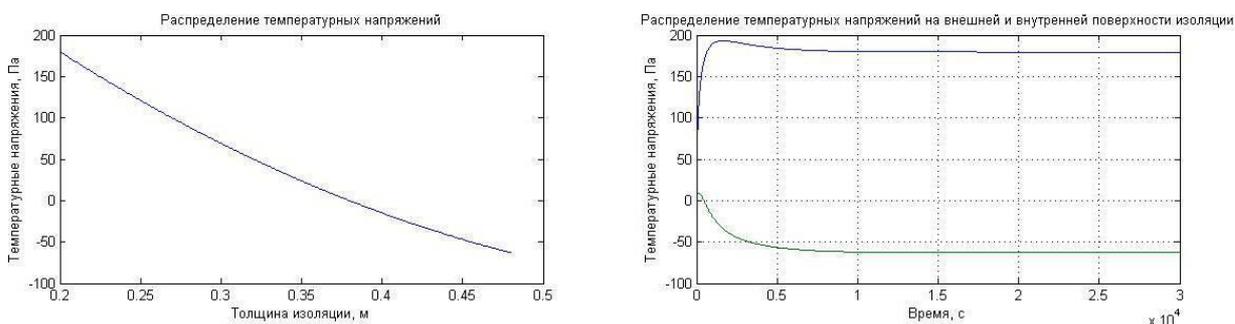


Рис. 2. Результаты моделирования для минеральной ваты

Сопоставление теплофизических характеристик используемых изоляционных материалов (см. табл. 1) с полученными в результате моделирования данными (см. рис. 1, 2) позволяет сделать вывод о том, что при данных начальных условиях, значения температурных напряжений не превышают табличных (как для пенополиуретана, так и для минеральной ваты). Исходя из физико-механических, физико-химических и термоупругих свойств пенополиуретана, результат моделирования достаточно закономерен, что нельзя сказать про результат моделирования температурных напряжений для минеральной ваты.

Проведено численное исследование температурных напряжений в низкотемпературной изоляции трубопроводов для транспортировки криожидкостей и анализ возможности разрушения изоляции. Для исследуемых образцов изоляционных материалов установлено, что при заданных условиях изоляция может эксплуатироваться.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 12-08-00201-а.

Список литературы:

1. Половников В.Ю., Хабибулин А.М. Численное моделирование теплопереноса в ограждающих конструкциях резервуаров для хранения криожидкостей с учетом промерзания тепловой изоляции // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 320. – № 4. – С. 33–36.

2. Кинжибекова А.К., Никифоров А.С., Приходько Е.В. Влияние температурных деформаций кладки на тепловые потери теплоиспользующих агрегатов // Промышленная энергетика. – 2007. – № 12. – С. 34–35.
3. Кузнецов Г.Ф., Бельский В.И., Горбачев В.П. Тепловая изоляция. – М.: Стройиздат, 1985. – 421 с.
4. Малков М.П. Справочник по физико-техническим основам криогеники. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 431 с.
5. Новицкий Л.А., Кожевников И.Г. Теплофизические свойства материалов при низких температурах. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
6. ГОСТ 21880-2011. Маты из минеральной ваты прошивные теплоизоляционные. – М.: Стандартинформ, 2012. – 10 с.

УДК 532.529

ИССЛЕДОВАНИЕ СХОДА ПАРОВОЙ ПЛЕНКИ ПРИ КИПЕНИИ НЕДОГРЕТОЙ ВОДЫ

Агальцов А.М., Вавилов С.Н.

Объединенный институт высоких температур РАН, г. Москва

E-mail: agaltsovam@gmail.com

Интерес исследователей к явлению парового взрыва при кипении недогретой до температуры насыщения воды имеет на данный момент времени долгую и богатую историю [1, 2]. Однако, несмотря на большой объем, как теоретических, так и экспериментальных работ по данной проблеме вопрос о природе возникновения и физике этого явления остается открытым до сих пор. Такая ситуация в первую очередь складывается из-за крайне малых времен протекания происходящих процессов, что осложняет достоверное количественное измерение таких параметров, как температура и давление, а также приводит к существенным трудностям при анализе полученных характеристик. С другой стороны достаточно продуктивным и информативным инструментом при исследовании парового взрыва может послужить использование скоростной видео регистрации, которая сейчас имеет гораздо более слабые частотные ограничения, чем контактные датчики температуры и датчики давления.

Используемая в данном исследовании экспериментальная установка состояла из следующих элементов:

1. Наполненного до определенного уровня дистиллированной недеаэрированной водой стеклянного сосуда с плоскими стенками. Для контроля температуры воды использовалась хромель-алюмелевая термопара.
2. Нагревательного элемента, выполненного в форме полого цилиндра и работающего по принципу джоулева нагрева, предназначенного для задания первоначальной температуры исследуемых образцов.

3. Двухточечной светодиодной подсветки с общим световым потоком не более 1600 лм.

4. Скоростной видеокамеры, позволяющей производить видео регистрацию при частоте съемки 100 кГц, экспозиции 5 мкс, времени съемки примерно 2,3 с и с разрешением 192×128 пикселей. В качестве сопутствующей оптики использовался объектив Гелиос-44М с удлинительными кольцами для макросъемки.

В качестве твердой теплоотдающей поверхности использовались образцы сферической геометрии диаметрами 15 и 25 мм, изготовленные из нержавеющей стали марки AISI 304 (аналог 08X18H10), приваренные в верхней части к державке посредством контактной сварки. Пятно контакта державки и образца не превышало 1 мм, что минимизировало концевые тепловые эффекты. Державка вместе с исследуемым образцом перемещались из объема нагревателя в заранее обозначенную область жидкости с достаточной для качественной видео регистрации точностью. После завершения перемещения их положение жестко закреплялось для предотвращения колебаний системы из-за реактивных сил со стороны пара. На данном этапе исследования температура образца фиксировались только в начальный момент времени до опускания образца в жидкость.

Для исследования кипения на жидкометаллических каплях был изготовлен специальный тигель из нержавеющей стали марки X18H9T. Тигель был выполнен в виде цилиндра диаметром 54 мм и высотой 79 мм, по оси которого сверху было просверлено несквозное отверстие диаметром 10 мм на глубину 75 мм, а с противоположной стороны – отверстие диаметром 5 мм, что в совокупности обеспечивало полость с нижним сливом. Посредством сферически закругленной трубки, служившей в качестве штока, нижний слив мог закрываться и открываться в необходимый момент времени. Для регистрации начальной температуры расплава в трубку-шток была помещена хромель-копелевая термопара. В качестве материалов жидких капель использовались: ПОС 61 (61 % олова, 39 % свинца), сплав Вуда (12,5 % олова, 25 % свинца, 50 % висмута, 12,5 % кадмия), сплав Розе (25 % олова, 25 % свинца, 50 % висмута) и свинец.

В обоих описанных выше случаях циклическая запись данных в оперативную память видеокамеры начиналась до погружения объекта в жидкость и отключалась вручную после наступления взрывного схода паровой пленки или соответственно дробления жидких капель. Это позволяло наиболее простым способом зафиксировать интересующий нас режим кипения.

При охлаждении твердых сферических тел с начальной температурой около 800 К в момент погружения в воду с начальной температурой 297 К (температура воды после завершения эксперимента отличалась от начальной на 6–9 К в зависимости от теплоемкости объекта) и на протяжении некоторого отрезка времени наблюдался пленочный режим кипения. Вследствие значительного недогрева воды граница раздела фаз была гладкой за исключением волн мелкой ряби малой амплитуды.

Далее при постепенном снижении температурного напора в некоторый момент в нижней части сферического тела возникало характерное изменение внешнего вида паровой пленки, которое со скоростью 1,8 м/с распространялось вверх, причем необязательно симметрично и равномерно по времени.

В охваченной новым режимом области были отчетливо видны интенсивные пульсации границы раздела фаз (исходя из этого, имеет смысл называть данный процесс пульсационным режимом кипения), возникающие в какой-то малой по размеру области, фронт которых двигался со скоростью примерно 200–250 м/с во всех направлениях. Причем пульсации никогда не переходили за отчетливо распознаваемую границу между режимами, которая, в свою очередь, перемещалась за счет этих пульсаций, т. е. распространение границы имело в некотором смысле дискретный характер. Также в области пульсационного режима обнаружены образования, внешне напоминающие расположенные на границе раздела фаз пузыри. Описанные выше пульсации приводили эти образования к незначительному относительно общего размера теплоотдающей поверхности хаотическому движению. Можно сказать, что за несколько характерных времен пульсаций местоположение и форма образований оставались почти неизменными; однако, при рассмотрении больших временных промежутков они могли деформироваться, изменяться в размерах и перемещаться по паровой пленке без явно предпочтительного направления, слияние двух образований также было возможным. Характерный вид описанных явлений проиллюстрирован на рисунке 1.

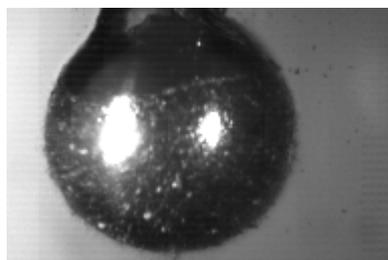


Рис. 1. Характерный кадр распространения пульсационного режима кипения на сферическом теле диаметром 15 мм, нестационарно охлаждаемом в недогретой воде

После полного охвата площади сферического тела пульсационным режимом, через некоторое время частота пульсаций заметно снижалась, а граница раздела фаз становилась гладкой. Затем после некоторого затишья вновь увеличивалась частота возникновения пульсаций, и появлялись образования-пузыри на границе раздела фаз. Такая картина повторялась несколько раз, пока сначала в верхней части сферического тела, а затем и в нижней его части не возник фронт перехода к развитию пузырьковому режиму кипения, который, смыкаясь к экватору, в итоге заполнял всю имеющуюся теплоотдающую поверхность.

Общая продолжительность существования пульсационного режима была 0,14 и 0,06 с для сферических тел диаметрами 15 и 25 мм соответственно. С точки зрения человеческого восприятия столь короткоживущий интенсивный процесс воспринимался, как взрывной переход от пленочного режима к пузырьковому режиму кипения, сопровождающийся характерным отчетливым звуковым хлопком.

Дополнительно необходимо отметить, что в областях охваченных пульсационным режимом обнаружена эмиссия микро пузырьков в жидкость от поверхности паровой пленки. Несмотря на существенный недогрев жидкости до температуры насыщения, микро пузыри не схлопывались, что наталкивает на предположение об их газовой (непаровой) природе.

Начальная температура жидкометаллических капель варьировалась от 840 до 950 К, что, как и в случае охлаждения твердых тел, обеспечивало возникновение и существование устойчивого пленочного режима кипения на протяжении некоторого времени после погружения в жидкость путем свободного падения. Объем засыпаемого в тигель металла или сплава был примерно равен объему одной или двух крупных капель, которые могли вылиться из сливного канала тигля. В тех экспериментах, где по какой-то причине не удавалось получить крупную каплю с почти сферической геометрией, а в холодную воду вытекала струя расплава или ряд мелких капель, дробление наблюдалось с существенно меньшей вероятностью, чем в экспериментах с крупными сферическими каплями. Изменение режимных параметров, таких как: температура воды (277–311 К); начальная температура расплава в указанном выше диапазоне; материал расплава (ПОС 61, Вуд, Розе, Свинец) – на фоне указанного геометрического фактора сказывалось незначительно.

При дроблении жидкометаллических капель, аналогично процессу на твердых сферических телах, пленочный режим кипения в некоторый момент сменялся пульсационным. После возникновения нескольких пульсационных волн поверхность капли существенно деформировалась, зачастую с выдавливанием в жидкость тонких струй. Далее после не-

скольких (от одного до трех) резких толчков жидкометаллическая капля разрушалась (см. рис. 2) с образованием либо объемной пористой структуры, либо – большого числа индивидуальных мелких сферических фракций (было получено только при экспериментах со сплавом Розе в двух опытах).

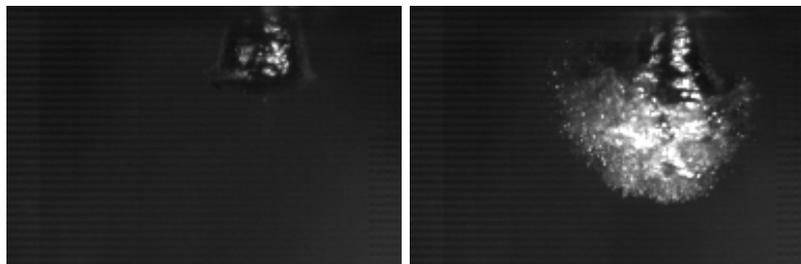


Рис. 2. Дробление жидкой капли сплава Розе на мелкие сферические фракции. Слева – кадр до разрыва; справа – процесс разрушения

Список литературы:

1. Buchanan D.J., Dullforce T.A. Mechanism for vapor explosions. // Nature. – 1973. – V. 245. – P. 32–34.
2. Park H.S., Hansson R.C., Seghal B.R. Fine fragmentation of molten droplet in highly subcooled water due to vapor explosion observed by X-ray radiography. // Exp. Thermal and Fluid Science. 2005. – V. 29. – P. 351–361.

УДК 621.18

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ В ПРОСТЕЙШЕЙ МОДЕЛИ
ВИХРЕВОЙ ТОПКИ**

Аникин Ю.А., к.т.н.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: aleks@itp.nsc.ru

Представлены результаты экспериментов по исследованию пульсационных характеристик закрученных потоков в простейшей модели вихревой топки. Использовался закрытый кубический контейнер с длинной стороны, равной 120 мм. Рабочая секция контейнера была выполнена из прозрачного оргстекла оптического качества. В верхней крышке установлен вращающийся диск радиуса $R = 59,5$ мм. Постоянство угловой скорости вращения диска Ω обеспечивал шаговый двигатель и система управления двигателем на основе микроконтроллера.

Также проведен эксперимент, показавший, что погрешность периода вращения диска не превышала 0,01 % в диапазоне вращения диска

0,01–1 об/с. Кинематическая вязкость рабочей жидкости (воды) ν при 25 °С составляла $1,05 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Из-за малого значения кинематической вязкости интересующий нас диапазон чисел Рейнольдса реализовался на очень малых скоростях вращения диска. Частота вращения диска Ω находилась в диапазоне 0,045–0,109 об/с. Такое медленное вращение индуцирует малые абсолютные значения скоростей потока. Аппаратная часть LDSA адаптировалась для измерения сверхмалых скоростей в диапазоне от 0,0001 до 0,02 м/с – изменялись полосы частот пропускания входных фильтров аналогового сигнала и понижалась тактовая частота препроцессора. Измерение сверхмалых скоростей и, соответственно, низкочастотных пульсаций скорости потребовало большого времени наблюдения. Эксперимент был полностью автоматизирован. План эксперимента представляет собой цикл со стадиями, включающими в себя установку параметров эксперимента (изменение числа Рейнольдса от 1000 до 2400 с шагом 100), установление режима (100 оборотов диска), накопление результатов измерения (100 оборотов диска) и сохранение статистики в базу. Полное время эксперимента составило 12 часов.

Экспериментальная установка содержала координатно-позиционирующее устройство (КПУ) для вертикальных перемещений LDSA относительно контейнера. В процессе эксперимента по исследованию пульсаций скорости закрученного потока после выбора исследуемой точки дальнейшее сканирование по объему контейнера не производилось.

Исследования флуктуаций скорости закрученного потока выполнены в точке на расстоянии 30 мм ($R/2$) от вертикальной оси контейнера, соосной оси вращения диска, и на высоте 30 мм ($H/4$, где H – вертикальный размер контейнера). Выбор пространственного положения точки измерений обусловлен тем, что осцилляции течения всегда появляются сначала в нижней части закрытого контейнера, где влияние вращающегося диска достаточно слабо и меридиональное течение жидкости направлено от стенок контейнера к его оси [1].

В ходе проведения эксперимента было отмечено значительное время установления стационарного режима. Так, при изменении скорости вращения диска с 0 до 0,077 об/с ($Re = 1700$) установление режима происходило не менее 3000 секунд, что соответствует 230 оборотам диска.

При изменении скорости вращения, соответствующем изменению Re на 100 единиц (например, от 2000 до 2100), время переходного процесса укладывалось в продолжительность 100 оборотов диска. Это относительное время было принято временем установления режима перед каждой стадией проведения измерений. Измерения подвергались стати-

стической обработке – производилась фильтрация по признаку достоверности и по критерию 3 сигма [2].

Выполнены измерения окружной и осевой компонент вектора скорости в различных режимах течения, диапазон чисел Рейнольдса составлял 1000–2500. Исследования флуктуаций скорости закрученного потока выполнены в точке на расстоянии 30 мм ($R/2$) от вертикальной оси контейнера, соосной оси вращения диска, и на высоте 30 мм ($H/4$, где H – вертикальный размер контейнера). На рисунке 1 приведены примеры временных реализаций окружной и осевой компонент скорости после возникновения пульсаций в потоке.

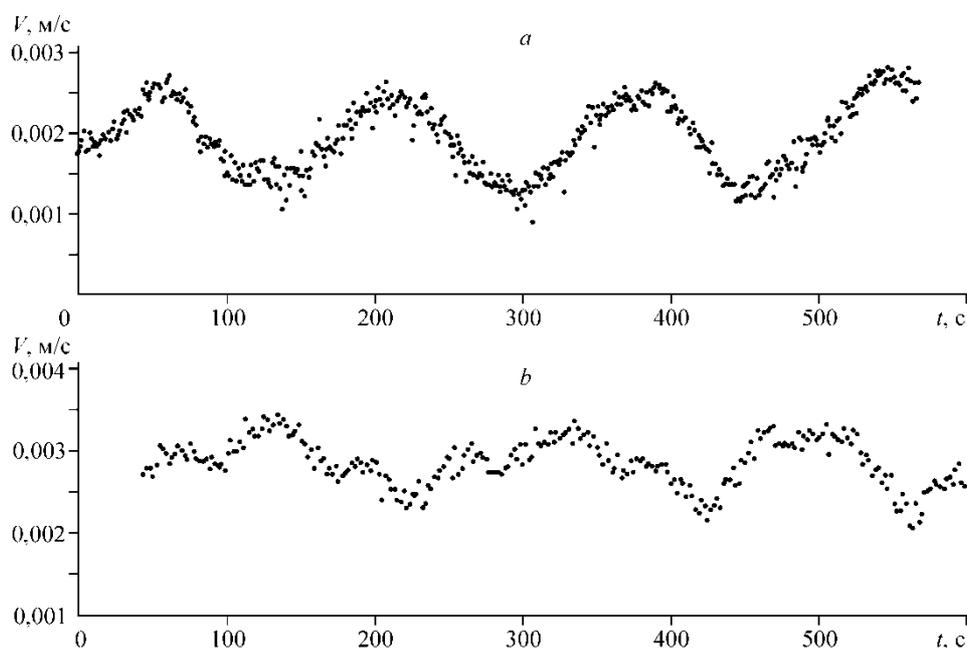


Рис. 1. Временные реализации окружной компоненты скорости при $Re = 1800$ (a) и 2100 (b)

Анализ этих данных позволяет заключить, что при малых числах Рейнольдса (< 2000) до возникновения визуальных изменений в течении [3] пульсации скорости уже имеют ярко выраженный гармонический характер (см. рис. 6, а), а для чисел Рейнольдса, превосходящих 2000, графики изменения скорости имеют более сложный характер, существенно отличающийся от синусоиды.

На рисунке 2 приведен пример зависимости дисперсии скорости σ_v^2 от числа Рейнольдса (линия с квадратными маркерами 1), где для сравнения приведена дисперсия из работы [3], измеренная в той же точке цилиндрического контейнера (линия с треугольными маркерами 2). Построенный график показывает наличие незначительных пульсаций постоянной амплитуды в кубическом контейнере даже при малых числах

Рейнольдса и точно фиксирует начало линейного роста их амплитуды для $Re > 1400$. Тогда как для цилиндрического контейнера при значениях Re вплоть до 2500 наблюдается стационарный режим течения с фактически нулевой амплитудой пульсаций, связанной с «шумом» измерений, и только затем возникают гармонические колебания, которые характеризуются также линейным ростом дисперсии, приблизительно с тем же наклоном.

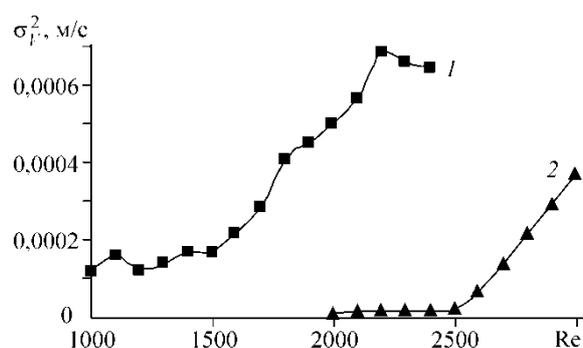


Рис. 2. Зависимости дисперсии скорости от числа Рейнольдса:
1 – квадратное сечение контейнера, 2 – круглое сечение контейнера

Таким образом, в закрученном потоке в кубическом контейнере не только реализуется другой сценарий перехода к нестационарному течению, показанный визуализацией в [3], но и пульсации в потоке развиваются по-разному. Имеется, по крайней мере, два существенных различия закрученных потоков в контейнерах разного сечения, играющих важную роль при интерпретации полученного результата. В отличие от цилиндра, где закрученный поток вдали от ядра на периферии непосредственно взаимодействует со стенкой, поток в центре куба сглаживается вдоль вертикальных ребер угловыми вихрями, не имея прямого контакта со стенкой. За счет разных потерь на взаимодействие с периферией приосевые вихри в разных контейнерах характеризуются разным градиентом давления в осевом направлении от неподвижного доньшка к вращающейся крышке, что приводит к реализации разных сценариев развития закрученных течений и, по-видимому, к разным моментам возникновения роста пульсаций в потоке. Помимо этого, за счет квадратного сечения в кубе всегда существует мощное неосесимметричное возмущение центрального осесимметричного вихря, которое инициирует пульсации в потоке. По этим причинам слабые пульсации одинаковой амплитуды существуют в кубе уже при малых числах Рейнольдса, а при их увеличении рост пульсаций появляется намного раньше, чем в цилиндре [3].

Дополнительно был проведен анализ спектральных характеристик течения в исследованной точке, показавший существование в потоке

различных мод возмущений для разных чисел Рейнольдса. Установлено, что для режимов с $Re = 1400\text{--}2300$ существует устойчивая пульсация с частотой, составляющей $0,071\text{--}0,004$ от частоты вращения диска Ω . При $Re = 2000\text{--}2300$ появляется дополнительная пульсация с другим отношением частот $0,174\text{--}0,007$. При дальнейшем росте числа Рейнольдса возникают три и более моды колебаний, причем дисперсия этих колебаний начинает уменьшаться, что требует дальнейшего изучения.

Таким образом, экспериментально исследовано возникновение и рост нестационарных возмущений в кубическом контейнере с вращающейся верхней крышкой с использованием лазерной доплеровской измерительной системы на полупроводниковом лазере. Исследованы режимы в диапазоне чисел Рейнольдса от 1000 до 2400. Установлено с помощью анализа спектрально-частотных характеристик, что при $Re = 1400$ закрученный поток в кубическом контейнере с вращающейся верхней крышкой начинает испытывать гармонические пульсации скорости, сначала одномодовые, затем двух- и трехмодовые. При $Re > 2300$ отдельные моды не выделяются, а поток становится существенно нестационарным.

Сопоставлены уровни пульсаций в вихревых устройствах с рабочими участками кубической и цилиндрической формы. Выявлено, что пульсации в кубическом контейнере возникают существенно раньше, чем в цилиндрическом ($Re = 2500$), амплитуда пульсаций при $Re = 1400\text{--}2300$ растет линейно с числом Рейнольдса. Существенно различаются не только моменты возникновения пульсаций скорости, но и сценарии развития нестационарности закрученного потока. Полученные результаты имеют принципиальное значение для развития вихревых технологий – вихревого горения, описания процессов в вихревых биохимических реакторах и пр., в которых на процессы теплопереноса существенно влияют нестационарность потока и явления вихревого распада.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

Список литературы:

1. Gelfgat A.Y., Bar-Yoseph P.Z., Solan A. Three-dimensional instability of axisymmetric flow in rotating lid-cylinder enclosure // J. Fluid Mech. – 2001. – Vol. 438. – P. 363–377.
2. Аникин Ю.А. Главный В. Г. Определение частоты многочастичного доплеровского сигнала при измерениях кинематики оптически плотных сред // VIII Всероссийская конференция молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и

физической гидрогазодинамики»: Тезисы докладов. – Новосибирск: ИТ СО РАН, 2004. – С. 151–152.

3. Окулов В.Л., Меледин В.Г., Наумов И.В. Экспериментальное исследование закрученного потока в кубическом контейнере // ЖТФ. – 2003. – Т. 73. – № 10. – С. 29–35.

УДК 621.56

ТЕПЛООБМЕН В КОРИДОРНОМ ПУЧКЕ ТРУБ ПРИ НАЛОЖЕНИИ НА ПОТОК НИЗКОЧАСТОТНЫХ НЕСИММЕТРИЧНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ

Хайбуллина А.И., Хайруллин А.Р., Синявин А.А., д.т.н., Ильин В.К.
Казанский государственный энергетический университет, г. Казань
E-mail: haybullina.87@mail.ru

Проблема интенсификации процессов теплообмена является актуальной задачей в энергетических установках. Для интенсификации теплообмена используются различные современные методы.

А.Е. Берглсом [1] были классифицированы шестнадцать различных методов интенсификации теплоотдачи, которые делятся на активные и пассивные. Основное их отличие заключается в том, что пассивные методы не требуют внешнего подвода энергии для интенсификации.

Проблема интенсификации теплообмена и теплообменного оборудования подробно изучена авторами [1].

В [2] приводятся данные об интенсификации теплообмена в трубах с термически проницаемыми стенками при пульсациях потока жидкости. Также в статье [3] сообщается об увеличении интенсивности теплообмена в трубе при высокоамплитудных колебаниях потока жидкости, создающих обратный ток.

В [4] авторы указывают на повышение скорости теплопереноса в среднем на 30 % за счёт пульсации теплоносителя в трубе для числа Рейнольдса 1643 и частоты пульсаций 1 Гц. Приводятся данные для потоков с числами Рейнольдса от 750 до 12320 и диапазоне частот от 1 до 10 Гц и различных диаметров труб. Показано значительное влияние диаметра трубы на интенсивность теплоотдачи.

Представляют интерес результаты исследования низкочастотного импульсного воздействия на поток с целью улучшения условий протекания теплообмена в ламинарном потоке при поперечном обтекании преграды [5, 6].

Исследован теплообмен в пульсирующей среде с высокой частотой, протекающей в межтрубном пространстве пучка [7].

На основе анализа методов проведения химико-технологических процессов было выявлено, что пульсационная форма проведения про-

цессов является более эффективной по сравнению с традиционными схемами, авторами [8] проведена классификация видов воздействий.

Литературный обзор показал, что большинство разработок вопроса протекания тепломассообменных процессов в нестационарных условиях проводится за рубежом, чаще исследуются потоки, пульсирующие с высокой частотой, имеющие симметричный характер. Диапазон частот несимметричных импульсов потока до 1 Гц при обтекании трубного пучка мало изучен.

Цель настоящей работы – проверка влияния на теплообмен наложение на поток низкочастотных несимметричных пульсаций (ННП) с частотой $f = (0,125; 0,5)$ Гц и чисел Рейнольдса $Re = (100; 500)$.

Краткий результат исследований представлен на рисунке 1.

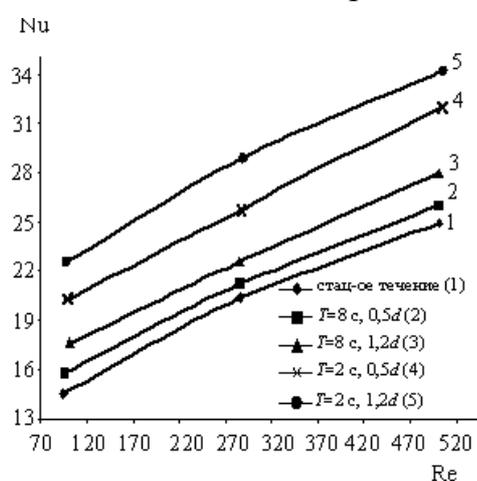


Рис. 1. Зависимость изменения критерия Нуссельта от числа Рейнольдса с периодом пульсаций $T = (2; 8)$ с, d – диаметр труб

Проведенные исследования показали, что наложение пульсаций на поток приводит к интенсификации теплообмена по сравнению со стационарным течением в среднем на 17 %. Из рисунка 1 видно, что наиболее эффективным режимом в исследуемом диапазоне, без учета затрат энергии на генерацию пульсаций, является режим с частотой $f = 0,5$ Гц и амплитудой колебаний $1,2d$. Следует отметить, что при увеличении амплитуды колебаний коэффициент теплоотдачи растет.

По полученным результатам исследования можно сделать вывод о перспективности дальнейшего изучения пульсирующих течений в области частот $f = (0,125; 0,5)$ Гц при изменении амплитуд импульсов.

Список литературы:

1. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена: монография / под. общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 560с.

2. Inaba T., Kubo T. Enhanced heat transfer through oscillatory flow // J. Heat Transfer – Japanese Research. – 1993. – Vol. 22. – № 5. – P. 480–92.
3. Zhixiong G., Hyung J.S. Analysis of the Nusselt number in pulsating pipe flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1997. – Vol. 40. – № 10. – P. 2486–2489.
4. Zohir A.E., Habib M.A., Attya A.M., Eid A.I. An experimental investigation of heat transfer to pulsating pipe air flow with different amplitudes // Heat and Mass Transfer. – 2006. – Vol. 42. – № 7. – P. 625–635.
5. Olayiwola B.O., Walzel P. Flow pulsation and modified duct surface for process heat transfer intensification // International Journal of Chemical Reactor Engineering. – 2007. – Vol. 5. – P. 10.
6. Olayiwola B., Walzel P. Cross-flow transport and heat transfer enhancement in laminar pulsed flow // J. Chemical Engineering & Processing: Process Intensification. – 2008. – Vol. 47. – № 5. – P. 929–937.
7. Bokun I.A. Heat exchange between a pulsating layer and a bundle of tubes immersed in it // Vestsi Akademii Navuk BSSR, Serya Fizika Energetychnykh Navuk. – 1977. – № 2. – P. 37–40.
8. Промтов М.А. Машины и аппараты с импульсными энергетическими воздействиями на обрабатываемые вещества: Учебное пособие. – М.: «Издательство Машиностроение-1», 2004. – 136 с.
9. Кошкин В.К., Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Нестационарный теплообмен. – М.: «Машиностроение», 1973. – 328 с.

УДК 532.135:532.517.4:678.053.3

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ПРОЦЕССА
УСРЕДНЕНИЯ ВЫСОКОКОНЦЕНТРИРОВАННОЙ
ГРАНУЛИРОВАННОЙ СРЕДЫ В СМЕСИТЕЛЬНОМ БУНКЕРЕ**

Шваб А.В., д.ф.-м.н., Марценко А.А., Марценко М.С., к.ф.-м.н.

Томский государственный университет, г. Томск

E-mail: martsenko@sibmail.com

В работе проводится исследование движения и процесса смешения высококонцентрированной гранулированной хорошо сыпучей среды в вертикальном смесительном бункере при инерционном режиме движения [1] в рамках «теории быстрых движений гранулированных сред». Для описания течения используется дифференциальная модель, основой которой являются положения механики сплошной среды с учетом реологических свойств зернистого материала и дополнительное уравнение переноса хаотической энергии пульсационного движения гранул [2]. Моделирование процесса смешения проводится на основе уравнения переноса концентрации ключевого и основного компонентов зернистой смеси. Энергия стохастического движения гранул при инерционном режиме течения моделируется по аналогии с теорией турбулентности [3]. Диссипация энергии стохастического движения гранулированной среды

и определение модельного коэффициента вязкости в уравнениях переноса импульса и энергии записываются с помощью формул Колмогорова-Прандтля. Перемещение гранул в пульсационном движении ограничено ввиду высокой концентрации гранулированной среды, что позволяет в первом приближении считать масштаб длины хаотического пульсационного движения гранул как величину постоянную.

В работе рассматривается установившееся гравитационное течение высоконцентрированной гранулированной среды в вертикальном бункере, с расположенными в нем горизонтальными тарелками для интенсивного перемешивания основного и ключевого компонентов смеси. Схема такого бункера изображена на рисунке 1. На входе в канал сверху с постоянной скоростью подается несмешанная однородная по физическим свойствам гранулированная среда. Процесс ее усреднения происходит за счет явлений конвекции и диффузии, которая появляется за счет хаотического пульсационного движения гранул в инерционном режиме течения при движении по бункеру.

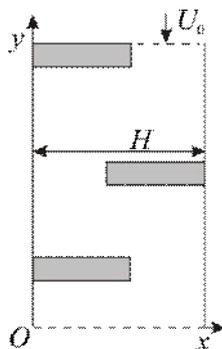


Рис. 1. Вертикальный смесительный бункер

Для описания гидродинамики и процесса усреднения высоконцентрированной гранулированной среды в инерционном режиме течения воспользуемся системой уравнений, состоящей из уравнений переноса импульса, уравнения непрерывности, уравнения стохастической энергии пульсационного движения гранулированной среды и уравнения переноса концентрации ключевого компонента смеси:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(u_x^2)}{\partial x} + \frac{\partial(u_x u_y)}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{(1+b)}{\text{Re}} \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{(1+b)}{\text{Re}} \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) + \\ &+ \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial b}{\partial x} \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial b}{\partial y} \frac{\partial u_y}{\partial x} \right); \\ \frac{\partial(u_x u_y)}{\partial x} + \frac{\partial(u_y^2)}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{(1+b)}{\text{Re}} \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{(1+b)}{\text{Re}} \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) + \\ &+ \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial b}{\partial x} \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial b}{\partial y} \frac{\partial u_y}{\partial y} \right); \end{aligned}$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0;$$

$$\frac{\partial(u_x e)}{\partial x} + \frac{\partial(u_y e)}{\partial y} = \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[(1+b) \frac{\partial e}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(1+b) \frac{\partial e}{\partial y} \right] \right\} +$$

$$+ \frac{b}{\text{Re}} \left[2 \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 \right] - c_2 \frac{e^{3/2}}{l};$$

$$u_x \frac{\partial C}{\partial x} + u_y \frac{\partial C}{\partial y} = \frac{1}{\text{Re Sc}} \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} \right),$$

где

$$b = \frac{c_1}{\text{Re}} l \sqrt{e}; \quad \text{Re} = \frac{U_0 H}{B_0}; \quad \text{Sc} = \frac{B_0}{D}; \quad e = \frac{E}{U_0^2};$$

$$b = \frac{B}{B_0}; \quad u_x = \frac{U_x}{U_0}; \quad u_y = \frac{U_y}{U_0}; \quad l = \frac{L}{H}.$$

Здесь L - масштаб длины хаотического пульсационного движения гранул, который в силу высокой концентрации зернистой среды можно принять постоянной величиной; Re и Sc – соответственно критерии Рейнольдса и Шмидта; c_1 и c_2 – постоянные модели; B – модельный коэффициент кинематической вязкости, учитывающий дополнительный перенос импульса за счет пульсационного движения гранулированной среды и B_0 – постоянное значение вязкости для хорошо сыпучей зернистой среды, которое в общем случае может зависеть от напряжений в гранулированной среде. В настоящей работе принято $B_0 = \text{const}$.

Для получения единственного решения используются следующие граничные условия. Во входном сечении для безразмерных значений вертикальной и горизонтальной составляющих вектора скорости используются условия: $u_y = -1$, $\partial u_x / \partial y = 0$. На стенках канала нормальная компонента скорости равна нулю, а для тангенциальной составляющей скорости применяется условие скольжения. Предполагается, что на стенке скорость среды определяется не только величиной тензора напряжений, но и величиной сухого, кулоновского трения пары стенка-частица и поэтому для определения условия скольжения вводится независимый эмпирический параметр, величина которого определяется из сопоставления численных и опытных данных. В безразмерном виде условие частичного скольжения на стенке для гранулированной среды можно представить в виде:

$$\frac{\partial u_s}{\partial n} = \beta u_n,$$

где n – нормаль к стенке; u_s – тангенциальная составляющая вектора скорости; $\beta = \beta^0 / H$ – безразмерное значение независимого эмпирическо-

го коэффициента (β^0 – размерный коэффициент скольжения), величина которого находится в диапазоне $0 \leq \beta \leq \infty$, причем значение $\beta = 0$ – соответствует условиям полного скольжения среды на стенке, а $\beta \rightarrow \infty$ – отвечает условию прилипания. Для лучшего согласования теоретических расчетов с опытными данными, на передней части тарелок по направлению потока для составляющих скоростей используются условия прилипания, а на остальных границах – условие частичного скольжения. Значение кинетической энергии e на стенке равно нулю, а на входе задается постоянное значение. На входной границе в центральной зоне задается постоянное значение $C = 1$ ключевого компонента концентрации смеси. На периферии этого же сечения задается концентрация основного компонента, равная нулю. На стенках используется условие отсутствия потока концентрации ($\partial C/\partial n = 0$). На выходной границе используются мягкие условия установления $\partial/\partial y = 0$ для всех искомых функций.

На рисунке 2 показано распределение изолиний осредненной кинетической энергии стохастического пульсационного движения в бункере при параметрах: $Re = 10$; $c_1 \cdot l = 1,5$; $c_2/l = 10,5$; $\beta = 0$. Поле изолиний концентрации ключевого компонента гранулированной смеси показано на рисунке 3. Из этого графика хорошо видно, как происходит усреднение смеси, причем, в выходном сечении бункера имеет место завершение процесса смешения ключевого и основного компонентов смеси.

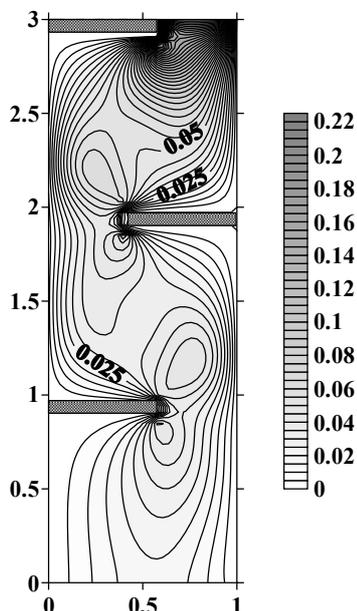


Рис. 2. Распределение изолиний кинетической энергии пульсационного движения гранулированной среды

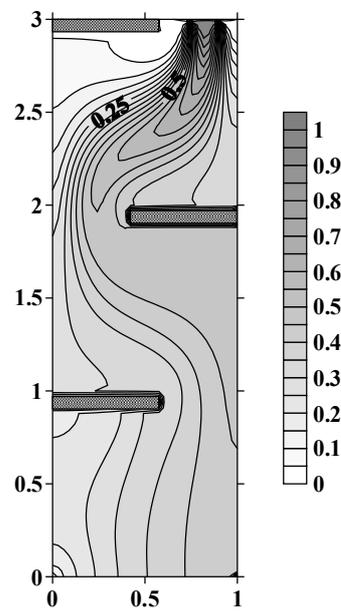


Рис. 3. Распределение изолиний концентрации ключевого компонента гранулированной среды

Работа поддержана грантом РФФИ 13-08-00372-а.

Список литературы:

1. Механика гранулированных сред. Теория быстрых движений: Сб. ст.: Пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – 280 с.
2. Марценко А.А., Марценко М.С., Шваб Н.С. Моделирование движения высококонцентрированной гранулированной среды // Изв. Вузов. Физика. – 2012. – Т. 55. – № 7/2. – С. 115–118.
3. Ahmadi G., Shahinpoor M. Towards a turbulent modeling of rapid flow of granular materials // Powder Technology. – 1983. – Vol. 35. – № 2. – P. 241–248.

УДК 519.6

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ПОЛИМЕРИЗАЦИИ МНОГОЖИЛЬНОГО КАБЕЛЬНОГО ИЗДЕЛИЯ

Иванова Е.В.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: zhenya1@tpu.ru

Процессы вулканизации кабельных изделий предполагают их пропускание через специализированные печи [1] с температурой нагрева 450–550 К. Завершением рассматриваемых процессов принято считать достижение по всей толщине изоляционного слоя кабеля требуемой [2] степени полимеризации ($\varphi \approx 0,99$).

Цель настоящей работы – исследование отличий интегральных характеристик вулканизации одножильного и многожильного кабельных изделий.

Численное моделирование выполнено для типичной системы, представленной на рисунке 1. Предполагалось, что кабель содержит несколько изолированных проводников (медных жил) и общую оболочку (резина). Начальная температура изделия T_0 принималась существенно ниже температуры воздуха в нагревательной камере печи T_h .

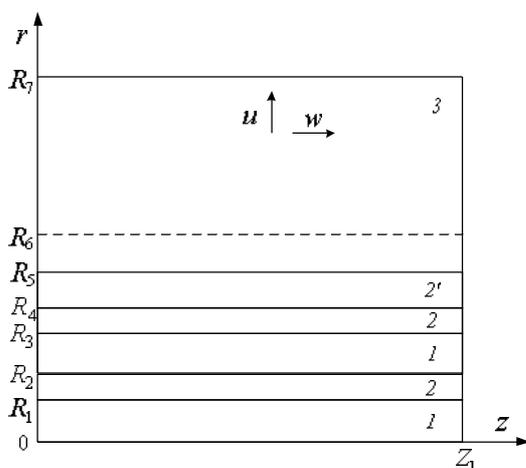


Рис. 1. Схема области решения задачи:
 1 – металлическая жила, 2 – оболочка жилы, 2' – оболочка кабеля, 3 – нагретый до высоких температур воздух в печи

При моделировании учитывались воздушные зазоры вблизи участков входа ($z = 0, R_5 < r < R_6$) и выхода ($z = Z_1, R_5 < r < R_6$) кабельного изделия из вулканизационной печи. Считалось, что окружающий воздух с температурой, равной начальной температуре изделия $T_c = T_0$, и скоростью w_c , равной скорости протяжки кабеля, втекает в камеру через зазор во входном отверстии ($z = 0, R_5 < r < R_6$). Смесь относительно холодного окружающего и горячего воздуха печи вытекает через выходное отверстие ($z = Z_1, R_2 < r < R_3$) со скоростью, равной скорости протяжки изделия w_c . Рассматривалась осесимметричная система (см. рис. 1).

При численном моделировании принимались следующие допущения, не накладывающие существенных ограничений на общность постановки задачи:

1. Контакт между жилами и слоями изоляционного материала идеален;
2. Кабель имеет правильную цилиндрическую форму;
3. Рассматривается фрагмент кабеля с идеально теплоизолированными торцами;
4. Теплофизические характеристики материала жилы, оболочки кабеля и воздуха в нагревательной камере не зависят от температуры.

Математическая модель тепломассопереноса в условиях химического реагирования для системы «горячий воздух – многожильный кабель» в цилиндрической системе координат (см. рис. 1) при $0 < t < t_p$ может быть сформулирована в виде типичных нестационарных дифференциальных уравнений математической физики [3–5].

Система нестационарных дифференциальных уравнений с соответствующими краевыми условиями решена методом конечных разностей [6]. Разностные аналоги дифференциальных уравнений решены локально-одномерным методом и методом переменных направлений [6]. Для решения одномерных разностных уравнений применен метод прогонки с использованием неявной четырехточечной схемы [6]. Аппроксимация граничных условий для уравнений Пуассона и завихренности выполнена аналогично [7, 8].

Важно отметить, что полученные результаты для многожильного кабеля (см. рис. 1) свидетельствуют о нецелесообразности выдержки нормативных температур в печи для разных по внутренней структуре изделий. Корректный выбор режима вулканизации (с соответствующими значениями T_h, w_c, t_p) позволит минимизировать характерные времена процесса и обеспечит условия равномерного прогрева изделия (без перегрева, плавления и соответствующих дефектов поверхности).

Установлено, что времена полимеризации резиновой оболочки многожильного кабельного изделия существенно превышают значения

аналогичных параметров для одножильного кабеля при прочих равных условиях. Полученный результат свидетельствует о необходимости учета внутренней структуры кабельного изделия при выборе режима вулканизации. Несмотря на идентичные размеры внешней оболочки кабеля целесообразно для многожильных изделий выдерживать время в специализированных нагревательных камерах существенно большее (как следствие, меньшие скорости протяжки) по сравнению с одножильными.

Разработанную модель тепломассопереноса можно использовать в качестве прогностической при выборе режимов вулканизации типичных многожильных кабелей и соответствующих параметров (температура в печи, допустимые размеры воздушных зазоров на входе и выходе камеры, время нагрева, скорость протягивания и т. д.).

Список литературы:

1. Кошелев Ф.Ф., Корнев А.Е., Климов Н.С. Общая технология резины. – М.: Химия, 1968. – 560 с.
2. Лукомская А.И., Баденков П.Ф., Кеперша Л.М. Тепловые основы вулканизации резиновых изделий. – М.: Химия, 1972. – 359 с.
3. Роч П.Дж. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
4. Джалурия Й. Естественная конвекция: тепло- и массообмен. – М.: Мир, 1983. – 399 с.
5. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, 1984. – 277 с.
6. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1983. – 616 с.
7. Иванова Е.В., Стрижак П.А. Численное моделирование комплекса теплофизических и термохимических процессов при вулканизации кабельных изделий // Тепловые процессы в технике. – 2012. – № 4. – С. 187–192.
8. Иванова Е.В., Стрижак П.А. Численный анализ потенциала энергосбережения технологий производства кабельных изделий // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2012. – № 7–8. – С. 72–79.

УДК 536.4

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛНОТЫ
ИСПАРЕНИЯ ОДИНОЧНЫХ КАПЕЛЬ ВОДЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ
ЧЕРЕЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ**

Волков Р.С., Стрижак П.А., д.ф.-м.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: romanvolkov@tpu.ru

Результаты численных исследований [1–6] показали, что при движении через высокотемпературные ($T_f = 1100\text{--}1200\text{ K}$) газы некоторой совокупности капель воды (одной, двух, трех, четырех и пяти) с характерными размерами 0,1–5 мм испарение жидкости происходит с низкой

интенсивностью. Так, например, установлено [3–6], что при прохождении такими каплями в столбе газов высотой в несколько метров испаряется до 5–7 % от исходной массы жидкости. Водяные капли размерами более 2–3 мм могут пролетать расстояния до 6–7 м при $T_f = 1170$ К. Сделаны выводы [1–6] о том, что установленная особенность может существенно сказываться на эффективности использования воды (в том числе и тонкораспыленной) в практике тушения пожаров.

Результатов экспериментальных исследований испарения воды, движущейся через высокотемпературные продукты сгорания, не так много (особенно на уровне одиночных или малой совокупности капель). Представляется целесообразным проведение экспериментального исследования макроскопических закономерностей таких процессов в условиях, приближенных к практическим приложениям, в частности, реализующихся при формировании очагов пожаров.

Цель работы – экспериментальное исследование интегральных характеристик испарения капель воды при их движении через высокотемпературные продукты сгорания.

При выполнении экспериментов использована схема, предусматривающая сброс рабочей жидкости с определённой высоты в зону пламени (см. рис. 1). В качестве рабочей жидкости использовалась вода с незначительной примесью наночастиц диоксида титана (до 0,5 %), который был введен в рабочую жидкость для повышения контрастности видеogramм при лазерной подсветке.

На рисунке 1 приведена схема экспериментальной установки для фиксации видеogramм с изображениями капель на входе в область горения. Рабочая жидкость 8 из емкости 7 подавалась в дозатор 9, который использовался для формирования потока капель рабочей жидкости. Далее поток капель поступал в цилиндрический канал 13, заполненный высокотемпературными продуктами сгорания, где, по мере своего продвижения капли жидкости постепенно прогревались и претерпевали частичное испарение. Видеофиксация видеogramм с изображениями движущихся капель проводилась поочередно в двух рабочих областях: на входе и выходе цилиндрического канала 13 соответственно (см. рис. 1). Для регистрации видеogramм применялась измерительная PIV-система, состоящая из генератора лазерного излучения 3, двойного твердотельного импульсного лазера 4, кросскорреляционной камеры 5, синхронизатора 2 и ПК 1 со специализированным программным обеспечением, позволяющим кадрировать результаты съёмки (задержка между кадрами составляла 100 мс).

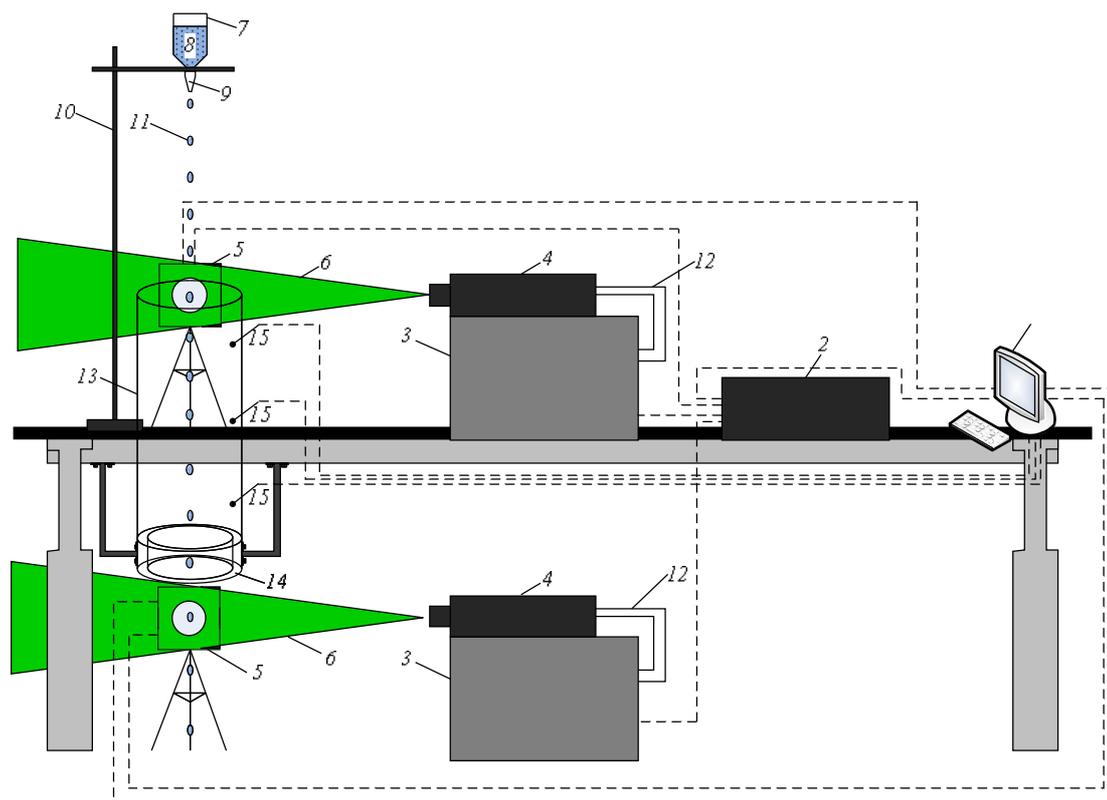


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 – ПК; 2 – синхронизатор ПК, кросскорреляционной камеры и лазера;
 3 – генератор лазерного излучения; 4 – двойной твердотельный импульсный лазер;
 5 – кросскорреляционная камера; 6 – световой «нож»; 7 – ёмкость с жидкостью;
 8 – рабочая жидкость; 9 – распылитель (дозатор); 10 – штатив; 11 – капли жидкости;
 12 – канал движения вспомогательной охлаждающей жидкости;
 13 – цилиндр из жаростойкого светопрозрачного материала; 14 – полый цилиндр с горючей жидкостью; 15 – термопары

Для создания устойчивого пламени использовалось типичное жидкое топливо со стабильными характеристиками – керосин. Для регистрации температуры продуктов сгорания использовалась методика термопарных измерений. Измерения температуры выполнялись хромель-копелевыми термопарами 15 на разных отметках по высоте в зоне движения продуктов сгорания. Температура продуктов сгорания составила 1070 ± 30 К. Важно отметить, что установленные значения температуры соответствуют средней температуре пожара, т. е. наиболее типичным условиям, реализуемым на практике.

Цикл экспериментов проведен для капель с характерными размерами $R_d > 1$ мм. Так в таблице 1 представлены полученные результаты для серии экспериментов с размерами капель рабочей жидкости $R_d > 3$ мм. Установлено, что при прохождении каплями с начальными средними размерами $R_d^{cp} = 3,56$ мм расстояния в 1 м (высота канала, за-

полненного высокотемпературными продуктами сгорания, в экспериментальной установке) R_d уменьшается на 4,2 %. Этот результат хорошо согласуется с заключениями цикла численных исследований (до 5 %) [1–6].

Таблица 1. – Усредненные размеры капель рабочей жидкости до (R_d) и после (R_d^*) прохождения через высокотемпературные продукты сгорания

№ опыта	R_d , мм	R_d^* , мм	№ опыта	R_d , мм	R_d^* , мм
1	3,53	3,38	6	3,52	3,35
2	3,49	3,33	7	3,65	3,50
3	3,50	3,36	8	3,63	3,47
4	3,53	3,37	9	3,63	3,48
5	3,51	3,36	10	3,64	3,50

Выполненные серии экспериментов (см. рис. 1) показали, что даже в условиях высоких температур (1080 ± 30 К) испарение достаточно крупных капель воды ($R_d > 1$ мм) происходит очень медленно. Так, анализ полученных в ходе цикла экспериментов результатов позволил установить, что в рассматриваемых условиях доля испарившейся массы жидкости для одиночных капель воды не превышает 12 %. Очевидно, что малое значение испарившейся жидкости обусловлено главным образом большим эндотермическим эффектом парообразования ($2 \cdot 10^6$ Дж/кг).

Важно отметить, что в применяемой экспериментальной установке (см. рис. 1) дозатор при испускании рабочей жидкости придавал каплям малую начальную скорость. В реальных условиях (например, в типичных системах пожаротушения [1–5]) капли воды могут двигаться с достаточно большими (до 5 м/с) скоростями через пламена. Если к этому прибавить тот факт, что при тушении возгораний в помещениях средствами пожаротушения выбрасывается во много раз больше капель, то в результате взаимодействия их друг с другом, а также с учетом возросших скоростей, изменение характерных размеров каждой отдельной капли будет еще ниже, относительно результатов, описанных выше.

Таким образом, справедливо говорить о низкой эффективности использования крупных капель жидкости и, как следствие, о целесообразности существенного измельчения капель воды для интенсификации процессов их испарения.

Выполненные эксперименты с использованием современной измерительной PIV-системы показали, что доля испарившейся массы жидкости для одиночных капель воды, движущихся через типичные высокотемпературные ($T_f = 1080 \pm 30$ К) продукты сгорания, не превышает 12 %. Этот результат свидетельствует о целесообразности специального

распыления жидкостей и соответствующего измельчения капель для интенсификации процессов теплообмена и испарения в различных практических приложениях (в частности, при использовании распыленной воды при пожаротушении).

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации (МК-620.2012.8).

Список литературы:

1. Волков Р.С., Кузнецов Г.В., Стрижак П.А. Численная оценка оптимальных размеров капель воды в условиях ее распыления средствами пожаротушения в помещениях // Пожаровзрывобезопасность. – 2012. – Т. 21. – № 5. – С. 74–78.
2. Глушков Д.О., Кузнецов Г.В., Стрижак П.А. Численное исследование тепломассопереноса при движении «тандема» капель воды в высокотемпературной газовой среде // Тепловые процессы в технике. – 2012. – Т. 4. – № 12. – С. 531–538.
3. Стрижак П.А. Численное исследование условий испарения совокупности капель воды при движении в высокотемпературной газовой среде // Пожаровзрывобезопасность. – 2012. – Т. 21. – № 8. – С. 26–31.
4. Волков Р.С., Высокоморная О.В., Стрижак П.А. Численное исследование условий взаимодействия диспергированного флегматизатора горения с высокотемпературными продуктами сгорания // Безопасность труда в промышленности. – 2012. – № 10. – С. 74–79.
5. Андреев Г.Г., Глушков Д.О., Панин В.Ф., Стрижак П.А. Тепломассоперенос при взаимодействии диспергированного флегматизатора горения с высокотемпературными продуктами сгорания // Бултеровские сообщения. – 2012. – Т. 31. – № 8. – С. 86–94.
6. Стрижак П.А. Численный анализ процесса испарения капли, движущейся в струе воды через высокоскоростные продукты сгорания // Пожаровзрывобезопасность. – 2012. – Т. 21. – № 9. – С. 17–23.

УДК 620.98

**КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ
РАБОТЫ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГО-
СНАБЖЕНИЯ УДАЛЕННЫХ ЛИНЕЙНЫХ ОБЪЕКТОВ
ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ РОССИИ**

Высокоморный В.С., Высокоморная О.В., к.ф.-м.н., Стрижак П.А., д.ф.-м.н.
Томский политехнический университет, г. Томск
E-mail: VysokomornyyVS@yandex.ru

Функционирование газотранспортной системы связано со значительными затратами энергоресурсов. Как правило, на балансе газотранспортных предприятий есть удалённые от централизованной энергосистемы объекты. Как правило, единственно возможным способом подачи энергии на такие объекты является применение автономных источников энергоснабжения [1–3].

Представляет интерес комплексный анализ вопросов повышения надежности работы автономных источников энергоснабжения удаленных линейных объектов Единой системы газоснабжения России. В рамках выполнения данной задачи необходимо провести анализ типичных аварийных технических происшествий, возникающих при эксплуатации автономных энергоустановок, проанализировать интегральные характеристики показателей надежности работы энергоустановок на основе статистического исследования, разработать математические модели, позволяющие исследовать первопричины возникновения технических происшествий.

В настоящее время для энергоснабжения удаленных линейных объектов магистральных газопроводов, как правило, энергоустановки, работающие по замкнутому циклу пара (органическому циклу Ренкина). Несмотря на многоуровневые защиты, при эксплуатации этих энергоустановок ежегодно фиксируются десятки технических происшествий, приводящих к их нерегламентированным остановам.

Статистический анализ аварийных технических происшествий, проведенный на основе работы 101 энергоустановки, эксплуатируемой на магистральных газопроводах Дальнего Востока, позволяет выделить несколько причин наиболее типичных аварийных технических происшествий: обрыв пламени горелочного устройства (21 %), механическая неисправность турбоагрегата (25 %) и предельно высокая температура в конденсаторе (20 %).

Выявленные аварийные технические происшествия можно разделить на две группы: 1) технические происшествия, последствия которых устраняются в условиях эксплуатации (обрыв пламени горелочного и предельно высокая температуры в конденсаторе) – основным показателем надежности является параметр потока отказов $\omega(t)$; 2) аварийные технические происшествия, вследствие которых отказавшее оборудование не восстанавливается (механическая неисправность турбоагрегата) – основной показатель надёжности – интенсивность отказов $\lambda(t)$.

Рассчитанные значения $\omega(t)$ для автономных энергоустановок соответствуют допустимым возможным диапазонам, значения же $\lambda(t)$ существенно превышают значения $\lambda(t)$ для типичных транзисторов и несколько меньше $\lambda(t)$ для паротурбинных установок. Это хорошо соответствует основным положениям современной теории надежности и иллюстрирует высокие значения $\lambda(t)$ для рассматриваемых энергоустановок, исходя из анализа их конструкции, составных элементов и принципов действия.

Результаты расчёта времени наработки на отказ T_0 рассматриваемых энергоустановок с учетом типичных технических происшествий

показали снижение этого показателя относительно данных, заявленных заводом-изготовителем (до 13,5 %).

Также выполнен расчет, установленных при проведении статистического анализа. Полученные отклонения являются, скорее всего, следствием неприспособленности энергоустановок к местным климатическим условиям и меняющимся характеристикам топлива.

Автономные энергоустановки эксплуатируются в сложных климатических условиях и одной из основных типичных технических происшествий является предельно высокая температура в конденсаторе. В рамках настоящей работы сформулированы физическая и математическая модели, позволяющие определить первопричины появления данного технического происшествия.

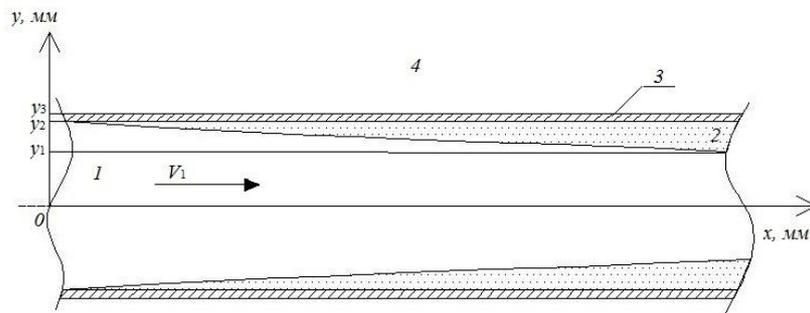


Рис. 1. Физическая постановка задачи исследования процесса конденсации

Математическая модель включала в себя систему нестационарных дифференциальных уравнений: 1) уравнение теплопроводности для рабочего вещества в зоне конденсации ($T_1 = T_s$, $0 < x < x_1$, $0 < y < y_1$):

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = a_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right) + \frac{W_c \cdot Q_c}{c_1 \cdot \rho_1};$$

2) уравнение теплопроводности для рабочего вещества вне зоны конденсации ($T_1 < T_s$, $0 < x < x_1$,

$$0 < y < y_1): \frac{\partial T_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = a_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right);$$

3) уравнение теплопроводности для стенки ($0 < x < x_1$, $y_2 < y < y_3$): $\frac{\partial T_3}{\partial t} = a_3 \left(\frac{\partial^2 T_3}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_3}{\partial y^2} \right);$ 4) уравнение

движения потока рабочего вещества ($T_1 < T_s$, $0 < x < x_1$, $0 < y < y_1$):

$$\frac{\partial V_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} = - \frac{1}{\rho_1} \frac{\partial P_1}{\partial x}.$$

Начальные условия: $t = 0$; $T_1 = T_0$, $\varphi_v = 1$. Граничные условия: 1) на границе «парожидкостная смесь – плёнка конденсата» $0 < x < x_1$, $y = y_1$:

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \frac{\partial T_2}{\partial x}, \quad T_1 = T_2;$$

2) на границе «плёнка конденсата – внутренняя по-

верхность трубы» $0 < x < x_1, \quad y = y_2: \quad \alpha(T_2 - T_3) = \lambda_3 \left(\frac{\partial T_3}{\partial y} \right),$

$\alpha = 0,638 \left[\frac{\lambda_2^3 \rho_2 (\rho_2 - \rho_1) g Q_c}{\eta_2 D_{in} (T_s - T_3)} \right];$ 3) на границе «наружная поверхность трубы – воздух» $0 < x < x_1, y = y_3: T_3 = T_4;$ 4) на оси симметрии трубопровода $0 < x < x_1, y = 0: \frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} = 0.$

На базе разработанной математической модели проведена численная оценка влияния на выходную температуру из конденсаторной установки температуры рабочего тела на входе в конденсатор, коэффициента теплопроводности плёнки конденсата рабочего тела и скорости течения рабочего тела внутри трубок конденсаторной установки.

В результате выполненного статистического анализа определены типичные аварийные технические происшествия, возникающие при работе автономных энергоустановок, эксплуатируемых на удаленных линейных объектах магистральных газопроводов Восточной Сибири и Дальнего Востока. Определены основные причины данных технических происшествий. Вычислены значения основных интегральных характеристик надежности и безаварийности работы рассматриваемых автономных источников энергоснабжения (интенсивность отказов $\lambda(t)$, поток отказов $\omega(t)$ и наработка на отказ T_0). Показано, что значения основных характеристик надежности выходят за пределы допустимых.

На основе результатов численного исследования сформулированы выводы о незначительном влиянии на процесс конденсации нагрузки, при которой функционирует энергоустановка, и коэффициента теплопроводности плёнки конденсата. Найдено предельное значение скорости движения теплоносителя внутри трубок, при котором обеспечивается полное завершение процесса конденсации полученных результатов сформулированы рекомендации, направленные на повышение надежности работы автономных энергоустановок, предназначенных для энергоснабжения удаленных линейных объектов магистральных газопроводов России.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (госконтракт 2.80.2012).

Список литературы:

1. Энергетическая стратегия России на период до 2020 года. – Утверждена распоряжением Правительства РФ от 28 августа 2003 г. № 1234.
2. Ливинский А.П., Редько И.Я., Филин В.М. Пути решения проблем автономного энергоснабжения потребителей удалённых регионов России // Энергетик. – 2010. – № 4. – С. 22–26.
3. ГОСТ 27-002-2009. Надежность в технике. Термины и определения. – М., 2011. – 28 с.

**ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА
ПРИ ЗАЖИГАНИИ ТВЕРДЫХ, ЖИДКИХ И ГЕЛЕОБРАЗНЫХ
ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЙ ИСТОЧНИКАМИ НАГРЕВА
МАЛЫХ РАЗМЕРОВ**

Глушков Д.О., к.ф.-м.н., Стрижак П.А., д.ф.-м.н.
Томский политехнический университет, г. Томск
E-mail: dmitriyog@tpu.ru

В результате анализа статистики пожаров на территории России в 2010–2012 гг. установлено, что крупномасштабные катастрофы техногенного характера могут возникать при условиях, которые в рамках современных представлений нельзя считать необходимыми и достаточными для реализации процессов зажигания. По данным МЧС во многих случаях возгорания происходили на локальных участках в результате взаимодействия конденсированных веществ (КВ) с источниками ограниченного теплосодержания (разогретые частицы, образующиеся при резке, сварке, трении, шлифовании металлов, проволочки и оголенные проводники, формирующиеся при перегрузке электрической проводки). Перечисленные выше источники относятся к локальным (по площади действия, энергетическому запасу, времени действия и т. д.). До последнего времени общая теория зажигания конденсированных веществ при взаимодействии с такими источниками отсутствовала. Это вызывало определенные трудности прогнозирования необходимых и достаточных условий воспламенения, а также последующего стационарного горения с соответствующими материальными потерями.

Коллективом авторов настоящей работы проведены широкомасштабные теоретические и экспериментальные исследования условий взаимодействия большой группы высокоэнергетических материалов с типичными локальными источниками ограниченной энергоемкости. В качестве объектов исследования рассматривались смесевые твердые, жидкие и гелеобразные топливные композиции.

В общем случае (для гелеобразного КВ) при исследовании тепло-массопереноса предполагалась реализация следующей схемы процесса. Разогретая до высоких температур одиночная частица малых размеров инерционно осаждается на поверхность гелеобразного КВ (см. рис. 1), температура которого близка к криогенной. Топливо содержит окислитель и горючее (сжиженный кислород и гидразин соответственно). За счет энергии частицы приповерхностный слой топлива прогревается. Ускоряются процессы плавления КВ, находящегося в начальный момент времени при криогенных температурах в твердом агрегатном со-

стоянии. При достижении условий парообразования происходит испарение гелеобразной структуры «горючее – окислитель». Пары горючего и окислителя поступают в область, заполненную инертным газом. В малой окрестности частицы формируется парогазовая смесь. При достижении достаточных для воспламенения температур и концентраций компонентов смеси происходит зажигание.

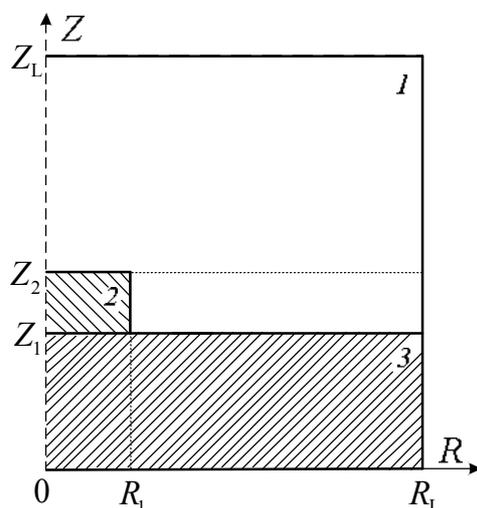


Рис. 1. Схема области решения задачи зажигания гелеобразного КВ:
1 – парогазовая смесь, 2 – разогретая частица, 3 – гелеобразное топливо

Частные постановки задач тепломассопереноса при воспламенении твердых, жидких и гелеобразных КВ и соответствующие математические модели представлены в работах [1–8]. Следует отметить, что в отличие от гелеобразных топлив жидкие и твердые КВ в начальный момент времени имеют температуру близкую к комнатной (300 К). Для металлизированных смесевых топлив при моделировании рассматривались процессы твердофазного зажигания, для жидких и гелеобразных – газофазного.

Математические модели для систем «конденсированное вещество – разогретая неметаллическая частица», «конденсированное вещество – разогретая металлическая частица», «конденсированное вещество – разогретая проволочка», «конденсированное вещество – сфокусированное излучение» и других построены на базе системы нелинейных дифференциальных уравнений математической физики для описания процессов переноса энергии, количества движения и массы паров горючего вещества, химического реагирования, прогрева воспламеняемого вещества и последующих фазовых переходов. Для оценки адекватности разработанных моделей и верификации результатов исследований разработаны алгоритмы проверки консервативности используемых разностных

схем и проведены соответствующие экспериментальные исследования на установке, схема которой изображена на рисунке 2.

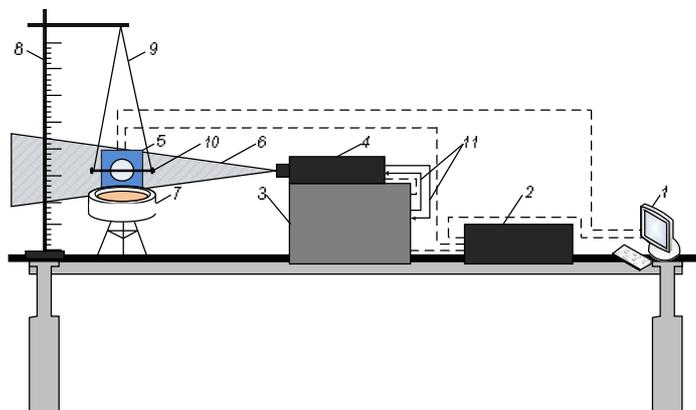


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

1 – персональный компьютер; 2 – синхронизатор персонального компьютера, кросскорреляционной камеры и лазера; 3 – генератор лазерного излучения; 4 – двойной твердотельный импульсный лазер; 5 – кросскорреляционная камера; 6 – световой «нож»; 7 – ёмкость с жидким конденсированным веществом; 8 – штатив; 9 – подвес; 10 – стальной стержень; 11 – канал движения охлаждающей жидкости лазера

Экспериментальные исследования процессов тепломассопереноса проведены современным потоковым методом диагностики с использованием измерительной системы PIV. Основными элементами установки являются кросскорреляционная видеокамера 5, двойной импульсный твердотельный лазер 4, синхронизирующий процессор 2 и персональный компьютер 1.

В результате численных и экспериментальных исследований [1–8] процесса теплопереноса при зажигании смесевых твердых, жидких и гелеобразных топлив установлены:

- основные закономерности физико-химических процессов;
- масштабы влияния параметров источников энергии (теплосодержание, площадь и время действия, шероховатость поверхности, пористость структуры и т. д.), внешних параметров (температура, влажность и скорость воздуха и т. д.), процессов (испарение, термическое разложение, кристаллизация, радиационный теплообмен и т. д.) на условия и характеристики зажигания;
- оптимальные (по времени зажигания) и предельные (по температуре источника) условия воспламенения;
- характерные механизмы и режимы зажигания.

Созданы прогностические модели, позволяющие оценить пожарную опасность локального нагрева типичных жидких, твердых и гелеобразных конденсированных веществ, а также сформулированы соответствующие рекомендации для пожарных служб.

Разработаны модели, позволяющие рассчитать необходимые и достаточные условия ресурсоэффективного зажигания гелеобразных и твердых смесевых топлив в специальных и энергетических установках.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 12-08-33002).

Список литературы:

1. Kuznetsov G.V., Strizhak P.A. Numerical Simulation of the Ignition of Liquid Fuel with a Limited-Energy Source under Turbulent Flow Conditions // Russian Journal of Physical Chemistry B. – 2013. – Vol. 7. – № 3. – P. 302–312.
2. Zakharevich A.V., Strizhak P.A. Analyzing the Characteristic Times of Physical-Chemical Processes Running at Ignition of a Liquid Condensed Substance under Local Heating // Journal of Engineering Thermophysics. – 2013. – Vol. 22. – № 2. – P. 157–168.
3. Glushkov D.O., Kuznetsov G.V., Strizhak P.A. Numerical Study of Ignition of a Metallized Condensed Substance by a Source Embedded into the Subsurface Layer // Russian Journal of Physical Chemistry B. – 2013. – Vol. 7. – № 3. – P. 269–275.
4. Глушков Д.О., Стрижак П.А. Особенности постановки задач при численном исследовании зажигания металлизированного конденсированного вещества локальным источником энергии // Бутлеровские сообщения. – 2013. – Т. 31. – № 1. – С. 126–132.
5. Глушков Д.О., Кравченко Е.В., Стрижак П.А. Моделирование зажигания смесевого топлива источником ограниченного теплосодержания при учете зависимости теплофизических характеристик материалов и веществ от температуры // Химическая физика и мезоскопия. – 2012. – Т. 15. – № 2. – С. 208–215.
6. Кузнецов Г.В., Стрижак П.А. Численное исследование процессов тепло-массопереноса при зажигании гелеобразного топлива источником ограниченной энергоемкости // Инженерно-физический журнал. – 2013. – Т. 86. – № 3. – С. 652–660.
7. Глушков Д.О., Жданова А.О., Стрижак П.А. Математическое моделирование зажигания гелеобразного конденсированного вещества одиночными разогретыми металлическими и неметаллическими частицами // Бутлеровские сообщения. – 2013. – Т. 34. – № 5. – С. 22–33.
8. Захаревич А.В., Барановский Н.В., Стрижак П.А. Экспериментальное исследование процессов зажигания нагретой частицей биологически трансформированного опада листовых пород // Бутлеровские сообщения. – 2012. – Т. 32. – № 13. – С. 95–99.

УДК 541.13+11

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ОКИСЛЕНИЯ СПЛАВА РЬ-ВІ

Барбин Н.М., д.т.н., Терентьев Д.И., к.х.н.,

Алексеев С.Г., к.х.н., Порхачев М.Ю., к.п.н.

Уральский государственный аграрный университет, г. Екатеринбург,

Уральский институт ГПС МЧС России, г. Екатеринбург

E-mail: NMBarbin@mail.ru

Сплавы РЬ-ВІ находят широкое применение в качестве теплоносителя на атомных электростанциях. Изучение его окисления в различных условиях имеет научный и практический интерес и важно для обеспече-

ния безопасности. Экспериментальное изучение окисления сплавов при высоких температурах и давлениях, испарение оксидов и металлов, окисление в сложных средах, содержащих более одного окислителя, трудоемко, сложно и выполняется со значительными погрешностями.

Для подобного рода исследований целесообразно использовать методы термодинамического моделирования, т. е. математического моделирования равновесных состояний в гетерогенных многокомпонентных системах [1].

Термодинамическое моделирование призвано решить следующие задачи: определение равновесного состава и свойств мультифазной многоэлементной системы по известным свойствам составляющих ее элементов; определение термодинамических функций некоторых частей термодинамически обусловленной системы по известному составу и свойствам системы в целом; определение условий равновесия системы, независимых термодинамических параметров, если полностью или частично известны состав системы и термодинамические свойства ее частей [2].

Корректность термодинамических расчетов обусловлена подбором такой математической модели, которая максимально приближена к реальной системе, а также точностью данных по термодинамическим параметрам для всех участвующих компонентов.

Методы термодинамического моделирования могут быть применены при прогнозировании последствий воздействия высоких температур и давлений на различные сплавы.

Список литературы:

1. Моисеев Г.К., Вяткин Г.П. Термодинамическое моделирование в неорганических системах: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. 1999. – 256 с.
2. Моисеев Г.К., Вяткин Г.П., Барбин Н.М. Казанцев Г.Ф. Применение термодинамического моделирования для изучения взаимодействий с участием ионных расплавов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2002. – 166 с.

УДК 532.5:621.928.93

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХФАЗНОГО ЗАКРУЧЕННОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В СЕПАРАЦИОННОЙ КАМЕРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО АППАРАТА

Евсеев Н.С., Шваб А.В., д.ф.-м.н.

Томский государственный университет, г. Томск

E-mail: nikolay90@sibmail.com

В настоящей работе рассматриваются двухфазное (газ – твердые частицы) закрученное турбулентное течение в сепарационной камере центробежного аппарата с дополнительным подводом газа (см. рис. 1).

Через сечение $A-A$ подается поток газа с частицами, имеющий радиальную и тангенциальную составляющие скорости. Через сечение $B-B$ вводится дополнительный подвод газа без твердой фазы. Течение в вихревой камере носит осесимметричный характер.

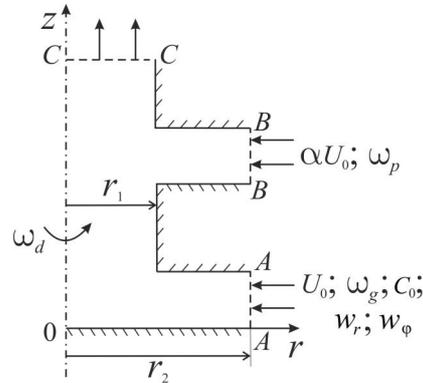


Рис. 1. Схема сепарационной зоны вихревой камеры

Через сечение $C-C$ закрученный газовый поток совместно с мелкой фракцией частиц покидает рабочую зону вихревой камеры. Через сечение $B-B$ поступающий газовый поток фильтрует крупную дисперсную фракцию частиц, возвращая более мелкие частицы в рабочую зону классификатора. Крупные же частицы, за счет преобладания центробежной силы над аэродинамической силой, покидают вихревую камеру через сечение $B-B$.

Все твердые стенки аппарата могут вращаться вокруг оси $O-Z$, придавая дополнительное вращение потоку газа с твердой фазой и, тем самым, выравнивая поля окружных составляющих вектора скорости.

Для описания закрученного потока газа в сепарационной камере используется система уравнений Рейнольдса. Для ее замыкания используется обобщенная модель Буссинеска, согласно которой рейнольдсовы напряжения считаются пропорциональными скорости деформации осредненного течения и коэффициента турбулентной вязкости ν_t . Таким образом, система уравнений Рейнольдса в цилиндрической системе координат в консервативном безразмерном виде для несжимаемой вязкой жидкости с учетом осевой симметрии ($\partial/\partial\phi=0$) запишется в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial r}[(u_r r \varepsilon)] + \frac{\partial}{\partial z}[(u_z r \varepsilon)] = 0; \quad \varepsilon + \sum \varepsilon_j = 1;$$

$$\frac{\partial u_r}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(r u_r^2) + \frac{\partial}{\partial z}(r u_z u_r) - \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[r(1 + \nu_t) \frac{\partial u_r}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[r(1 + \nu_t) \frac{\partial u_r}{\partial z} \right] \right\} =$$

$$= u_\phi^2 - r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{r}{\text{Re}} \left[\frac{\partial \nu_t}{\partial r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial \nu_t}{\partial z} \frac{\partial u_z}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} (1 + \nu_t) \right] - \frac{1}{\varepsilon \rho} \sum_{j=1}^N \varepsilon_j \rho_j \frac{(u_r - w_{rj})}{\text{Stk}} \zeta;$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial ru_z}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial z}(ru_z^2) + \frac{\partial}{\partial r}(ru_z u_r) - \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[r(1+v_t) \frac{\partial u_z}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[r(1+v_t) \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] \right\} = \\
 & = -r \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{r}{\text{Re}} \left[\frac{\partial v_t}{\partial r} \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial v_t}{\partial z} \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] - \frac{1}{\varepsilon \rho} \sum_{j=1}^N \varepsilon_j \rho_j \frac{(u_z - w_{zj})}{Stk} \zeta; \\
 & \frac{\partial ru_\varphi}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(ru_r u_\varphi) + \frac{\partial}{\partial z}(ru_z u_\varphi) - \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[r(1+v_t) \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[r(1+v_t) \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} \right] \right\} = \\
 & = -u_r u_\varphi - \frac{1}{\text{Re}} \left[(1+v_t) \frac{u_\varphi}{r} + u_\varphi \frac{\partial v_t}{\partial r} \right] - \frac{1}{\varepsilon \rho} \sum_{j=1}^N \varepsilon_j \rho_j \frac{(u_\varphi - w_{\varphi j})}{Stk} \zeta. \quad (1)
 \end{aligned}$$

Существуют различные подходы к моделированию турбулентной вязкости. В данной работе используется дифференциальная « k - ω » модель турбулентности Уилкокса [1]. Согласно этой модели турбулентности, записываются два дополнительных уравнения для переноса кинетической энергии турбулентных пульсаций k и удельной скорости диссипации кинетической энергии ω . В цилиндрической системе координат эти уравнения примут следующий вид:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial rk}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(ru_r k) + \frac{\partial}{\partial z}(ru_z k) = \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[r(1+v_t \sigma^*) \frac{\partial k}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[r(1+v_t \sigma^*) \frac{\partial k}{\partial z} \right] \right\} + G - \beta^* rk \omega; \\
 & \frac{\partial r\omega}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(ru_r \omega) + \frac{\partial}{\partial z}(ru_z \omega) = \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[r(1+v_t \sigma) \frac{\partial \omega}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[r(1+v_t \sigma) \frac{\partial \omega}{\partial z} \right] \right\} + \gamma G \frac{\omega}{k} - \beta r \omega^2; \\
 & G = \frac{v_t r}{\text{Re}} \left\{ \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial z} \right)^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{u_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right] \right\}; \\
 & v_t = \text{Re} \frac{k}{\omega}. \quad (2)
 \end{aligned}$$

Значения используемых констант в модели турбулентности [1] равны: $\beta = 3/40$, $\beta^* = 9/100$, $\gamma = 5/9$, $\sigma = 1/2$, $\sigma^* = 1/2$.

Уравнения движения твердой фазы имеют вид:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial rw_{rj}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(rw_{rj}^2) + \frac{\partial}{\partial z}(rw_{zj} w_{rj}) - w_{\varphi j}^2 = \frac{(u_r - w_{rj})}{Stk} r \zeta_j + \Phi_{rj}; \\
 & \frac{\partial rw_{\varphi j}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(rw_{rj} w_{\varphi j}) + \frac{\partial}{\partial z}(rw_{zj} w_{\varphi j}) + w_{rj} w_{\varphi j} = \frac{(u_\varphi - w_{\varphi j})}{Stk} r \zeta_j + \Phi_{\varphi j}; \\
 & \frac{\partial rw_{zj}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(rw_{rj} w_{zj}) + \frac{\partial}{\partial z}(rw_{zj}^2) = \frac{(u_z - w_{zj})}{Stk} r \zeta_j + \frac{r}{Fr} + \Phi_{zj}. \quad (3)
 \end{aligned}$$

Уравнение переноса объемной концентрации твердой фазы ε_j :

$$\frac{\partial r\varepsilon_j}{\partial \tau} + \frac{\partial r\varepsilon_j w_r}{\partial r} + \frac{\partial r\varepsilon_j w_z}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{r}{\text{Re}} \left(\frac{1}{Sc} + \frac{v_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \varepsilon_j}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{r}{\text{Re}} \left(\frac{1}{Sc} + \frac{v_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \varepsilon_j}{\partial z} \right]. \quad (4)$$

Здесь ε_j – объемная концентрация твердой фазы j -ой фракции, Sc , Sc_t – молекулярное и турбулентное число Шмидта соответственно, а $\zeta_j = 1 + 0,197 \cdot \text{Re}_j^{0,63} + 2,6 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Re}_j^{1,38}$, где Re_j – число Рейнольдса, составленное по размеру частиц j -ой фракции и относительной скорости час-

тиц и газа, Fr – число Фруда. Безразмерная форма систем уравнений (1-3), (4) получена с помощью следующих масштабов: в качестве характерной скорости выбрана средне-расходная скорость U_0 ; длины – радиус выходного канала r_1 . Для обезразмеривания давления и турбулентной вязкости дополнительно используются характерная плотность и кинематический коэффициент вязкости газа.

Решение системы уравнений переноса импульса и уравнения неразрывности проводится в переменных «скорость-давление», методом расщепления полей скорости и давления на разнесенной разностной сетке с использованием экспоненциальной схемы. Для твердой фазы значения функций Φ_{rj} , Φ_{zj} , $\Phi_{\varphi j}$, представляют собой искусственную вязкость, расчет которой проводится аналогично, как и для газовой фазы.

На входе в сепарационный элемент (сечение $A-A$, см. рис. 1) задавались распределения объёмной концентрации, радиальной и окружной составляющих вектора скорости для газовой и твердой фаз, кинетической энергии и удельной скорости диссипации. В сечении $B-B$ задавались аналогичные распределения только для газовой фазы, а для твердой фазы в этом же сечении задавались условия Неймана.

На рисунке 2 представлены распределения радиальной и аксиальной составляющих вектора скорости в рабочей зоне в сечениях.

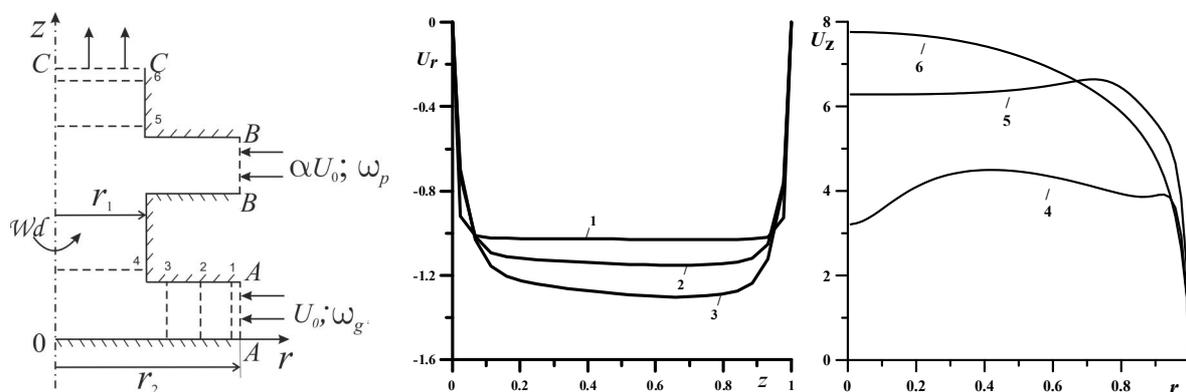


Рис. 2. Профиль скоростей u_r , u_z в различных сечениях

На стенках для газовой фазы использовалось условие прилипания, а в выходном сечении $C-C$ ставилось условие Неймана. Для твердой фазы на стенках ставились условия частичного скольжения для тангенциальной составляющей скорости, а для нормальной составляющей скорости – равенство нулю. На оси использовалось условие симметрии.

На рисунке 3 показано распределение изолиний окружных составляющих вектора скоростей (А) газа (В) частиц при параметрах: $Re = 5000$, $\alpha = 0,1$, $Rg = Rd = Rp = 1$.

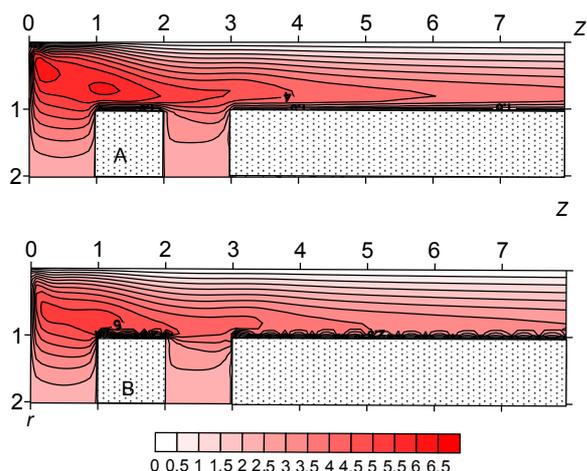


Рис. 3. Распределения полей u_φ , w_φ

На рисунке 4 представлено распределение объемной концентрации твердой фазы при параметрах: $Re = 5000$, $\alpha = 0,1$, $R_g = R_d = R_p = 1$, $\delta = 15$ мкм. Из этого графика виден процесс разделения частиц твердой фазы на мелкий и крупный продукт.

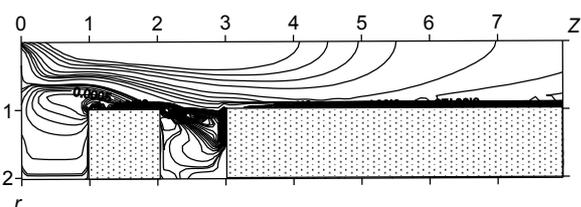


Рис. 4. Распределение изолиний объемной концентрации твердой фазы

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 13-08-00367-А.

Список литературы:

1. Wilcox D.C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. // AIAA J. – 1988. – V. 26. – № 11. – P. 1299–1310.

УДК 532.517.4:621.928.93

ОСОБЕННОСТИ СЕПАРАЦИИ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В НЕСТАЦИОНАРНОМ ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КЛАССИФИКАТОРА

Зятиков П.Н., д.т.н., Росляк А.Т., д.т.н.

Томский государственный университет, г. Томск

E-mail: zpn Pavel@sibmail.com

Задачей разработки пневматического центробежного классификатора является повышение эффективности классификации и расширение диапазона регулирования границы разделения различных микропорошков, особенно в области размеров частиц менее 10 мкм.

В работе [1] подробно рассмотрен механизм центробежной сепарации частиц и показано, что движение частиц в зоне разделения носит

как детерминированный, так и случайный характер. Так как в настоящее время создать точную модель процесса с учетом полидисперсности порошкообразного материала, концентрации гетерогенной среды, вращения частиц, их взаимодействия между собой и со стенками канала, турбулентных пульсаций, обратного влияния частиц на несущий поток не представляется возможным, целесообразно рассматривать отдельно аэродинамику несущего потока и движение одиночных частиц в несущем потоке с известным распределением скоростей [2].

Рассмотрим физическую постановку задачи для профилированной зоны сепарации классификатора (см. рис. 1). Геометрия зоны сепарации классификатора, в которой собственно и происходит процесс разделения порошка на крупный и мелкий продукт, представляет собой два расположенных на расстоянии H друг от друга диска, вращающихся с определенной угловой скоростью Ω_d вокруг своей оси OZ .

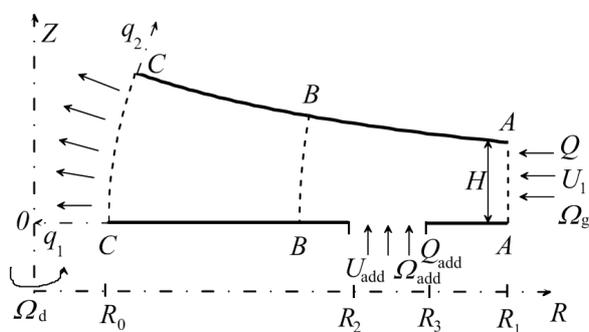


Рис. 1. Схема сепарационного элемента пневматического центробежного классификатора с профилированным верхним диском

Нижний диск является плоским, верхний – профилированным, изменяющимся по закону $Z = f(R)$. С внешней стороны по периметру в аппарат поступает воздушный поток (сечение $A-A$) с определенной угловой скоростью Ω_g и радиальной составляющей скорости U_1 . Затем он за счет перепада давления проходит рабочую зону аппарата, и покидает его через сечение $C-C$. Через нижний патрубок (сечение R_2-R_3) подается дополнительный поток газа Q_{add} с угловой скоростью Ω_{add} с частицами, которые под действием центробежной и аэродинамической сил, попадают в крупную и мелкую фракции. Причем мелкий продукт разделения за счет преобладания аэродинамической силы проходит через рабочую область и извлекается из сепарационного элемента в сечении $C-C$, а под действием центробежной силы извлечение крупной фракции производится через сечение $A-A$.

Образование областей с повышенной концентрацией частиц не только ухудшает аэродинамическую обстановку в зоне сепарации, но и препятствует прохождению тонкодисперсных частиц в мелкий продукт

разделения. Использование нестационарных колебаний расхода несущей среды, которые позволяют уменьшить время пребывания граничного и близкого к нему размера частиц, и тем самым уменьшить вероятность жгутообразования из частиц в зоне сепарации центробежного аппарата.

Физическая сущность классификации заключается в том, что при разделении мелкодисперсных порошков в закрученном пылегазовом потоке, направленном к центру вращения, на частицу диаметром δ действует сила аэродинамического сопротивления в соответствии с законом Стокса [1]:

$$F_c = 3\pi \cdot \mu \cdot \delta \cdot |U_r - V_r|, \quad (1)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости газа; U_r , V_r – радиальные компоненты скорости газа и частиц соответственно.

С другой стороны на эту же частицу вследствие ее вращения в зоне сепарации с окружной компонентой скорости V_φ действует центробежная сила:

$$F_n = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot \delta^3 \cdot \rho_m \cdot \frac{V_\varphi^2}{R}, \quad (2)$$

где ρ_m – плотность материала частицы; R – радиус, на котором вращается частица.

При равенстве центробежной и аэродинамической сил частицы граничного размера движутся по равновесным траекториям и для них $V_r = 0$. Для мелких частиц мелкодисперсного порошка окружная компонента скорости частиц совпадает с окружной компонентой скорости газа. Приравнявая значение аэродинамической (1) и центробежной (2) сил и проводя соответствующие преобразования, получаем для частиц граничного размера:

$$\delta_{гр}^2 = \frac{U_r}{U_\varphi^2} \cdot R \cdot \frac{18\mu}{\rho_m}. \quad (3)$$

Величина $\tau = \rho_m \delta^2 / 18\eta$ является временем динамической релаксации частицы, характеризующим быстроту изменения динамических свойств частиц диаметрами δ с плотностью ρ_m в потоке газа плотностью ρ и кинематической вязкостью ν , так как $\eta = \rho\nu$. Установлено [1], что скорость движения частицы зависит помимо скорости газа и от параметра τ . Если скорость воздушного потока является переменной величиной, то в зависимости от того, как быстро она меняется, степень увлечения частицы потоком газа будет зависеть от времени динамической релаксации.

В данной работе рассмотрен способ и устройство [3] центробежной классификации частиц в пульсирующем потоке. В зоне сепарации аппа-

рата создается пульсирующий воздушный поток с периодом пульсаций, равным времени динамической релаксации частиц граничного размера. Порошок подают в зону классификации, где он испытывает силовое воздействие противоположно направленных сил аэродинамического сопротивления и массовых сил. Частицы порошка крупнее (мельче) граничных под превалирующим воздействием массовых (постоянной составляющей аэродинамических) сил классифицируются. Частицы же граничного и около граничного размеров, испытывая воздействие пульсационной составляющей аэродинамической силы, совершают нестационарное колебательное движение, при котором проявляются их индивидуальные скоростные свойства, приводящие к их разнонаправленному детерминированному движению.

Устройство для реализации данного способа показано на рисунке 2. Пневматический центробежный классификатор состоит из корпуса 1, коллектора 2 с соплами 3, ротора 4 с приводом 5 и дисковыми элементами, образующими зону сепарации 6, дозатора 7 с горловиной 8, воздухораспределительного устройства 9 с заслонкой 10, первым выводным патрубком и расходомером 11, вторым выводным патрубком и расходомером 12. Выводной патрубком классификатора 13 соединен с циклоном 14, фильтром 15, вентилятором высокого давления 16, бункерами приема крупной фракции 17 и мелкой фракции 18.

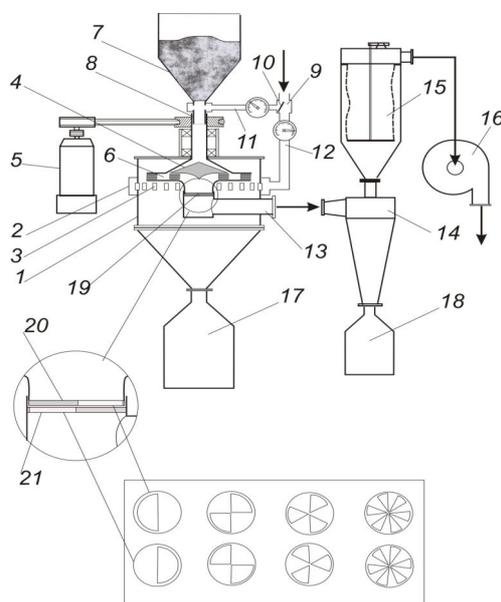


Рис. 2. Пневматический центробежный классификатор с пульсирующим газовым потоком

Пульсатор 19, состоящий из двух одинаковых соосных дисков с окнами, один из которых 20 закреплен на вращающемся роторе, а другой 21 – на неподвижном выходном патрубке 13 классификатора, обес-

печивает пульсацию радиальной компоненты скорости несущего потока на выходе из зоны сепарации мелкой фракции разделения. Диски 20 и 21 пульсатора 19 сменные и выполняются с различным количеством окон для изменения частоты пульсаций от 10 до 5000 1/с. Пульсирующая аэродинамическая сила производит дезагрегацию мелкой фракции за счет различного времени релаксации частиц разных размеров, что обеспечивает окончательное разрушение агломератов.

Экспериментальные исследования процесса классификации частиц в пульсирующем потоке проводились на следующих материалах: эмульсионный поливинилхлорид ПВХ ($\rho_m = 1400 \text{ кг/м}^3$), кварцевый песок SiO_2 ($\rho_m = 2650 \text{ кг/м}^3$), порошок карбида титана TiC ($\rho_m = 4920 \text{ кг/м}^3$) по границам разделения 10 мкм, 50 мкм, 63 мкм, 100 мкм. Причем диапазон изменения периода пульсаций воздушного потока T в каждом конкретном случае выбирался таким образом, чтобы значение времен динамической релаксации частиц граничного размера τ лежало в пределах диапазона изменения периода пульсаций T . Для эмульсионного ПВХ по границе разделения 63 мкм величина динамической релаксации $\tau = 0,0171 \text{ с}$.

Граничный размер 5 мкм в классификаторе с зоной сепарации радиусом 0,12 м и расходом несущего потока $0,05 \text{ м}^3 / \text{с}$ обеспечивается скоростью вращения ротора $\omega = 60 \text{ об/с}$. Для реализации необходимой частоты пульсаций при данном режиме разделения в дисках пульсатора должно быть выполнено $n = f/\omega \approx 80$ окон.

Для граничного размера 10 мкм при тех же условиях и скорости вращения ротора $\omega = 41 \text{ об/с}$ в дисках пульсатора необходимо выполнить 30 окон.

Для граничного размера 20 мкм при тех же условиях и скорости вращения ротора $\omega = 41 \text{ об/с}$ в дисках пульсатора необходимо выполнить 13 окон.

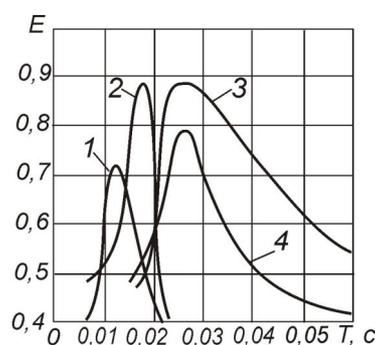


Рис. 3. Зависимость эффективности классификации от периода пульсаций воздушного потока:

1 – ПВХ ($\delta_{зр} = 50 \text{ мкм}$); 2 – ПВХ ($\delta_{зр} = 63 \text{ мкм}$);
3 – карбид титана ($\delta_{зр} = 63 \text{ мкм}$); 4 – кварц. песок ($\delta_{зр} = 50 \text{ мкм}$)

Таким образом, при создании в зоне классификации пульсирующего потока с периодом пульсаций, равным времени динамической релаксации частиц граничного размера, эффективность классификации в 1,5–2 раза выше, чем в стационарном случае (см. рис. 3).

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № НК 13-08-00367/13).

Список литературы:

1. Росляк А.Т., Зятиков П.Н. Воздушно-центробежная классификация микропорошков – Томск: Изд-во ТГУ, 2010 – 223 с.
2. Шваб А.В. Исследование влияния нестационарного закрученного турбулентного течения на движение одиночной твердой частицы / А.В. Шваб, В.Ю. Хайруллина// ПМТФ. – 2011. – Т. 52. – № 1. – С. 47–53.
3. Пат. 2407601 Россия. МПК В07В7/083. Способ воздушно-центробежной классификации порошков и устройство для его осуществления / П.Н. Зятиков, А.Т. Росляк, И.М. Васенин, А.В. Шваб, А.А. Демиденко, Ш.Р. Садретдинов. Заявлено 08.06.2009. Опубликовано 27.12.2010. Бюл. №36. – 9 с.: ил.

УДК 536.2.023

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Захваткин А.В., Логинов В.С., д.ф.-м.н., Милютин В.Г.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: milutin69@mail.ru

Одной из основных проблем гражданско-промышленного проектирования и строительства является экономия тепловой энергии. Решение этой проблемы – знание теплофизических свойств (ТФС) используемых строительных материалов. Практически все используемые материалы имеют подробное описание своих свойств в различных справочниках. Но так как при современном строительстве часто используются новые композитные строительные материалы (к таким относятся бетоны с различным наполнением, сэндвич панели, материалы на основе полимерных связующих и др.) интерес к изучению остается.

В литературе описываются (при нагревании и охлаждении твердых тел) следующие тепловые режимы, протекающие последовательно: начальный и упорядоченный (при симметричных граничных условиях); начальный, упорядоченный и стационарный (при несимметричных граничных условиях), а также описываются методы определения тепловых свойств, имеющие свои преимущества и недостатки. Упорядоченный тепловой режим – неразрушающий, также он позволяет исключить влияние граничных условий, поэтому представляется наилучшим для использования.

Описание экспериментальной установки

В состав экспериментальной установки входят: сама опытная установка; источник постоянного напряжения; измерительная система.

Опытная установка (см. рис. 1) состоит из двух стальных полусфер (верхней 1 и нижней 2), которые при свинчивании между собой образуют шар диаметром ($d_{\text{вн}}$) 75 мм. Внутри верхней полусферы располагается электрический нагреватель 3 диаметром ($d_{\text{н}}$) 35 мм. На электрическом нагревателе закреплена 1-я группа термопар 4 (Т1, Т2, Т3, Т4). На внутренней поверхности верхней полусферы закреплены 2-я группа термопар 5 (Т5, Т6, Т7, Т8). Обе группы термопар служат для измерения температур на границах исследуемого материала. В верхней полусфере сделаны отверстия для электрических выводов термопар и нагревателя, а также для крепежной нити, удерживающей собранный шар на весу. Пространство между электрическим нагревателем и внутренней поверхностью шара заполняется исследуемым материалом 6.

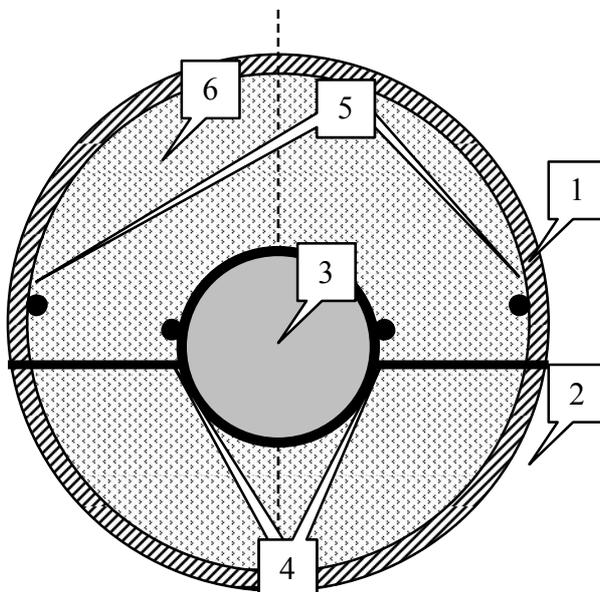


Рис. 1. Устройство опытной установки:

1 – верхняя полусфера шара; 2 – нижняя полусфера шара; 3 – электрический нагреватель; 4 – 1-я группа термопар внутреннего слоя; 5 – 2-я группа термопар наружного слоя; 6 – исследуемый материал

Нагреватель подключается к лабораторному источнику питания «MATRIX MPS-3003LK-1», позволяющему плавно изменять выходное напряжение (U , В), а соответственно и ток (I , А) в широком диапазоне.

Все электрические выводы термопар подводятся к многоканальному аналого-цифровому преобразователю (АЦП) «Е14-140», результаты с которого поступают в персональный компьютер (ПК), где происходит их начальная обработка и хранение. АЦП совместно с ПК и специальным программным обеспечением (ПО) образуют измерительную систему.

Проведение эксперимента

Перед монтажом групп термопар на опытной установке была проведена их совместная калибровка по двум температурным точкам 0 и 100 °С.

Было проведено четыре эксперимента по нагреву исследуемого строительного материала (минеральная вата) для различных потребляемых мощностей электрического нагревателя, задаваемых выходным напряжением лабораторного источника питания. Параллельно была получена вольт-амперная характеристика для данной опытной установки:

$$I = 0,0479U + 0,3392, \quad (1)$$

откуда можно получить количественное значение тепла передаваемое нагревателем Q (Вт):

$$Q = UI. \quad (2)$$

При проведении каждого эксперимента проводился контроль и регистрация измерительной системой изменений во времени температур между внутренней и внешней поверхностями строительного материала во время нагрева и естественного остывания (см. рис. 2).

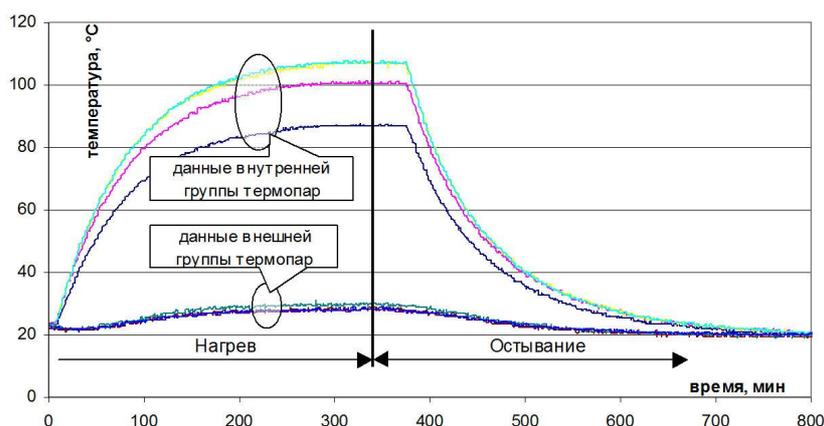


Рис. 2. График изменения температур во времени внешней и внутренней групп термопар

По усредненным данным каждой из групп термопар во всех экспериментах находились интервалы времени, в которых наступал упорядоченный тепловой режим.

Используя формулу:

$$\lambda = \frac{Q \left(\frac{1}{r_{вн}} - \frac{1}{r_n} \right)}{4\pi(t_{вн} - t_n)}, \quad (3)$$

где $t_{вн}$, t_n — температура внутренней и внешней поверхностей, °С; $r_{вн}$, r_n — радиусы внутренней и внешней поверхностей, м; Q — количество пере-

даваемого тепла из (2), Вт; были получены экспериментальные значения теплопроводности λ [Вт/м $^{\circ}$ К] для сферической стенки, на основе, которых была получена приближенная аналитическая зависимость $\lambda(t)$ (см. рис. 3).

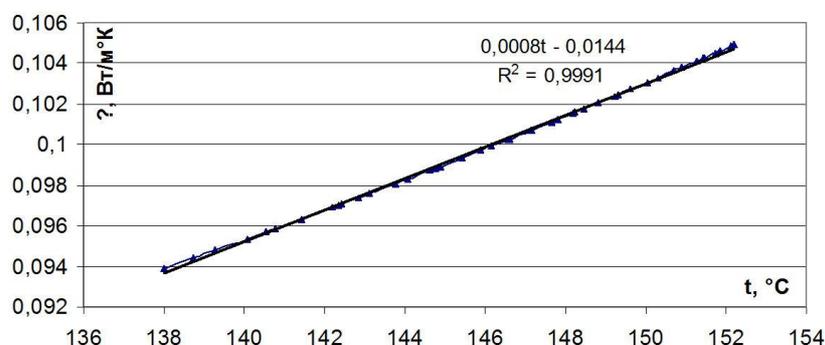


Рис. 3. Полученная зависимость $\lambda(t)$ для минеральной ваты

Полученная температуропроводность имеет сходимость с представленными в литературных источниках менее 5 %, что дает право пользоваться данной методикой для определения теплофизических свойств материалов.

Список литературы:

1. Бойков Г.П., Видин Ю.В., Фокин В.М., Шаронова О.В. Определение теплофизических свойств строительного материала: Монография. – Красноярск: Изд-во Красноярского университета, 1992. – 172 с.
2. Кассандрова О.Н. Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 109 с.
3. Цветков Э.И. Алгоритмические основы измерений. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 254 с.

УДК 536.7

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМЫ ФАКЕЛА РАСПЫЛА ПЕРЕГРЕТОЙ ВОДЫ

Агальцов А.М., Мариничев Д.В., Низовский В.Л.

Объединенный институт высоких температур РАН, г. Москва

E-mail: nizovsky@ihed.ras.ru

В инженерной практике традиционным методом распыла жидкостей является использование струйных, центробежных, пневматических, ударных и других типов форсунок, в основе которых заложен единый принцип механического (гидродинамического) дробления потока жидкости. Наиболее тонкий распыл получается при использовании центробежной или ударной форсунок [1]. В первом случае жидкая фаза

получает значительное ускорение за счет центробежных сил, что приводит к более интенсивному воздействию на капли сил трения, а в ударных форсунках первоначально образованные капли дополнительно дробятся при столкновении с преградой.

Данные способы получения капель малого размера активно использовались последние 90 лет. Отметим, однако, что, несмотря на продолжительные исследования, минимальный получаемый размер капель сохранился на уровне среднезаутеровского диаметра $d_{32} = 8$ мкм, а средний находится в пределах 15–20 мкм [1].

В последнее десятилетие большой интерес проявляется к технологии распыла жидкости в условиях сильных перегревов, что позволяет уменьшать размеры капель практически на порядок величины по сравнению с традиционными технологиями впрыска [2]. В этой технологии механизм дробления связан с быстрым ростом объема паровой фазы в потоке сильно перегретой (метастабильной) жидкости при резком снижении давления. По сути – это интенсивное объемное (гомогенное) вскипание жидкости при ее сильных перегревах [3].

Для распыла перегретой жидкости общеприняты три основных сценария дробления. Дробление первоначальной струи происходит внутри сопла за счет кавитации. Дробление происходит на срезе сопла за счет равномерного объемного вскипания и замещения объема жидкости паровой фазой; дробление происходит в два этапа: с первоначальным образованием нитей за счет механического дробления и их последующим объемным вскипанием.

Необходимо отметить, что в настоящее время причины дробления даже обычной холодной жидкости не известны, чему, для примера, могут свидетельствовать существование множества противоречивых эмпирических зависимостей по оценкам размеров распыляемых капель. Традиционными параметрами этих зависимостей являются перепад давлений до и после форсунки, плотность жидкости, ее поверхностное натяжение и плотность среды [4, 5]. Однако среди десятков рекомендуемых формул расчета среднезаутеровского диаметра можно выделить, что в половине из них с уменьшением поверхностного натяжения жидкости размеры капель снижаются, а вторая, напротив, приводит к их увеличению. В связи с этим основным инструментом исследования распылов воды остается эксперимент, в частности фотосъемка.

В [6] отмечается, что скоростная фотосъемка может давать отличную от обыкновенной фотосъемки картину дробления (см. рис. 1). На рисунке 1б) видна зона существования ядра струи, которая не различима при обычной фотосъемке.

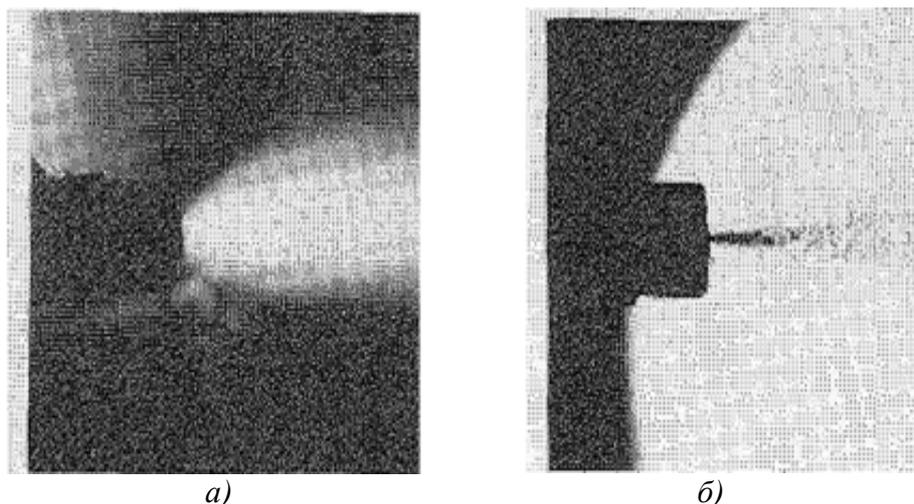


Рис. 1. Съемка распыла перегретой воды D. Reitz
($\Delta p = 6,9$ атм, $T = 153$ °С, $d = 0,34$ мм):

a – рассеянный свет, выдержка 4 мс; *б* – теневая фотография, выдержка 0,02 мс

Вероятным сценарием дробления струи на рисунке 1 является вскипание за соплом, вызванный гистерезисом объемного вскипания или временной задержкой между падением статического давления струи до давления окружающей среды и срабатыванием тепла на испарения части объема жидкости. Отметим, что гистерезис является сильной функцией от степени перегрева жидкости, характер которой можно оценить из работ [7, 8].

Подобная задержка объемного вскипания отмечена в работах Института теплофизики УрО РАН [9] (см. рис. 3).

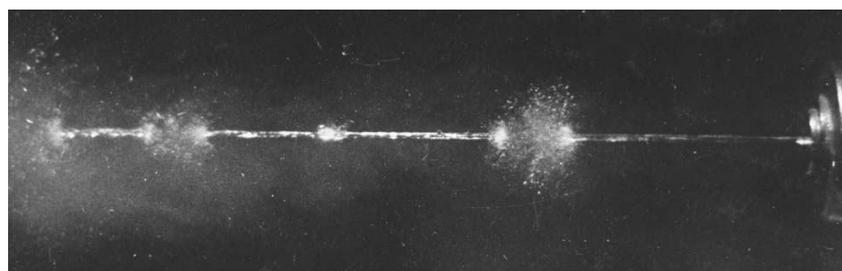


Рис. 2. Съемка распыла перегретой воды (Институт теплофизики
УрО РАН ($\Delta p = 8$ атм, $T = 170$ °С, $d = 0,8$ мм))

Замети, что режимы, представленные на рисунках 1 и 2 характеризуют малые перепады давления и так называемую некую невозмущенную область в струе. В большинстве случаев распыл перегретых жидкостей подразумевает наличие давлений в несколько десятков или сотен атмосфер и как следствие более быстрые времена вскипания. В данной работе была проведена фотосъемка процесса распыла при давлении для двух температур: комнатной (холодной) и сильно перегретой (см. рис. 3).

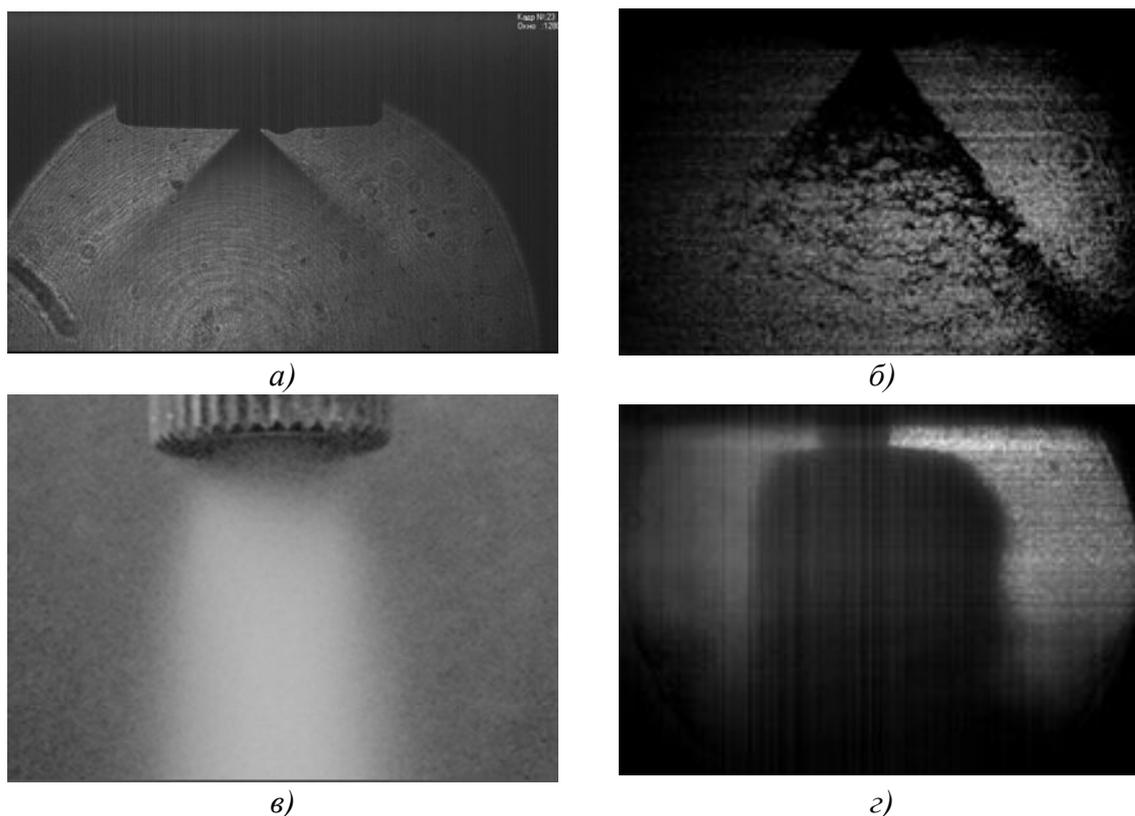


Рис. 3. Теневая фотография распыла перегретой воды (центробежная форсунка $d = 0,2$ мм, $p = 80$ атм):
 $a - T = 25$ °С, время выдержки 4 мс; $b - T = 25$ °С, время выдержки 0,02 мс;
 $в - T = 200$ °С, время выдержки 4 мс; $г - T = 200$ °С, время выдержки 0,02 мс

На рисунке 3 видно, что на холодной воде режим дробления происходит без начального невозмущенного участка в два этапа: формирование нитей и их последующее дробление. На перегретой воде, по всей видимости, нити отсутствуют, а процесс дробления происходит на срезе сопла мгновенно и без четко выделенного ядра потока.

Измерение расходных характеристик для холодной и перегретой воды показало, что внутри сопла расход не менялся, что может быть доказательством вскипания жидкости непосредственно на срезе сопла.

Список литературы:

1. Chaker M., Meher-Homji B., Mee II T. Inlet fogging of Gas Turbines Engines – Experimental and Analytical Investigations on Impact Pin Fog Nozzle Behaviour // Proceedings of ASME Turbo Expo – 2003. – GT-38801.
2. Van Liere J., Laagland G.H.M., Meijer C.G. Retrofit of Gas Turbines by SwirlFlash over-spray. – Режим доступа: http://www.max-boost.co.uk/max-boost/resources/docs/SwirlFlash_WI.pdf.
3. Решетников А.В., Мажейкл Н.А., Беглецов В.Н. и др. Динамика пульсаций при взрывном вскипании струй перегретой воды // Письма в ЖТФ. – 2007. – Т 33. – Вып. 17. – С. 31–37.

4. Лефер А. Процессы в камерах сгорания ГТД: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
5. Benjamin M.A., Jensen R.J., Arienti M., Review of Atomization: Current Knowledge and Future Requierements for Propulsion Combustors // Atomization and Sprays. – 2010. – Vol. 20(6). – P. 485–512.
6. Reitz Rolf D. A Photographic Study of Flash-Boiling Atomization // Aerosol Science and Technology. – 1990. – Vol. 12(3). – P. 561–569.
7. Kendoush Abdullah A. The Delay Time During Depressurization of Saturated Water // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1989. – Vol. 32(11). – P 2149–2154.
8. Скрипов В.П., Сеницын Е.Н., Павлов П.А. Теплофизические свойства жидкостей в метастабильном состоянии: Справочник. – М.: Атомиздат, 1980 – 208 с.
9. Виноградов В.Е. Исследование вскипания перегретых и растянутых жидкостей: автореф. дис. ... докт. физ.-мат. наук. – Екатеринбург, 2006. – 43 с.

УДК 536.2.01

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛООБМЕНА В МОРОЗИЛЬНОЙ КАМЕРЕ ПРИ
РАЗЛИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ**

Красношлыков А.С., Максимов В.И., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: krasnas@tpu.ru

Несмотря на значительное количество публикаций, посвященных проблемам теплообмена в морозильных камерах, сегодня нет определенности в рекомендациях по получению зависимостей. Это связано в первую очередь с тем, что большинство зависимостей полученные на основании обобщения экспериментальных результатов, содержат погрешности и применимы в узком диапазоне изменения параметров. Как следует из сравнительного анализа, проведенного в [1–3], расчетные рекомендации разных авторов могут отличаться в три и более раз.

Экспериментальная установка представляет собой теплообменник с морозильной камерой (см. рис. 1), и состоит из компрессора с номинальным напряжением 220 В и током 0,8 А, после компрессора находится конденсатор, предназначенный для отдачи тепла от рабочего тела теплообменника в окружающую среду (без принудительного охлаждения).

Далее располагается фильтр-осушитель, предназначенный для предотвращения попадания загрязнений в испаритель. Обязательным элементом теплообменника является капиллярная трубка, предназначенная для дросселирования рабочего тела установки и создания перепада давления внутри системы. Испаритель находится непосредственно в морозильной камере. Его конструкция предполагает горизонтальное и верти-

кальное расположение трубок внутри камеры. Так же система снабжена манометрами, для регистрации давления в конденсаторе и испарителе. Рабочим телом теплообменника является хладагент R-134А.

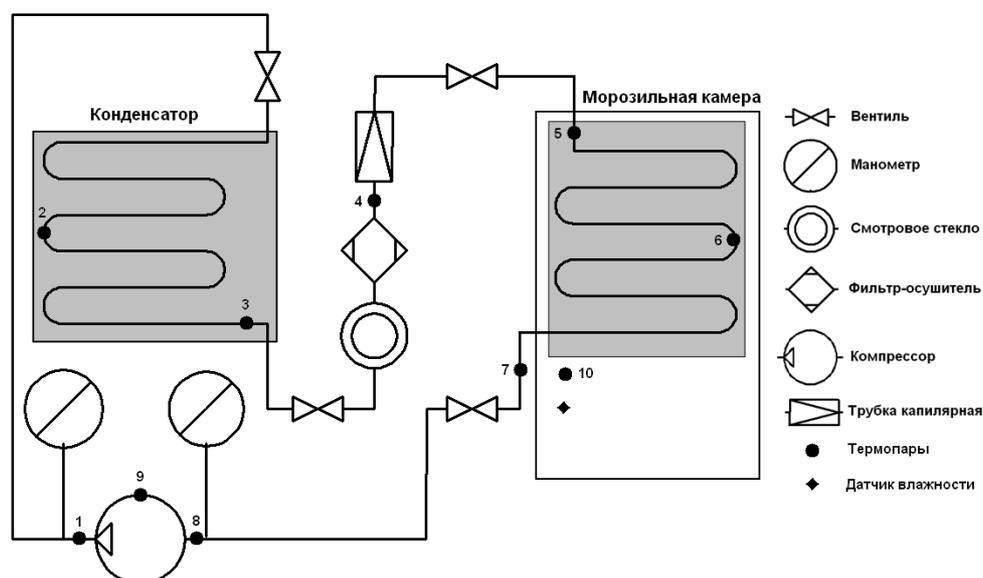


Рис. 1. Схема теплообменной установки

При планировании эксперимента было выбрано количество опытов (6 опытов) и численные значения основных изменяющихся факторов (температура окружающей среды, температура воды, объем воды, параметры теплообменника) в основных диапазонах их измерения. Эксперимент проводился в условиях, обеспечивающих контроль численного значения всех основных факторов. Был проведен ряд опытов, по замораживанию 150 мл воды, размещенные по центру морозильной камеры, при двух режимах: 1 – вода размещается в морозильной камере с момента запуска установки; 2 – емкость с водой, помещается в морозильную камеру после того, как установка выходит в установившийся режим. Установившимся режимом считалось постоянство температур в испарителе и конденсаторе, а так же включение/выключение компрессора через одинаковые промежутки времени. В процессе экспериментов снималась температура и влажность на 11 термомпарах и 1 датчиках влажности через равные промежутки времени (5 минут).

Термомпары и датчики влажности размещены в следующих местах: после компрессора, в средней части конденсатора, в конце конденсатора, перед капиллярной трубкой, в начальной части испарителя, в средней части испарителя, после испарителя, перед компрессором, на компрессоре, непосредственно в объеме воды, в холодильной камере, влажность в камере.

Точное расположение датчиков показано на рисунке 1.

Далее были построены графики зависимостей температуры от времени работы.

На рисунке 2 представлена графическая зависимость температур воды от времени, при двух методах проведения опытов.

Исходя из результатов эксперимента, можно отметить, что продолжительность фазового перехода воды из жидкого состояния в твердое составляет в обоих случаях 150 минут. Следовательно, можно сделать вывод, что небольшое количество воды не создают значительной тепловой нагрузки для испарителя холодильной установки.

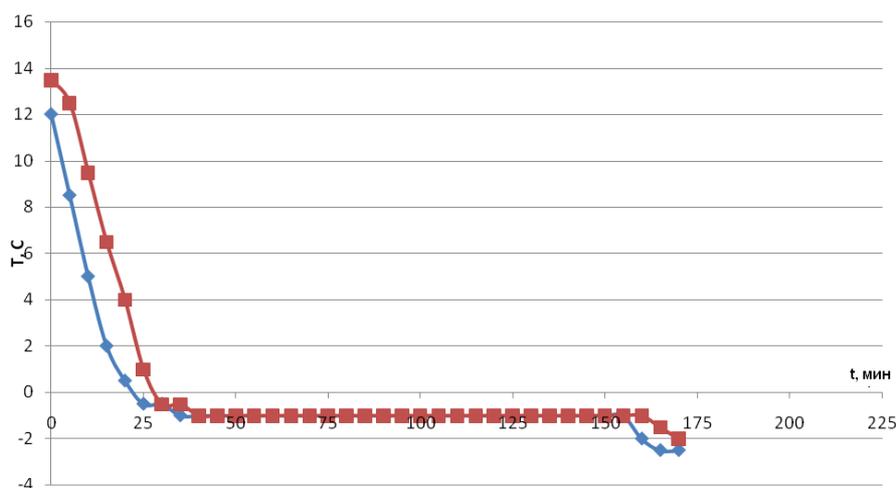


Рис. 2. Графическая зависимость температуры от времени, для датчика 10, который помещен в емкость с водой в м.к. :
 — ромб — температура воды, помещенной в м.к. после наступления установившегося режима; — квадрат — температура воды, помещенной в м.к. при включении установки

Однако если учитывать, что во втором случае емкость с водой была помещена в установку, которая работала в установившемся режиме, то в общем время работы установки, а следовательно и потребляемая мощность, больше, чем в случае, когда вода была помещена сразу при включении холодильной установки.

На рисунке 4 представлена зависимость фреона по времени в холодильной камере. По данным зависимостям видно, что температура в холодильной камере в обоих случаях эксперимента аналогично изменяются по времени, это также доказывает выше сказанный вывод, о том, что небольшое количество воды не влияют на работу установки.

В результате проделанной работы была разработана методика проведения эксперимента по изучению процесса теплообмена в морозильной камере, построены зависимости температуры от времени в различных точках установки.

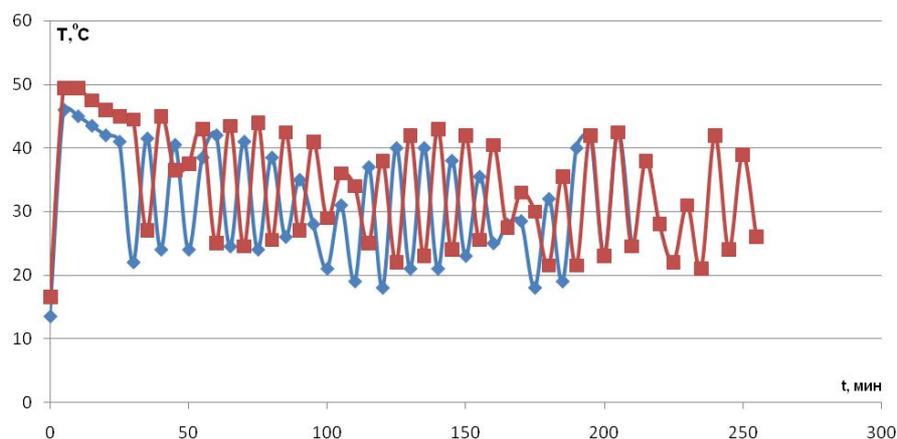


Рис. 3. Графическая зависимость температуры фреона от времени в средней части конденсационного теплообменника:

— температура воды, помещенной в м.к. после наступления установившегося режима; — температура воды, помещенной в м.к. при включении установки

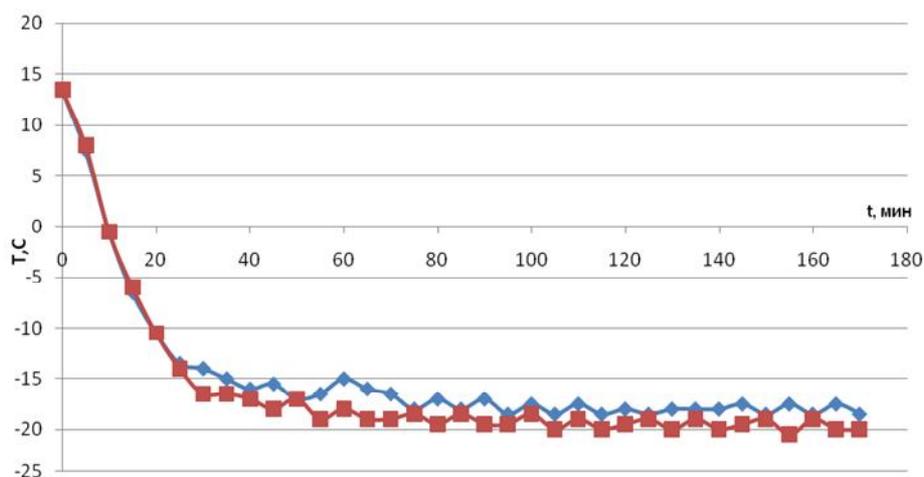


Рис. 4. Графическая зависимость температуры фреона по времени в холодильной камере:

— температура воды, помещенной в м.к. после наступления установившегося режима; — температура воды, помещенной в м.к. при включении установки

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).

Список литературы:

1. Mishkinis D., Ochterbeck J.M. Analysis of Tubeside Condensation in Microgravity and Earth-Normal Gravity // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: V Minsk International Seminar. – Minsk, 2003. – P. 36–53.

2. Жернаков А.С. Экспериментальное исследование испарителя теплового насоса в составе опреснительной установки // Холодильная техника. – 2009. – № 11. – С. 44–48.

3. Шапошников В.А. Экспериментальное исследование теплоотдачи к кипящему R123 в условиях вынужденного движения в канале испарителя // Холодильная техника. – 2010. – № 5. – С.54–58.

УДК 536.33:536.244

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРЯЖЕННОЙ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ЗАМКНУТОЙ ОБЛАСТИ В УСЛОВИЯХ РАДИАЦИОННОГО НАГРЕВА ОДНОЙ ИЗ ГРАНИЦ

Максимов В.И., к.т.н., Нагорнова Т.А., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: elf@tpu.ru

Сегодня развитие техники [1] создает объективные предпосылки использования, например для обеспечения теплового режима промышленных объектов, новых технических устройств, систем и технологий, основой которых являются также процессы преобразования энергии [2]. Типичным и достаточно наглядным примером таких технологий промышленной теплоэнергетики является система теплоснабжения на основе газовых инфракрасных излучателей (ГИИ) [2]. Используемые до настоящего времени подходы к анализу тепловых режимов объектов с системами теплоснабжения на базе ГИИ [3] не учитывают конвекцию вообще и теплоотвод в ограждающие конструкции в частности.

Представляет интерес анализ возможности применения моделей сопряженного теплообмена [4, 5] при описании температурных полей объектов с системами отопления на базе ГИИ.

Цель настоящего исследования – математическое моделирование конвективно-кондуктивного теплопереноса в воздушной области, огражденной твердыми стенками с использованием подхода [4–6], и анализ распределения аккумулированной в различных зонах рассматриваемой типичной системы «воздух-ограждающие конструкции» теплоты.

Для реализации поставленной цели рассматривалась область прямоугольного поперечного сечения (см. рис. 1). Внутренняя зона области решения ($L_{\text{Л}} < X < L_{\text{П}}$ и $H_{\text{Н}} < Y < H_{\text{В}}$) заполнена воздухом 1. По внешнему контуру расположены ограждающие конструкции, выполненные из бетона 2 и современных строительных материалов с низким коэффициентом теплопроводности 3. Применение последних соответствует перспективным энергосберегающим технологиям и в настоящее время находит все большее применение в строительстве.

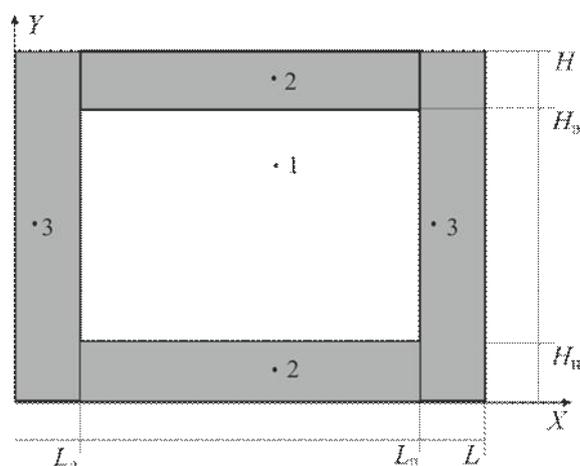


Рис. 1. Область решения рассматриваемой задачи:
 1 – воздух; 2 – ограждающие конструкции из бетона; 3 – ограждающие конструкции из современного строительного материала с малым коэффициентом теплопроводности

Источник радиационного нагрева в верхней части H_B области решения не выделялся – принималось, что его толщина мала по сравнению с характерными размерами области. Интенсивность излучения считалась равномерно распределенной по поперечной координате X .

При постановке задачи предполагалось, что вся энергия инфракрасного излучателя поступает к нижней границе H_H , разделяющей нижнее бетонное основание 2 и область нагрева 1.

В качестве базовой системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс естественной конвекции в рассматриваемой области (см. рис. 1) в режиме сопряженного теплопереноса, принята математическая модель [4–6].

Основные численные исследования проведены при следующих значениях безразмерных и размерных величин: $t_0 = 0,1$ с, $T_0 = 293$ К, $T_{it} = 303$ К, $Ki = 60$, $10^6 < Gr < 10^{11}$. При таких временах, как показали результаты численного анализа, достаточно отчетливо проявляются все основные закономерности рассматриваемых процессов.

На рисунке 2 представлены результаты численного моделирования, иллюстрирующие основные закономерности теплопереноса в рассматриваемой системе отопления с использованием газовых инфракрасных излучателей.

Представленные иллюстрации хорошо демонстрируют нестационарный характер процесса теплопереноса в рассматриваемой области решения. Нагретый вблизи нижнего бетонного основания воздух поднимается по центру рассматриваемой области решения и затем, охлаждаясь при обтекании верхней ограждающей конструкции, перемещается вниз (см. рис. 2). В итоге формируется симметричное циркуляционное течение относительно оси $X = 0,5$.

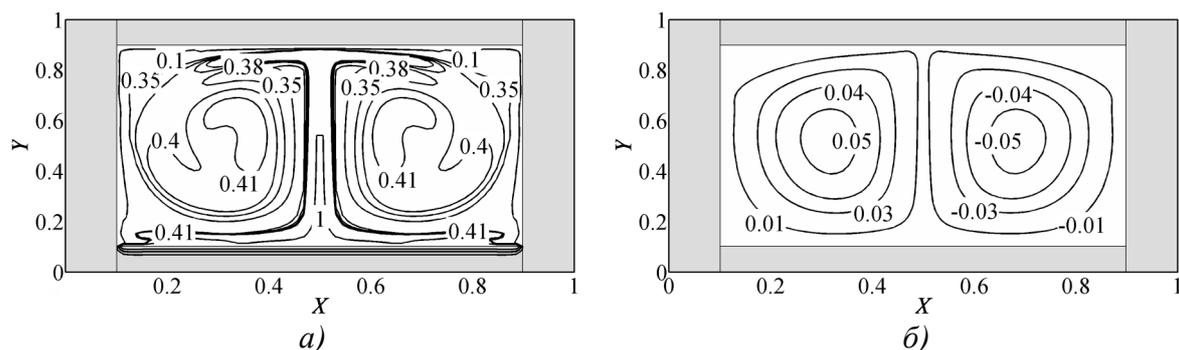


Рис. 2. Поля температур (а) и изолинии функции тока (б) для модели естественной конвекции в замкнутой области с радиационным нагревом нижней границы раздела «газ – твердая стенка» при различных $\tau = 100000$

Интенсивная турбулизация способствует перераспределению тепла по всему воздушному объему. В нижней его части формируется слой высотой около $H = 0,1$ с постоянной температурой практически по всей ширине газовой области (см. рис. 2). В верхних воздушных слоях наблюдается некоторое снижение температур, что является следствием оттока тепла в верхнюю ограждающую конструкцию.

С целью ответа на вопрос о целесообразности применения достаточно сложных моделей сопряженного теплообмена при решении задач теплоснабжения проведен расчет количества теплоты, аккумулированной ограждающими конструкциями и воздухом на глубину рассматриваемой области в 1 метр (см. табл. 1), с использованием температурных полей, рассчитанных при решении задачи.

Таблица 1. – Тепловая энергия, аккумулированная в ограждающих конструкциях (Q_1) и в воздушной среде (Q_2).

$\tau \cdot 10^{-3}$	$Q_1, 10^6$ Дж	$Q_2, 10^4$ Дж
50	8,14	5,87
60	8,79	5,45
70	9,44	4,63

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что значительная часть энергии расходуется на нагрев ограждающих конструкций (см. табл. 1) (большая часть тепловой энергии, поступающей от газовых инфракрасных излучателей, аккумулируется в твердотельных элементах области решения). Поэтому расчет тепловых режимов помещений с системами отопления на базе ГИИ необходимо проводить путем решения задач свободной конвекции в сопряженной постановке с учетом теплоотвода в ограждающие конструкции и аккумуляции в них энергии. Балансные модели [3] при этом могут служить инструментом для нижних оценок энергии, необходимой для эффективного использования систем радиационного нагрева.

На основании сопоставления температурных полей объекта теплоснабжения, установленных по результатам численного моделирования с использованием модели сопряженного теплообмена, показана необходимость использования моделей, учитывающих конвекцию и теплоотвод в ограждающие конструкции. Полученные результаты иллюстрируют перспективы использования моделей сопряженного теплопереноса [4-6] при решении типичных задач анализа тепловых режимов объектов теплоснабжения с газовыми инфракрасными излучателями.

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).

Список литературы:

1. Леонтьев А.И., Пилюгин Н.Н., Полежаев Ю.В., Поляев В.М. Научные основы технологий XXI века. – М.: УНПЦ «Энергомаш», 2000. – 136 с.
2. Давлятчин Р.Р., Куриленко Н.И. Лучисто-конвективный теплообмен газовых инфракрасных излучателей с многослойной конструкцией кровли // Приволжский научный журнал. – 2009. – № 2. – С. 74–78.
3. Бухмиров В.В., Солнышкова Ю.С., М.В. Пророкова Экспериментальное исследование системы отопления и инфракрасными излучателями // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2011. – Вып. 3. – С. 12–16.
4. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Сопряженный теплоперенос в замкнутой области с локально сосредоточенным источником тепловыделения // Инженерно-физический журнал. – 2006. – Т. 79. – № 1. – С. 56–63.
5. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Об одном подходе к математическому моделированию тепловых режимов радиоэлектронной аппаратуры и электронной техники // Микроэлектроника. – 2008. – Т. 37. – № 2. – С. 150–158.
6. Кузнецов Г.В., Куриленко Н.И., Максимов В.И., Мамонтов Г.Я., Нагорнова Т.А. Сопряженный теплоперенос в системе с радиационным источником нагрева // XIV Минский международный форум по тепло- и массообмену. – Минск, 2012. – Т. 1 – Ч. 1. – С. 147–151.

УДК 621.565.9:621.1.016

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА
СМЕШАННОЙ КОНВЕКЦИИ В ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ОБЛАСТИ
С ЗАДАННЫМ ИСТОЧНИКОМ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ**

Нагорнов Д.А., Максимов В.И., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: elf@tpu.ru

Изучение теплопереноса в неоднородных средах имеет большое значение при моделировании и оптимизации физических процессов, связанных с производством и рациональным использованием энергии. Усложнение технических устройств и неотложность многих проблем энергетики и охраны окружающей среды привели к тому, что в послед-

ние годы изучение теплообмена было связано с очень широким кругом задач. Каждой из таких задач присущи свои требования к точности определения и полноте моделирования конкретных процессов, представляющих интерес [1]. Эти задачи относятся как к процессам отвода тепла, космическим исследованиям и производственным процессам, так и к физике атмосферы, геофизике и воздействию на окружающую среду.

В известных исследованиях теплопереноса основное внимание уделяется конвекции [2–8], при которой относительное движение жидкости создает дополнительный механизм переноса энергии.

Анализ влияния внутренних источников тепловыделения на распределение температуры внутри газовой полости представляет собой самостоятельную вычислительную проблему, связанную с преодолением трудностей, обусловленных существенными температурными градиентами в зоне источника температурной неоднородности. Поэтому целью работы является математическое моделирование процесса смешанной конвекции в прямоугольной области с заданным источником тепловыделения

При создании модели, использовался модуль HeatTransferModule's-Non-IsothermalFlow встроенный в пакет Multiphysics. Для обеспечения охлаждения компонентов, воздух поступает в исследуемую область сквозь отверстие в верхней части со скоростями от 0,9 до 3,35 м/с. Для учета воздушного потока, модель использует слабо сжимаемое уравнение Навье-Стокса. Вязкость и плотность воздуха а, следовательно, поток воздуха зависит от температуры, но с другой стороны, распределение температуры зависит от потока вокруг компонента. Это означает, что эта модели должны решаться одновременно.

Уравнение движения:

$$\rho(u \cdot \nabla) \cdot u = \nabla \cdot \left[-\rho l + \mu (\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot u) l \right] + F. \quad (1)$$

Уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0. \quad (2)$$

Уравнение энергии:

$$\rho C_p \cdot u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T), \quad (3)$$

где: ∇ – оператор Гамильтона; μ – коэффициент кинематической вязкости; ρ – плотность воздуха, кг/м³; u – поле скоростей, м/с; p – давление, Па; F – массовых сил, Па; C_p – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К); T – абсолютная температура, К.

На рисунке 1 представлено распределение температуры воздуха в исследуемой области.

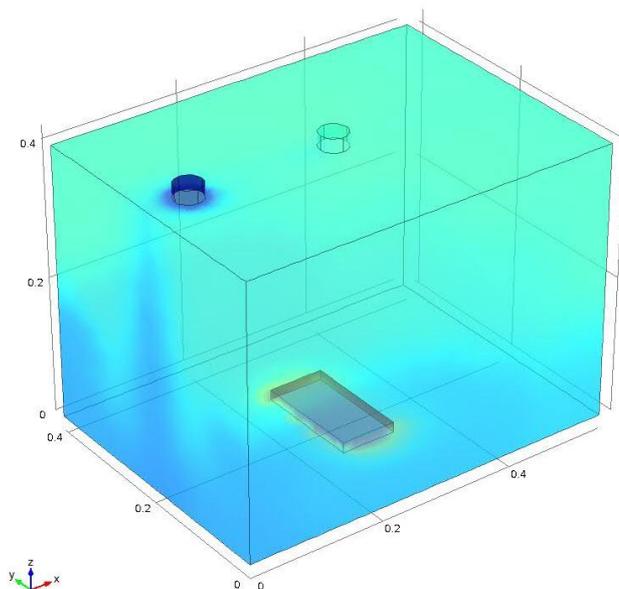


Рис. 1. Распределение температуры воздуха в исследуемой области

Математическая модель составлена для случая смешанно-конвективного теплообмена воздуха в прямоугольном контуре (длиной 0,5 м, шириной 0,4 м и высотой 0,4 м) с центральным расположением источника тепловыделения (длиной 0,15 м, шириной 0,08 м и высотой 0,00025 м) с нетеплоизолированными стенками. Полученное при моделировании поле скоростей, представлено на рисунке 2.

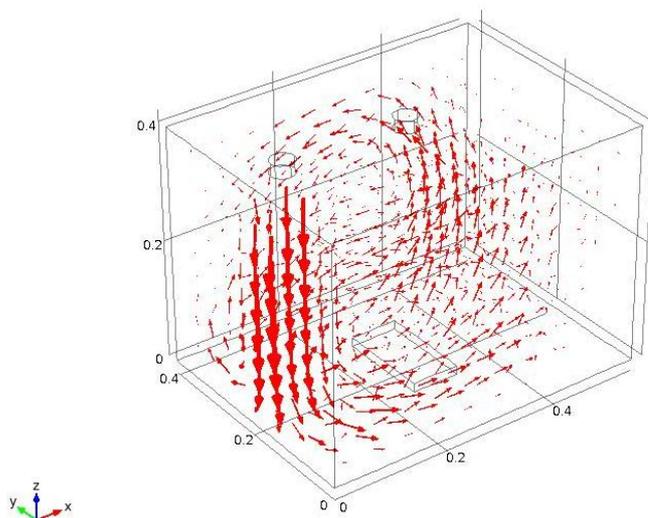


Рис. 2. Поле скоростей

Сравнение результатов математического моделирования с полученными ранее экспериментальными данными дает право говорить о высокой степени сходимости. Разница между характерными точками,

по сравнению с экспериментом, не превышает 1–1,5 °С. Подобное расхождение, обусловлено невозможностью полного учета всех физических факторов, действующих на модель при проведении эксперимента, при математическом моделировании. Также расхождение значений можно объяснить разного рода погрешностями, эксперимента.

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).

Список литературы:

1. Полежаев В.И. Свободная конвекция: обзор моделей, методов и приложений. // Труды I Российской национальной конференции по теплообмену. – Москва, 1994. – Т. 2. – С. 3–10.
2. Джалурия Й. Естественная конвекция: Тепло- и массообмен. – М.: Мир, 1983. – 400 с.
3. Кузнецов Г.В., Шермет М.А. Сопряженная смешанная конвекция в условиях массопереноса. // ИФЖ. – 2009. – Т. 82. – № 5. – С. 886–895.
4. Ермолаев И.А., Жбанов А.И. Смешанная конвекция в вертикальном канале с дискретными источниками тепла на стенке // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. – 2009. – № 4. – С. 40–46.
5. Кузнецов Г.В., Максимов В.И. Смешанная конвекция в прямоугольной области с локальными источниками ввода и вывода массы в условиях неоднородного теплообмена // Известия Томского политехнического университета. – 2006. – Т. 309. – № 5. – С. 114–118.

УДК 536.24

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ТНУ
ПРИ ЧАСТИЧНОМ ОБМЕРЗАНИИ ИСПАРИТЕЛЯ**

Птухин И.Н., Максимов В.И., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: 1lepen1@mail.ru

Теплонасосное теплоснабжение из всех видов нетрадиционной энергетики является наиболее быстро развивающейся отраслью, и в некоторых развитых странах оно уже является главным конкурентом традиционной теплоэнергетики, основанной на сжигании органического топлива [1].

В последнее время во всем мире ребром стоит вопрос об энергосбережении, с положительной стороны зарекомендовали себя тепловые насосы. Но, как известно работа тепловых насосов заключена в строгие температурные рамки, в связи с этим стоит задача в применении тепловых насосов в условиях холодного климата.

В испарительных тепловых насосах высокая эффективность обеспечивается за счёт изменения агрегатного состояния рабочего тела – пе-

перехода из жидкости в газ и обратно. Соответственно, этот процесс возможен в относительно узком интервале температур. При слишком высоких температурах рабочее тело всегда останется газообразным, а при слишком низких – будет испаряться с большим трудом или вообще замёрзнет. В результате при выходе температуры за рамки оптимального диапазона, наиболее энергоэффективный фазовый переход становится затруднённым или вовсе исключается из рабочего цикла, и КПД компрессионной установки существенно падает, а если хладагент останется постоянно жидким, то она вообще работать не будет [2].

Основной проблемой использования ТНУ, в условиях холодного климата, является обмерзание испарителя со стороны источника низкопотенциальной энергии, и как следствие ухудшение работы всего теплового насоса.

Целью работы является экспериментальное исследование работы теплового насоса и отдельных его элементов, при частичном обмерзании испарителя, и выявление особенностей его использования в условиях холодного климата.

Экспериментальные исследования проводились на установке, изображенной на рисунке 1.

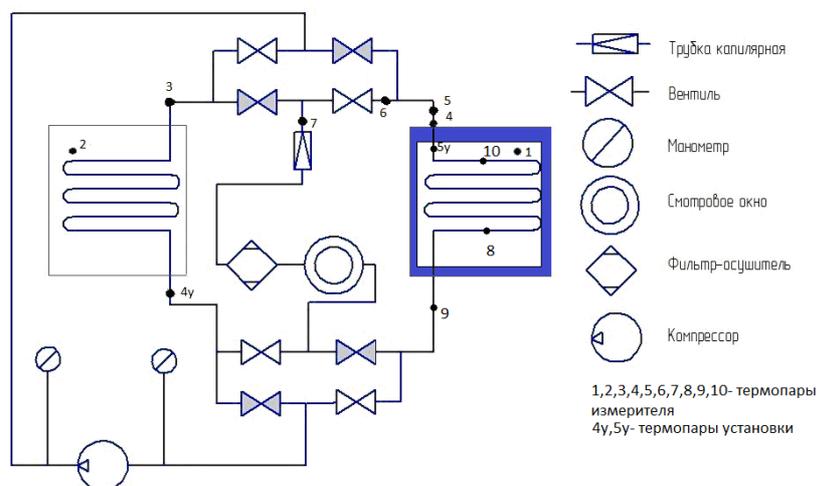


Рис.1. Схема экспериментальной теплонасосной установки

Как видно из схемы, в установке использовались 10 дополнительных термопар измерителя. Термопара №2 была помещена в одну емкость с конденсатором и показывала температуру нагреваемой жидкости. Термопара №3 расположена на входе в конденсатор. Еще три термопары были установлены в экспериментальную камеру испарителя: термопара №8 – на нижнюю трубку испарителя, термопара №10 – на верхнюю трубку, термопара №1 отображала температуру теплоносителя. Термопары №4, 5, 6, 7 были закреплены по всей длине трубки от дрос-

селя до входа в экспериментальную камеру испарителя. Термопара №9 была установлена на выходе из испарителя. Две термопары установки (№4у и №5у) были расположены на выходе из конденсатора и на входе в испаритель соответственно.

Экспериментальная камера испарителя представляет собой емкость с теплоносителем, предварительно помещенную в теплоизоляционный короб из пенопласта толщиной 5 сантиметров, для исключения теплопритоков, и как следствие более быстрого обмерзания испарителя.

Рабочий агент в установке фреон R-134a. Объем воды в конденсаторе и испарителе 10 литров. Эксперимент проводился несколько раз для более точной достоверности результатов. В ходе эксперимента, при работающей установке, снимались показания термопар в установленные промежутки времени: первый час через каждые 5 минут, затем в течение трех часов через каждые 20 минут.

Полученные экспериментальные данные представлены в виде зависимостей температуры с течением времени.

Начиная с 20-й минуты, трубки испарителя начали обмерзать (см. рис. 2). Этот процесс начался от входа в испаритель и продолжился до половины его контура. Как видно из рисунка 3, температура в нижней части испарителя постепенно снижалась до 160-й минуты, после этого покрытие трубок льдом остановилось, и температура на данной части испарителя оставалась постоянной.

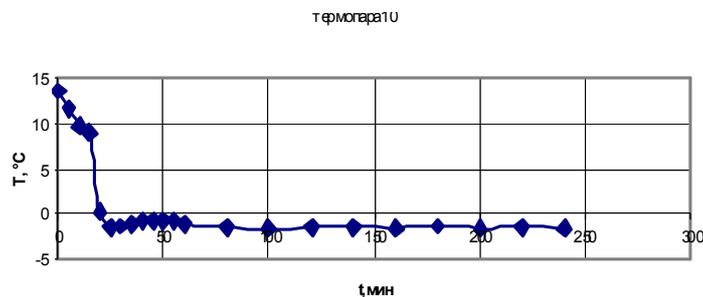


Рис. 2. Графическая зависимость изменения температуры с течением времени на верхних трубках испарителя

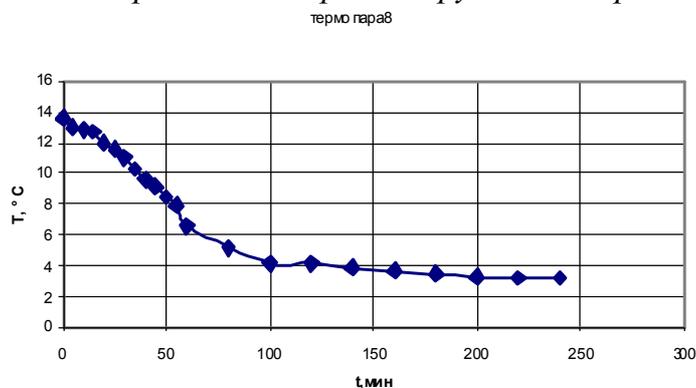


Рис. 3. Графическая зависимость изменения температуры с течением времени на нижних трубках испарителя

Температура теплоносителя постепенно уменьшалась до 150-й минуты, затем оставалась постоянной (см. рис. 4). Соответственно из рисунка 5 видно, что температура нагреваемой жидкости постепенно росла, начиная с 18 °С, на участке от нуля до 150 минут, а затем, до конца эксперимента не изменялась и оставалась на уровне 40 °С.

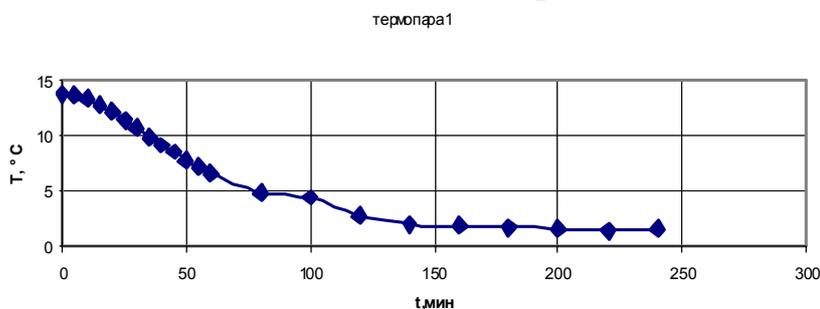


Рис. 4. Графическая зависимость изменения температуры с течением времени для теплоносителя

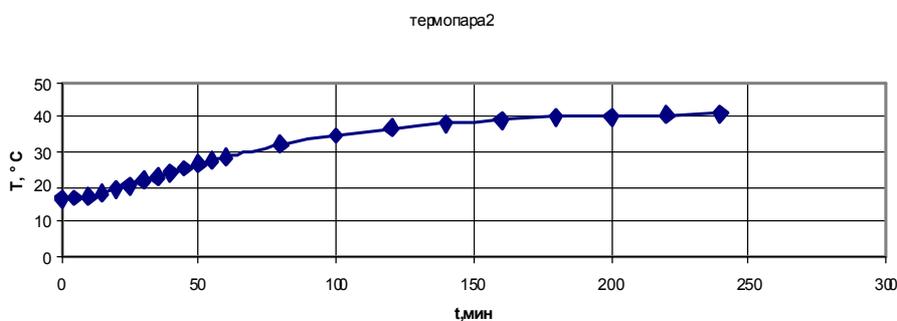


Рис. 5. Графическая зависимость изменения температуры с течением времени для нагреваемой жидкости

В ходе анализа полученных данных был сделан вывод, что даже при частичном обмерзании трубок испарителя ТНУ происходит существенное ухудшение процесса теплопередачи между хладоносителем протекающим в трубках испарителя и их омывающим теплоносителем. Это приводит к смещению основного фронта испарения хладоносителя по длине трубки испарителя, происходит снижение эффективности работы камеры испарителя и соответственно снижение эффективности работы всей теплонасосной установки в целом.

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.201).

Список литературы:

1. Генералов К.С., Акимов И.А. Тепловые насосы и энергосбережение // Проблемы энергосбережения. – 2002. – № 12. – С. 6–12.
2. Султангузин И.А., Потапова А.А. Высокотемпературные тепловые насосы большой мощности для теплоснабжения // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 10. – С. 23–27.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ У ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ НАГРЕТОЙ ПЛАСТИНЫ

Максимов В.И., к.т.н., Ударцев Е.И., Нагорнов Д.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: elf@tpu.ru

Установление основных закономерностей процессов теплопереноса в замкнутой области в условиях естественной конвекции возможно в результате экспериментальных исследований в условиях, соответствующих реальным процессам. Такое соответствие достижимо на модельных установках при соблюдении условий физического и геометрического подобия.

Проведение экспериментов, полностью воспроизводящих реальные условия процессов теплопереноса в замкнутой области в условиях естественной конвекции в реальных условиях, практически невозможны из-за трудностей регистрации параметров процесса в замкнутых объемах.

Также является целесообразным проведение специальных экспериментальных исследований с применением методов визуализации исследуемых процессов (например, видеосъемки) с целью выделения деталей и процессов, протекающих при естественной конвекции в определенные моменты времени.

Поэтому целью работы является экспериментальное изучение теплоотдачи при естественной конвекции у горизонтальной нагретой пластины.

Диапазон параметров при которых проводились исследования: $Q = 2,3 - 22,8$ Вт; $\Delta T = 16 - 81$ °С. На рисунке 1 представлен коэффициент теплоотдачи от пластины к воздуху. Необходимо отметить, что если свойства теплоносителя меняются мало (например, для атмосферного воздуха), то температурный напор является единственной определяющей величиной. Видно, что с ростом ΔT увеличение интенсивности естественной конвекции воздуха (скорости потока w) сопровождается повышением интенсивности теплоотдачи.

Полученные экспериментальные данные о теплоотдаче для горизонтальной нагретой пластины при ламинарном режиме $Gr \cdot Pr < 2 \cdot 10^7$ обобщаются зависимостью (1) и представлены на рисунке 2:

$$Nu = 0,54 (Gr \cdot Pr)^{1/4}. \quad (1)$$

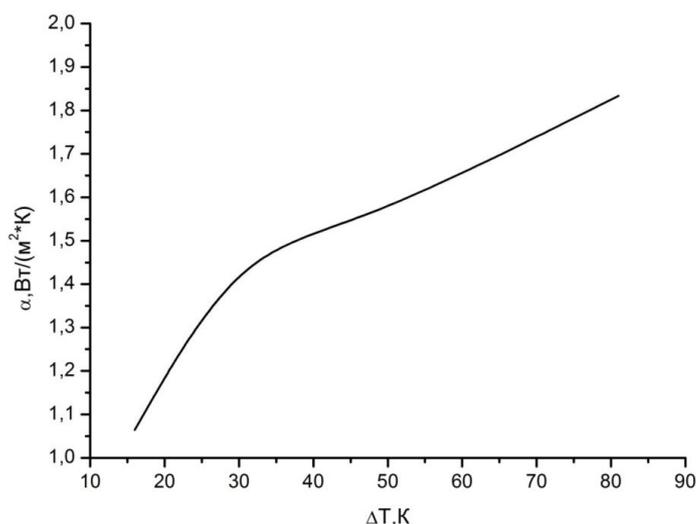


Рис. 1. Интенсивность теплоотдачи от поверхности пластины в зависимости от температурного напора

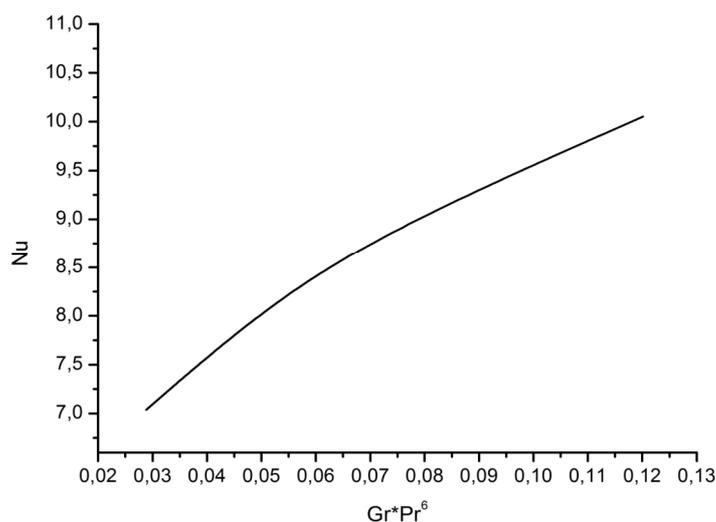


Рис. 2. Обобщение результатов по теплоотдаче при естественной конвекции у горизонтальной нагретой пластины

Поправка, учитывающая изменение свойств жидкости в пограничном слое, $(Pr_a / Pr_{ст})^{0,25}$, иногда применяемая в рассматриваемых соотношениях, здесь не используется, так как для случая с воздухом она практически равна единице. При расчете критериев подобия по средней температуре диапазон изменения их сужается, а разброс значений Nu увеличивается.

В результате проведенного экспериментального исследования свободной конвекции воздуха при ламинарном режиме у поверхности го-

ризонгальной нагретой неизотермической пластины установлено, что интенсивность теплообмена между пластиной и окружающим воздухом зависит от аэродинамики восходящего потока воздуха, в частности от соответствующей скорости при разных значениях ΔT и Gr.

Анализ полученных графических зависимостей (см. рис. 3), показывает, что при использовании двух методик расчета числа Нуссельта, более точным является вариант (б), потому как при его расчете максимально учитываются все тепловые процессы, протекающие при проведении данного эксперимента, а также коэффициенты, входящие в расчетные зависимости и геометрические размеры исследуемой области. Вариант (а), более общий и применяется для случаев, при использовании горизонтальных поверхностей нагрева различной формы.

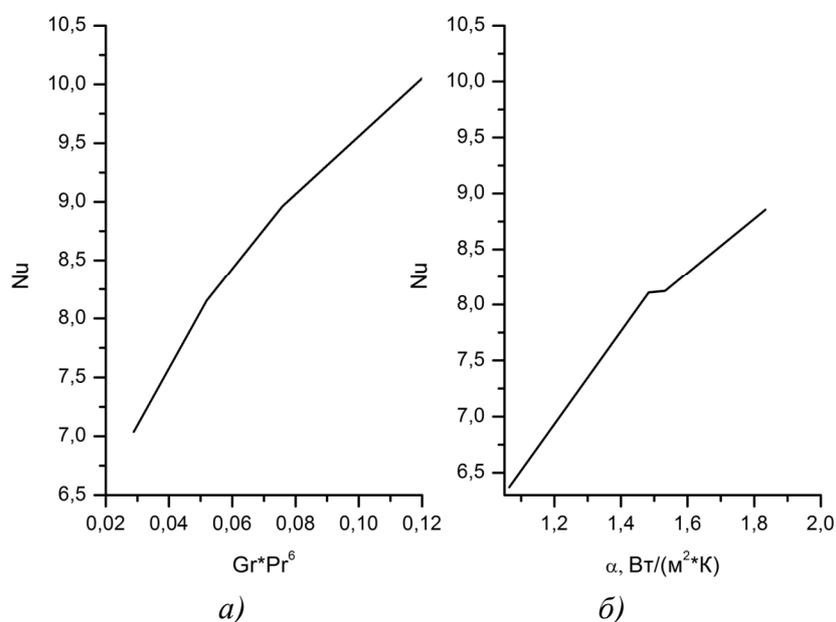


Рис. 3. Сравнение чисел Нуссельта рассчитанных по двум методикам: а – при использовании критериального уравнения; б – по формуле $Nu = \alpha l / \lambda$, через полученные коэффициенты теплоотдачи

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).

Список литературы:

1. Абрамов А.Г., Горячев В.Д., Смирнов Е.М. Прямое численное моделирование турбулентной свободной конвекции, развивающейся во времени у нагретой вертикальной стенки. – С-ПГПУ, ТГТУ, 2009. - С. 374-380.
2. Гебхарт Б., Джалурия И., Махаджанг С. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен. – М.: Мир, 1991.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ
ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В КАМЕРАХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Максимов В.И., к.т.н., Байрамов В.М.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: Vasif@sibmail.com

Энергетические установки, в которых в качестве рабочих компонентов применяют криогенные продукты получили широкое распространение в современной технике. Однако эксплуатация таких установок осложнена тем, что в условиях влажного атмосферного воздуха на их низкотемпературных поверхностях возможно инееобразование. Процесс генезиса и накопления инея обусловлен десублимацией атмосферного водяного пара. Десублимат значительно изменяет режимы работы этих установок, нарушая их расчетное функционирование.

Предотвратить отрицательные последствия инееобразования можно, располагая прогнозом развития данного процесса. Такой прогноз возможен на основе методики определения теплофизических характеристик инея.

Целью работы является создание экспериментальной установки для исследования влияния процесса накопления инея обусловленного десублимацией атмосферного водяного пара на испарителе, на процессы тепло- и массообмена в морозильной камере и на работу самой морозильной установки.

Принципиальная схема установки представлена на рисунке 1. Для получения холода в исследуемой области использовалась схема парокомпрессионной холодильной машины. В качестве холодильного агента использовался R-134a.

Хладон сжимается в компрессоре до давления насыщения и подается в конденсатор, где конденсируясь выделяет тепло, далее из конденсатора он дросселируется до давления испарения, затем он поступает в испаритель морозильной камеры, где испаряясь он поглощает тепло из воздуха находящегося в камере.

В морозильной камере находится исследуемый объект, который представляет собой открытую прямоугольную емкость с размерами 15×11×5 см (см. рис. 2). Материал стенок емкости – полипропилен.

Для проведения экспериментов использовалась дистиллированная вода с фиксированной начальной температурой. Температура воды фиксировалась 4 термопарами находящимися в разных сечениях исследуемой области. Температура воздуха и температура фреона на входе и на

выходе в испаритель морозильной камеры, также фиксировались хромель-капелевыми термопарами. Показания термопар передовались в аналогово-цифровой преобразователь АЦП УТК-38, далее через преобразователь интерфейса – адаптер сети АС-2, который преобразует интерфейс RS-486 в RS-232 затем показания передавались на компьютер, где они обрабатывались специальным программным комплексом, разработанным на платформе LabView.

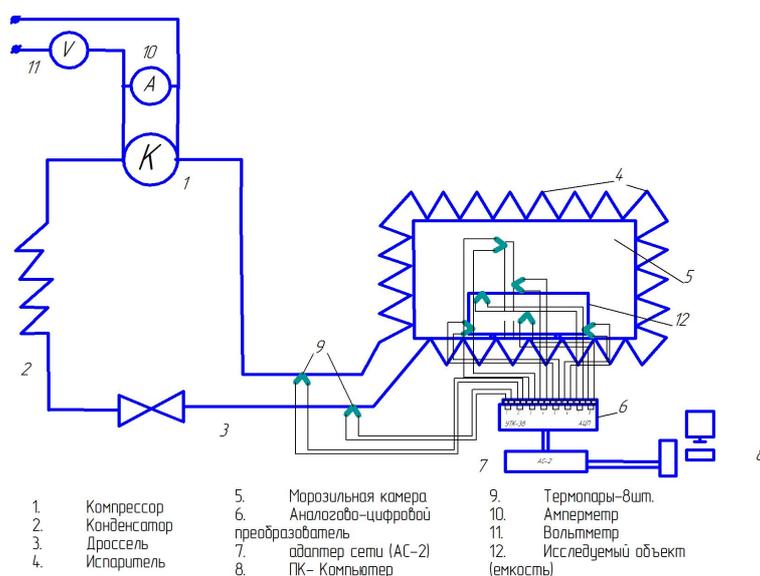


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной холодильной установки

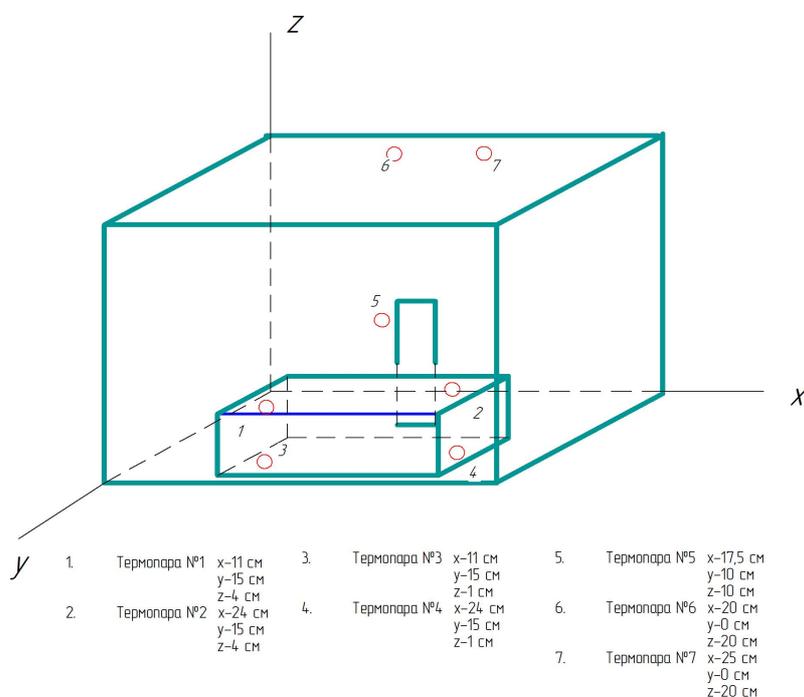


Рис. 2. Схема расположения термопар и исследуемой емкости в холодильной камере испарителя

На рисунке 3 представлены значения температур в морозильной камере для случая, когда в морозильной камере был слой инея толщиной 2 мм. Видно понижение температур жидкости в исследуемом объекте, а также изменение температуры воздуха в камере и фреона. Изменение температуры воды прекращается через определенное время (85 минут) это обусловлено тем, что в жидкости происходит фазовый переход (жидкость – твердое тело).

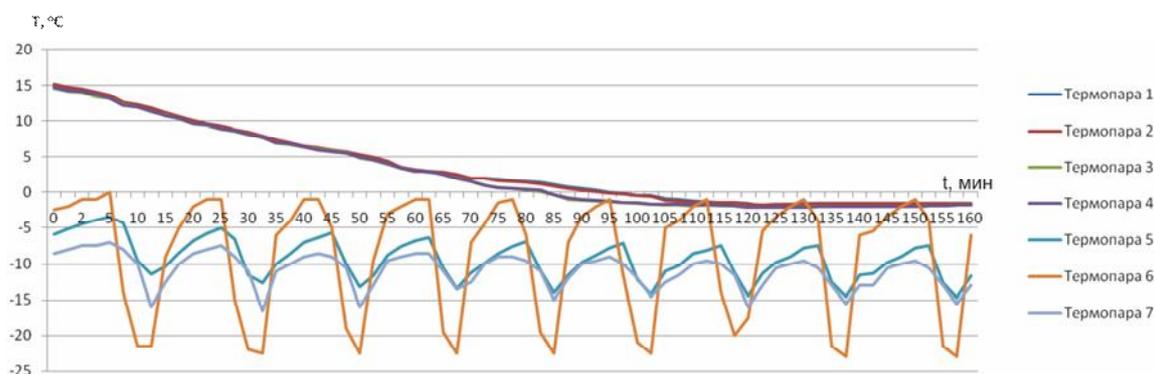


Рис. 3. Зависимость изменения температуры от времени для случая, когда в морозильной камере толщина инея равна 2 мм

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).

Список литературы:

1. Доссат Р. Дж., Хоран Т. Дж. Основы холодильной техники: Учебник. – М., 1984. – 520 с.
2. Пигарев В.Е., Архипов П.Е. Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха: Учебник. – М., 2003. – 386 с.
3. Курылев Е.С. Холодильные установки: Учебник для вузов. – СПб.: Изд-во «Политехника», 2002. – 576 с.

УДК 621.565.9:621.1.016

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И
МАССООБМЕНА В КАМЕРАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Максимов В.И., к.т.н., Байрамов В.М.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: Vasif@sibmail.com

Среди важнейших тенденций дальнейшего прогресса современной холодильной техники заметная роль принадлежит уменьшению энергозатрат при получении искусственного холода и снижению потерь при его потреблении [1]. Традиционные направления решения данной про-

блемы к настоящему времени практически исчерпаны. Для холодильной техники и технологии характерно сравнительно медленное протекание процессов тепло- и массообмена как в аппаратах холодильных машин, так и при консервировании холодом пищевых продуктов. Основные направления решения этой проблемы – разработка методов и средств, интенсифицирующих тепло- и массообменные процессы как на стадии производства искусственного холода, так и на стадии его потребления; при этом методы и средства не должны оказывать негативного влияния на качество холодильного консервирования пищевых продуктов.

На рисунке 1 представлены значения температур в морозильной камере для случая, когда в морозильной камере был слой инея толщиной порядка 1 мм. Видно понижение температур жидкости в исследуемом объекте, а также изменение температуры воздуха в камере и фреона. Изменение температуры воды прекращается через определенное время (75 минут) это обусловлено тем, что в жидкости происходит фазовый переход (жидкость – твердое тело).

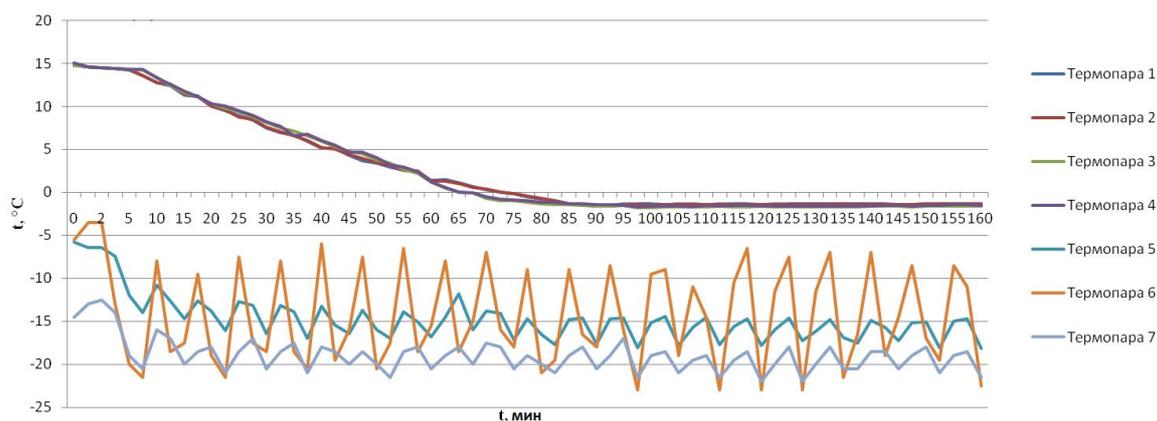


Рис. 1. Зависимость изменения температуры от времени для случая, когда в морозильной камере толщина инея равна 1 мм

На рисунке 2 представлены холодильные циклы для всех рассматриваемых случаев. Цикл 1 описывает процесс, когда температура в морозильной камере в начальный момент времени равна температуре окружающей среды. Цикл 2 описывает процесс, когда морозильная камера была предварительно охлаждена. Цикл 3 описывает процесс, когда толщина инея в морозильной камере равна 1 мм. Цикл 4 описывает процесс, когда толщина инея в морозильной камере равна 2 мм. Видно, что чем больше толщина инея, тем выше температура и давление, следовательно удельная работа компрессора возрастает, а холодильный коэффициент уменьшается.

Также был проведен расчет холодильного коэффициента для случая, когда температура внутри холодильной камеры в начальный момент времени равна температуре окружающей среды (см. рис. 3).



Рис. 2. Холодильный цикл в T-S диаграмме для всех рассматриваемых случаев

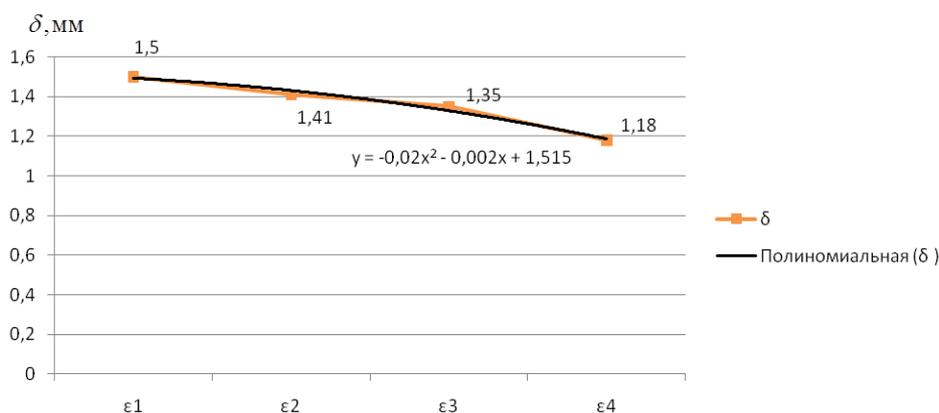


Рис.3. Зависимость холодильного коэффициента от толщины инея в камере испарителя для всех четырех экспериментов с построением полиномиальной линии Тренда

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).

Список литературы:

1. Рогов И.А., Бабакин Б.С., Выгодин В.А. Электрофизические методы в холодильной технике и технологии. – Режим доступа: http://www.holodilshchik.ru/index_holodilshchik_best_article_issue_1_2006.htm.

**ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАМЕНЫ ПАРОВОГО
ТУРБО-ПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА
ГАЗОТУРБИННЫМ ДВИГАТЕЛЕМ НА ЭНЕРГОБЛОКЕ АЭС
СВЕРХКРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ**

Цибульский С.А., Галашов Н.Н., к.т.н.
Томский политехнический университет, г. Томск
E-mail: s.tzibulsky@yandex.ru

В институте атомной энергии И.В. Курчатова, начиная с 60-х годов прошлого века, был выполнен комплекс работ по исследованию перехода на сверхкритическое давление в энергетических реакторах с водным теплоносителем.

В настоящее время международное сотрудничество по инновационным ядерным технологиям развивается в рамках программы Generation-IV, играющей важную роль в определении основных направлений развития атомной энергетики России. На международном уровне были выбраны шесть ядерно-энергетических систем, внедрение которых после соответствующих разработок может быть начато не позднее 2030 г. Среди выбранных – система с легководным реактором со сверхкритическими параметрами теплоносителя (рабочее давление 25 МПа, максимальная температура 500–550 °С).

В России начаты исследовательские проработки одноконтурного варианта реакторной установки сверхкритического давления и продолжены работы по созданию двухконтурной установки. Разрабатываются две реакторные установки со спектральным регулированием и с быстрорезонансным спектром нейтронов [1]: мощностью 670 МВт с температурой теплоносителя на выходе из активной зоны в начале кампании 395 °С (В-370) и мощностью 600 МВт с наибольшей температурой теплоносителя 427 °С (В-600). Применительно к этим установкам разрабатываются парогенератор и паротурбинная установка.

В данной работе для исследования был выбран энергоблок номинальной мощностью 600 МВт с параметрами пара перед турбиной $P_0 = 23,5$ МПа и $t_0 = 407$ °С с установкой при двух разделительных давлениях двух СПП, обогреваемых свежим паром при большем разделительном давлении и паром из отбора – при меньшем. При выборе схемы и параметров блока использована статья [2].

Принципиальная схема энергоблока приведена на рисунке 1.

Система регенерации принята состоящей из 5-ти ПНД, деаэратора постоянного давления (0,69 МПа) и 4-х ПВД с конечной температурой питательной воды 275 °С. Все регенеративные подогреватели поверхно-

стного типа. Нагрев питательной воды и основного конденсата в группах ПВД и ПНД, соответственно, приняты равномерными. Дренаж ПВД4 сливается каскадно в ПВД3, дренаж которого, затем, сливается в деаэратор, который подключен как самостоятельная ступень. Дренаж ПВД2 и ПВД1 каскадно сливается в смешивающий узел. Схема слива дренажа группы ПНД – комбинированная: дренаж ПНД5 и ПНД4 каскадно сливаются в ПНД3, откуда дренажным насосом перекачиваются в точку смешения за ПНД3. Дренажи ПНД2 и ПНД1 каскадно сливаются в сливной бак конденсатора.

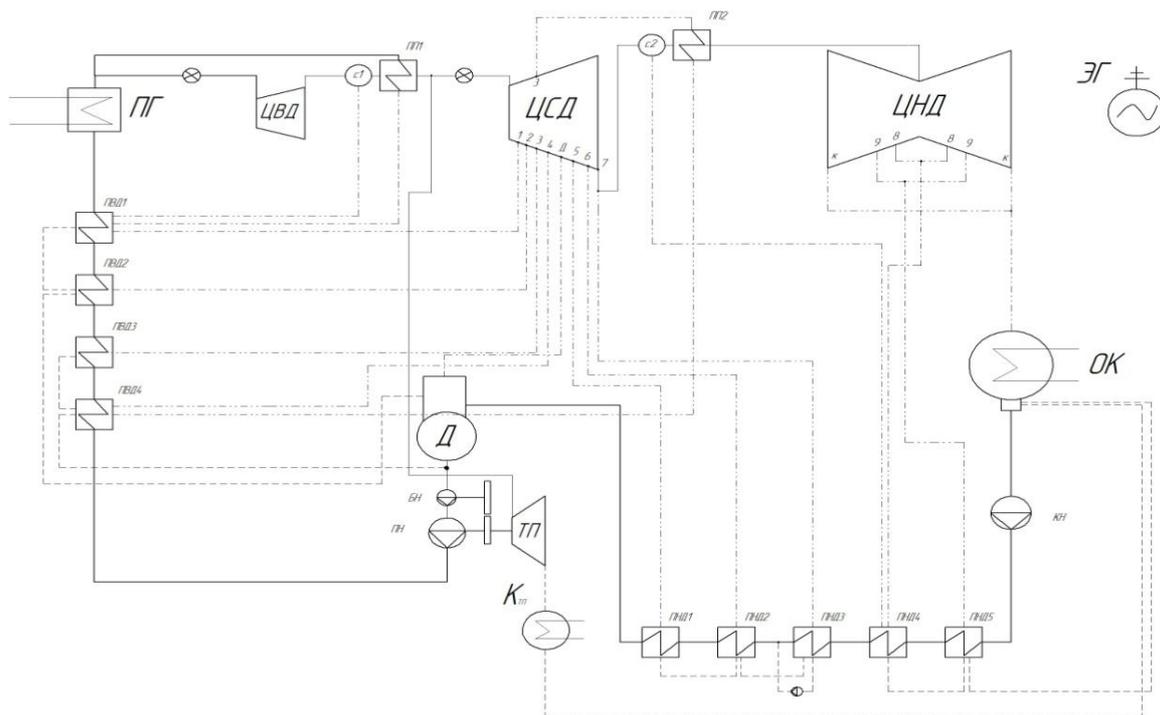


Рис. 1. Тепловая схема энергоблока АЭС на сверхкритическое давление

Дренаж первого сепаратора сливается в ПВД4, дренаж второго – в ПНД2. Применение в схеме промежуточных сепараторов позволяет увеличить степень сухости пара на входе в ПП до 0,99. Первый пароперегреватель обогревается острым паром, конденсат которого направляется в ПВД4. Второй промежуточный подогреватель обогревается паром из третьего отбора, дренаж которого направляется в ПВД1. Пар на турбопривод берется из нитки горячего пара после СПП1. Турбопривод имеет собственный конденсатор, конденсат из которого направляется в сливной бак основного конденсатора.

Цилиндр высокого давления не имеет отборов. У цилиндра среднего давления имеются восемь отборов: четыре на ПВД, один на деаэратор и три на подогреватели низкого давления. Из цилиндра низкого давления выходят два отбора на ПНД.

Питательный насос создает давление в тракте питательной воды до 32,9 МПа. Мощность турбопривода питательного насоса составляет 36 МВт.

На основе принципиальной тепловой схемы (см. рис. 1) с помощью программы «SXTU_PRO», разработанной на кафедре «Атомных и тепловых электрических станций» Томского политехнического университета [3] создана модель тепловой схемы турбоустановки, информация которой приведена на рисунке 2.

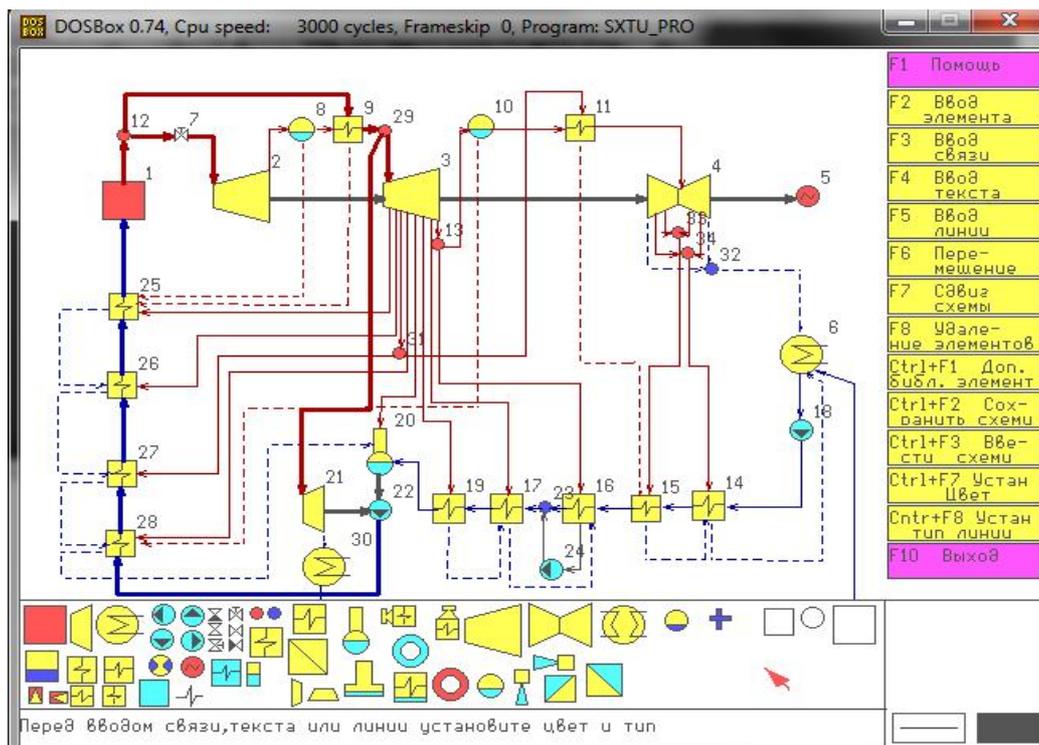


Рис. 2. Фрейм программы «SXTU_PRO» с информационной тепловой схемой энергоблока

Данные для моделирования энергоблока были взяты из [2] и представлены в виде таблицы 1.

В результате расчета тепловой схемы были получены следующие показатели эффективности блока: расход пара на блок 896 кг/с; расход пара на турбину 733 кг/с; электрический КПД брутто 46,79 %; электрический КПД нетто 43,56 %; удельный расход топлива по отпуску электроэнергии – 282,37 г у.т./(кВт·ч), что в переводе на ядерное топлива составляет 0,123 г я.т./(МВт·ч).

В качестве нового привода питательного насоса выбраны два газотурбинных двигателя ОАО «НМПО» НК-18СТА с эффективным КПД = 33 %, номинальной мощностью 18 МВт каждый. Эти двигатели были введены в модель вместо парового привода (см. рис. 2). Уходящие

газы двигателей с температурой 470 °С использованы для перегрева пара перед ЦВД.

Таблица 1. – Исходные данные для моделирования энергоблока [2]

Показатель	Значение
Начальное давление P_0 , МПа	23,5
Начальная температура t_0 , °С	407
1-е разделительное давление, МПа	7,5
Располагаемый теплоперепад в ЦВД, кДж/кг	109
Температура пара на входе в ЦСД, °С	387
2-е разделительное давление, МПа	0,14
Располагаемый теплоперепад в ЦСД, кДж/кг	770
Температура пара на входе в ЦНД, °С	210
Располагаемый теплоперепад в ЦНД, кДж/кг	570
Недогрев в ПНД, °С	5
Недогрев в ПВД, °С	4

В результате расчета тепловой схемы с газотурбинным двигателем в качестве привода питательного насоса были получены следующие показатели экономичности блока: электрическая мощность – 647 МВт; электрический КПД брутто – 50,22 %; электрический КПД нетто – 46,76 %; удельный расход топлива по отпуску электроэнергии в пересчете на условное – 263,06 г у.т./кВт·ч; удельный расход ядерного топлива – 0,115 г/(МВт·ч).

Сравнивая два полученных варианта энергоблока АЭС сверхкритического давления с паровым турбоприводом и с газотурбинным двигателем, можно сделать выводы: дополнительно генерируемая электрическая мощность на энергоблоке 47 МВт; прирост электрического КПД брутто 3,44 %; прирост электрического КПД нетто 3,20 %; снижение удельного расхода топлива в переводе на условное – 19,32 г у.т./(кВт·ч); снижение удельного расхода ядерного топлива – 0,008 г я.т./(МВт·ч).

Таким образом, замена парового турбопривода питательного насоса газотурбинным двигателем дает существенное увеличение мощности и КПД энергоблока сверхкритического давления на АЭС.

Список литературы:

1. Силин В.А. Двухконтурный вариант ВВЭР-СКДИ с одноходовой активной зоной со спектральным регулированием // Росэнергоатом. – 2009. – №9. – С. 10–13.
2. Силин В.А., Зорин В.М., Тагиров А.М. О тепловой схеме энергоблока АЭС с реактором, охлаждаемым водой сверхкритического давления. // Теплоэнергетика. – 2010. – № 12. – С. 32–37.
3. Галашов Н.Н. Объектное моделирование тепловых схем паротурбинных установок. // Электрические станции. – 2008. – № 12. – С. 14–17.

**МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАВУЧИХ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ В
УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА И АРКТИКИ**

Шадрин А.П., к.т.н.

Институт физико-технических проблем Севера СО РАН, г. Якутск

E-mail: a.p.shadrin@iptpn.ysn.ru

На основе постановления правительства РФ от 12 мая 1992 г. № 308 «О социально-экономическом развитии районов Севера и приравненных к ним местностей» должна быть разработана Государственная программа развития топливно-энергетического, включая системы теплоснабжения, и горнопромышленного комплексов на основе научно-технического обоснования освоения его природных ресурсов с использованием ресурсосберегающих и экологически безопасных техники и технологии. Так, например, в 6-й статье Конституции Республики Саха (Якутия) записано, что «территория РС(Я) является свободной от производства, размещения, хранения, использования, испытания ядерного, химического, бактериологического и иных видов оружия массового поражения и их промышленных отходов». В статье 4 закона «Об охране природы в РС(Я)» говорится, что «вся территория республики относится к легко ранимому, неустойчивому, с ограниченной экологической емкостью, безъядерному региону, где устанавливается верховенство экологически чистых, мало-, безотходных технологий и запрещается разработка и реализация проектов, связанных с превышением экологической емкости природных комплексов и чреватых разрушениями экологических систем, подрывом генетического фонда растений и животных». Исходя из этого использования любого источника энергии на территории республики должно быть экологически чистым, эффективным и не наносить ущерба легкоранимой природе и населению.

В 1992 г. ИФТПС СО РАН разработал новую концепцию энергетической политики Республики Саха (Якутия), которая обсуждена, одобрена и принята к реализации правительством РС(Я). Основные положения концепции обсуждались на Всероссийском совещании в августе 1992 г. в г. Якутске и подробно изложены в его решении, где впервые обосновано для Севера выделение «малой энергетике», включая системы теплоснабжения на органическом, ядерном топливе, и систем электропитания.

При обосновании концепции развития систем теплоснабжения в условиях Крайнего Севера учитывалось такие особенности населенных пунктов, как их структура, источники теплоснабжения, районная пла-

нировка и структура жилых и общественных зданий, магистральные и распределительные тепловые сети, структура и типоразмеры теплоисточников, теплозащита зданий (энергосбережение и энергоэффективность) и научно-технический прогресс в каждом направлении, возможности и развитие строительного комплекса.

При обосновании концепции развития рациональной структуры систем теплоснабжения населенных пунктов Крайнего Севера в первую очередь учитывались такие смежные первостепенные задачи:

- электро- и топливоснабжение населенных пунктов и режим работы горнодобывающих предприятий – ГОКов;
- определение рациональных видов использования топлива, особенности транспортировки и сезонности условий работы транспорта;
- разработка методики определения эффективности теплоснабжения на органическом и ядерном топливе;
- определение области эффективного применения АТЭЦ, ТЭЦ малой мощности по сравнению с использованием раздельной схемы теплоснабжения;
- разработка методики оценки запасов и резерва топлива для отдаленных потребителей РС(Я);
- формирование «программы» по внедрению новой техники и технологии «малой энергетики» (поэтапное перевооружение структуры теплоисточников);
- определение районов возможного размещения плавучих атомных станций малой мощности (ПАСММ) на перспективу на основе ядерных транспортных реакторов последнего поколения (КЛТ-40, АБВ, «Саха-92») и термоэлектрического преобразования (АТЭС «Елена») и др.

Обосновывается поэтапные реализации концепции с учетом реальной возможности развития экономики и атомного энергомашиностроения страны.

Намечены правовые и законодательные акты по технической и социальной политике функционирования и развития различной структуры систем теплоснабжения.

Социально-экономическое положение страны предопределяет приоритетные задачи научно-исследовательских работ, например, следующие:

- обоснование эффективности развития различных систем теплоснабжения при реальных рыночных отношениях и в условиях реального осуществления государственного суверенитета субъектов РФ;
- исследование работоспособности и надежности применения техники и технологии мирового сообщества, СНГ И РФ в области теплоснабжения в условиях Крайнего Севера;

– изучение влияния сроков эксплуатации и снятия объекта на эффективность применения систем теплоснабжения на органическом или ядерном топливе.

Рациональная структура теплоснабжения Крайнего Севера как системы жизнеобеспечения населения, промышленности и сельскохозяйственного производства в экстремальных условиях в связи со значительным объемом расхода топлива, финансовых средств и трудовых ресурсов должна равняться по статусу электроэнергетике – ТЭК России.

Согласно этому статусу наравне с электроэнергией системы теплоснабжения требуют пристального внимания, учета, государственного управления и финансирования. Ибо без «тепла» на Крайнем Севере нет жизни, производства и воспроизводства населения, промышленности, сельского хозяйства.

Основные принципы сравнения и оптимизации вариантов

В районах Крайнего Севера страны на цели теплоснабжения расходуется примерно в два и более раза больше топлива, чем на выработку электрической энергии и, следовательно в столько же раз большие затраты на объем доставки, хранения этого топлива у теплоисточников.

Крайний Север по своим природно-климатическим условиям является самым теплопотребляемым районом и занимает почти половину территории страны. Так, например, продолжительность градусо-дней отопительного периода для Якутска – 10550, Новосибирска – 6300, а для Москвы – 4620. Таким образом, этот показатель для Якутска в 2–3 раза выше, чем для Москвы.

Вопросы рационального и устойчивого развития различных структур систем теплоснабжения, т. е. жизнеобеспечения на Крайнем Севере, приобретают особое значение в связи с многократным увеличением затрат на доставку привозного органического топлива при сложной многозвенной (четырёх-пяти) транспортной схеме для потребителей Крайнего Севера (железная дорога, река, море, автотранспорт, автозимники).

В настоящее время государственная атомная энергетика России превратилась в одну из отраслей народного хозяйства, роль которой в долгосрочных программах экономического и социального развития довольно весома. Сегодня, к сожалению, ядерное топливо используется только для производства электрической энергии. При такой ситуации даже в отдаленной перспективе «атомная электроэнергетика» сможет вытеснить лишь не более 10–15 % органического топлива из общего расхода на энергетические нужды.

Конверсия атомной оборонной промышленности страны и обобщение результатов научных исследований и проектных проработок ФЭИ, ОКБМ, НИКИЭТ, КНЦ, ЦНИИ им. А.Н. Крылова, АО «Малая энерге-

тика», ИФТПС СО РАН, СЭИ СО РАН и др., выполненных в России, и зарубежных исследований показали экономическую пользу и экологичность использования средних и малых ядерных реакторов для целей тепло-, электроснабжения городов, ГОКов и поселков Крайнего Севера с учетом региональных особенностей, цен мирового рынка на сырьевые и энергетические ресурсы, коренного улучшения социальных, промышленных условий деятельности. Методологии оценки эффективности их применения учитывает:

- сокращение сроков сооружения энергетических объектов за счет заводского изготовления в центральных районах и увеличения сроков перегрузки ядерного топлива (от 3–4 лет до 10–25 лет);
- периодичность доставки свежего ядерного топлива (морским и воздушным транспортом);
- замещение транспортных средств и трудовых ресурсов в транспортных звеньях доставки органического топлива;
- увеличение сроков службы АСММ до 50–60 лет;
- относительное уменьшение затрат на снятие АСММ, особенно плавучих;
- формирование государственной, частично смешанной собственности на развитие, эксплуатации АСММ специализированных ассоциаций в рамках Минатома и подготовка квалифицированных кадров обслуживания АСММ в центре и в регионе страны;
- обоснование нового метода сравнения, т. е. приведение различных сроков службы сооружения, эксплуатации и снятия АСММ к сопоставимому виду с традиционными станциями на органическом топливе и малых ГЭС.

Основные результаты исследований

В рыночной ядерной энергетике страны, по-видимому, следует учитывать принцип интересов «затраты – выгода» при использовании АСММ в условиях Крайнего Севера (на примере разработок АТЭЦ – Эльдикан, АЭС «Саха-92», АТЭС «Елена», АТЭС ММ п. Кюсюр и др.).

Некоторые основные технико-экономические и эксплуатационные показатели АСММ с реакторами АБВ и КЛТ-40 приведены в таблице 1.

Возможный эффект замещения АСММ в районах Крайнего Севера приведен в таблице 2.

Таким образом, применение в перспективе безопасных и надежных АСММ в бестопливных районах Крайнего Севера страны мощностью до 150 МВт позволит высвободить более 400 тыс. т у. т. или с учетом транспортных затрат 300–400 млрд.руб. в текущих ценах, десятки сухогрузов, танкеров, более 300 автомобилей и автоцистерн, а также 1400 человек обслуживающего персонала транспортных средств, снизит капитальные вложения в складские сооружения более, чем на 10 млрд. руб.

Таблица 1. – Основные технико-экономические показатели АСММ для Крайнего Севера

Показатели	Вариант станций равной мощности		
	Плавающая АЭС	Наземная АЭС	Станция на органическом топливе
Сроки создания, сооружения АСММ, лет	3–4	5–8	4–8
Общий срок службы станций, лет	50–60	50–60	30
Проводка плавучей станции до стоянки (река-море, река), мес.	6–12	–	6–18
Ввод последующих блоков станции, мес.	–	3–6	2–4
Количество обслуживающего персонала, чел.	До 50	125	80–150"
Относительная себестоимость отпускаемой электрической энергии	1,0	1,8	1,0–2,5"
Расход органического топлива, тыс.т	–	–	200 (ежегодно)
Перегрузка ядерного топлива, лет за 2000г.	3–4	3–4	ежегодно
в перспективе	4–5	4–5	–
Расходы на снятие с эксплуатации АСММ, %	10–25	10–25 25–35'	5–10
Срок снятия станции, лет	1–5	10–30	1–3

'Существенно зависит от территориального размещения.

"Станции на угле.

Таблица 2. – Ожидаемый эффект замещения при использовании АСММ в районах Крайнего Севера на перспективу

Показатели	Районы возможного размещения				Всего
	1	2	3	4	
Тип станции АСММ	АТЭЦ	АТЭЦ	АСТ	АСТ	
Эл. мощность, МВт	50	100	–	–	150
Отпуск тепла, МВт(т)	150	300	35	25	510
Объем замещаемого привозного органического топлива (тыс. т у. т.):					
уголь	72	10	55	–	137
дизтопливо	70	140	–	15	225
Среднее количество замещения транспортных средств по доставке привозного органического топлива:					
сухогрузы (2510 т)	10	14	–	–	24
танкеры (1500 т)	23	47	–	6	76
автомобили (10 т)	–	105	47	140	292
автоцистерны (8 т)	–	185	–	175	360
Высвобождение минимальной численности обслуживающего персонала на транспорте, чел.	420	950	40	75	1485
Замещение капитальных вложений на складские сооружения органического топлива, (млрд. руб.):					
для хранения угля	0,8	1,2	0,6	–	2,6
для хранения жидкого топлива	3,1	6,6	–	0,9	10,6

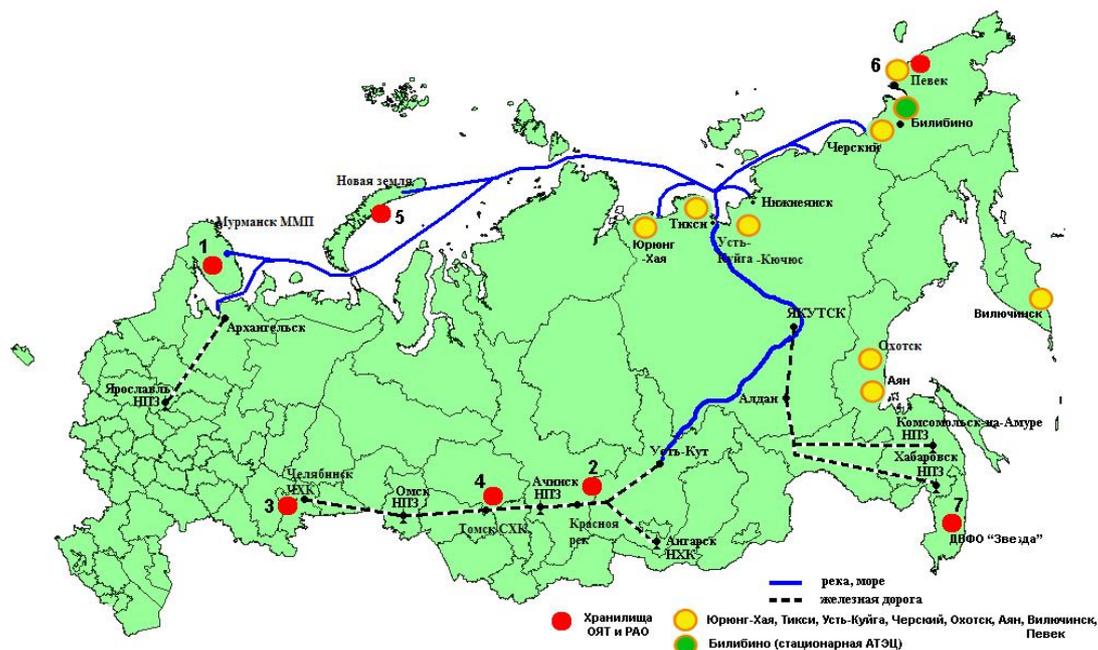


Рис. 1. Возможные пункты размещения АСММ на территории РС(Я) и пути вывоза ОЯТ и РАО

Список литературы:

1. Шадрин А.П. Атомные электростанции на Крайнем Севере. – Якутск: ЯФ СО АН СССР, 1983. – 122 с.
2. Шадрин А.П. Методология оценки эффективности применения АТЭС и АСТ в условиях Крайнего Севера России. // Атомная энергия. – 1996. – Т. 81. – Вып. 2. – С. 139–143.
3. Ларионов В.П., Шадрин А.П. Принципы организации зоны высокой энергетической эффективности в Якутии. // Наука и образование». – 1996. – № 2. – С. 28–33.
4. Кузьмин А.Н., Шадрин А.П. Атомные станции малой мощности: эффективность и целесообразность их применения в условиях Крайнего Севера. // Бюллетень по атомной энергии». – 2001. – С. 16–20.
5. Ларионов В.П., Шадрин А.П. О перспективах использования Атомных станций малой мощности (АСММ) в условиях Крайнего Севера РС(Я). // Радиационная безопасность Республики Саха (Якутия): Материалы II республиканской научно-практической конференции. – Якутск: Изд. СО РАН, 2004. – 472 с.
6. Митенков Ф.М. Судовая ядерная энергетика. // Вестник РАН. – 2003. – Т. 73. – № 6. – С. 488–495.
7. Безопасность России. Регулирование ядерной и радиационной безопасности. – М.: МГОФ «Знание», НТЦ ЯРБ, Госатомнадзора России, 2003. – 400 с.
8. Самойлов О.Б., Вавилкин В.Н., Панов Ю.К. и др. Плавучие АСММ для энергоснабжения отдельных районов Крайнего Севера. // Энергетика Северо-Востока: состояние, проблемы и перспективы развития: Сборник докладов и научных статей. – Якутск, 2004. – С. 256–264.
9. Панов Ю.К., Полуничев В.И., Шаманин И.Е. Плавучие энергоисточники на базе ядерных реакторных установок. // Доклады секции IV Международной конференции «Инвестиционный потенциал Республики Саха (Якутия) – Восточный вектор развития России». – Якутск, 2006.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА РАБОЧЕГО АГЕНТА

Максимов В.И., к.т.н., Галынский Д.М.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: elf@tpu.ru

Истощение запасов ТЭР в европейской части страны, где сосредоточены основные потребители энергии, потребовало развития топливно-энергетического комплекса в восточных малонаселенных, сложными геологическими условиями районами страны, является причиной резкого роста стоимости добычи. Кроме того, для получения теплоносителя с относительно невысокой температурой, используемого в системах отопления и горячего водоснабжения (как правило, до 95 °С), нерационально расходуется органическое топливо, которое может обеспечить получение теплоносителя с существенно более высокой температурой, необходимого для производства электроэнергии, а также может быть использовано в различных технологических процессах [1–3]. В России тепловые насосы до настоящего времени не находили широкого применения, что связано с рядом причин, в том числе с неблагоприятным соотношением цен на органическое топливо и электроэнергию. Повышение конкурентоспособности теплонасосных станций теплоснабжения (ТСТ) может быть достигнуто не только за счет развития технологии производства теплонасосного оборудования. Как показал анализ, недостаточно проработаны вопросы выбора перспективных областей применения ТСТ и разработки оптимальных технических решений систем. Таким образом, возможности оптимизации энергетических параметров ТСТ далеко не исчерпаны.

Основная цель работы – экспериментальное исследование процессов фазового перехода теплоносителя в элементах теплового насоса и анализ возможности усовершенствования термодинамического цикла путем изменения конструкции теплообменных аппаратов.

Экспериментальные исследования проводились на установке, принципиальная схема которой представлена на рисунке 1. Установка представляет собой классическую модель парокompрессионного теплового насоса.

В процессе экспериментальных исследований была проведена серия опытов, при различных значениях подводимого теплового потока в испарительную камеру.

На рисунке 2 представлено изменение температуры теплоносителя внутри камеры испарителя при различном тепловом потоке, подводи-

мом в камере испарителя к воде. Видно понижение температуры в камере для случая, когда не подводится дополнительный тепловой поток к испарителю. В остальных случаях температура остается неизменной, за счет дополнительного подвода тепла к теплоносителю.



Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки ТН

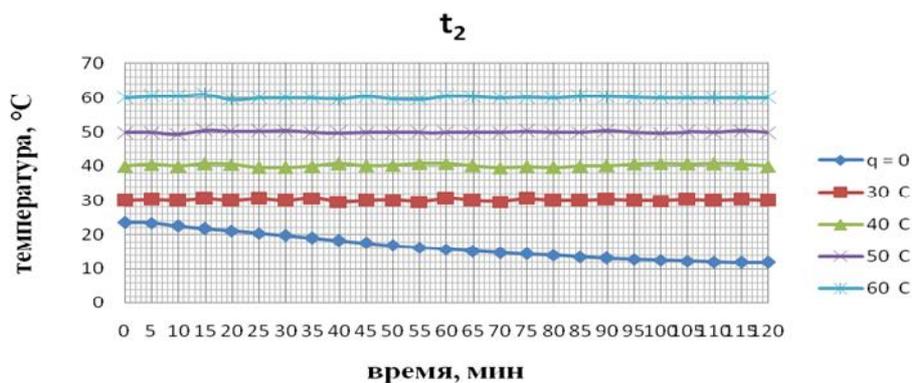


Рис. 2. Изменение температуры теплоносителя (воды) внутри камеры испарителя

На основе полученных экспериментальных данных, определены зависимости температур теплоносителя в камере конденсатора от температур теплоносителя в камере испарителя.

На основе эксергетического метода анализа потерь эксергии в ТН, определена возможность повышения энергетической эффективности как теплообменного оборудования, входящего в состав ТНУ, так и теплового насоса в целом.

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).

Список литературы:

1. Богуславский Л.Д., Ливчак В.И., Титов В.П. и др. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие. – М.:Стройиздат, 1990. – 621 с.
2. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для ВУЗов. – М.: Издательство МЭИ, 1999. – 472 с.
3. Васильев Г.П., Шилкин Н.В. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах // АВОК. – 2003. – № 2. – С. 52–61.

УДК 621.1

**РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОМУ
РАСЧЕТУ ЦИКЛА РЕНКИНА ПТУ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ
ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА**

Алексеюк В.Э., Сутормин А.Ф., Сенотова С.А., к.т.н.

Иркутский государственный технический университет, г. Иркутск

E-mail: alexeyuk.vitaliy@yandex.ru

Промежуточный перегрев пара, который в свое время вошел в энергетику главным образом как средство борьбы с высокой влажностью пара в последних ступенях турбины, является также и средством повышения термического КПД цикла.

Цикл Ренкина ПТУ с промежуточным перегревом пара в T - S -диаграмме с обозначением характерных точек представлен на рисунке 1.

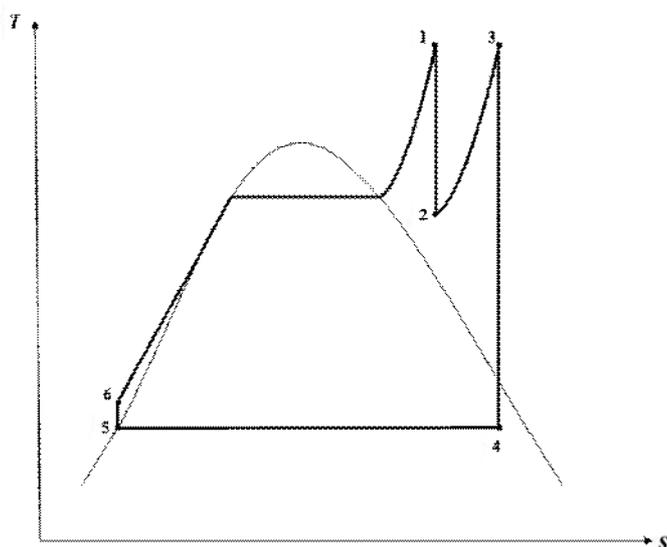


Рис. 1. Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара

В данной работе главной целью является разработка алгоритма по термодинамическому расчету данного цикла. Кроме того, ставилась за-

дача с помощью этого алгоритма проанализировать зависимость эффективности цикла от параметров промежуточного перегрева пара.

Особую сложность в разработке алгоритма представляла автоматизация расчетов, в частности нахождение теплофизических параметров воды и водяного пара в характерных точках цикла.

Поэтому для решения данной задачи была использована разработка Московского Энергетического Института – пакет программ WaterSteamPro 6.5.0.58 (05 апреля 2010) [1].

Разработанный алгоритм по термодинамическому расчету цикла представлен в виде блок-схемы на рисунке 2.

Вводные данные: начальные P_1, t_1 и конечные P_2 параметры пара, а также параметры промежуточного перегрева пара P_{np}, t_{np} .

Результаты расчетов: работа турбины l_T и питательного насоса l_H , подведенная к рабочему телу теплота q_1 , степень сухости пара в конце расширения x и термический КПД цикла η_t .

В блок-схеме функции $wspHPT$, $wspHPS$, $wspHSWT$, $wspSPT$, $wspSSWT$, $wspTPS$, $wspXSTS$ – это функции из пакета WaterSteamPro.

Так как процессы 1–2, 3–4, 5–6 являются изоэнтропными, то для расчетов термодинамических параметров в точках 2, 4, 6 используются соответственно энтропии S_1, S_2, S_3 .

Из-за того, что процесс 4–5 является изотермическим и рабочее тело в точке 5 находится в состоянии насыщения, для расчета параметров в точке 5 используется только один параметр (температура t_4).

Для анализа эффективности цикла необходимо выявить зависимость термического КПД и степени сухости в конце расширения от параметров промежуточного перегрева пара.

В литературе [2] приводятся аналитические методы вычисления оптимальных параметров промежуточного перегрева. Но эти зависимости несовершенны, сложны для понимания и трудоемки.

Поэтому с помощью разработанного алгоритма был произведен многовариантный расчет этого цикла и результаты расчетов представлены в форме графиков, позволяющие произвести анализ влияния параметров промежуточного перегрева пара на эффективность цикла, в частности на термический КПД и степень сухости в конце расширения.

Результаты расчетов, произведенных при неизменных параметрах $t_1 = 560$ °С, $p_2 = 4$ кПа, $t_{np} = 560$ °С изображены графически на рисунке 3.

С помощью графиков, изображенных на рисунке 3 можно определить оптимальные значения параметров промежуточного перегрева пара, при которых эффективность цикла будет максимальной.

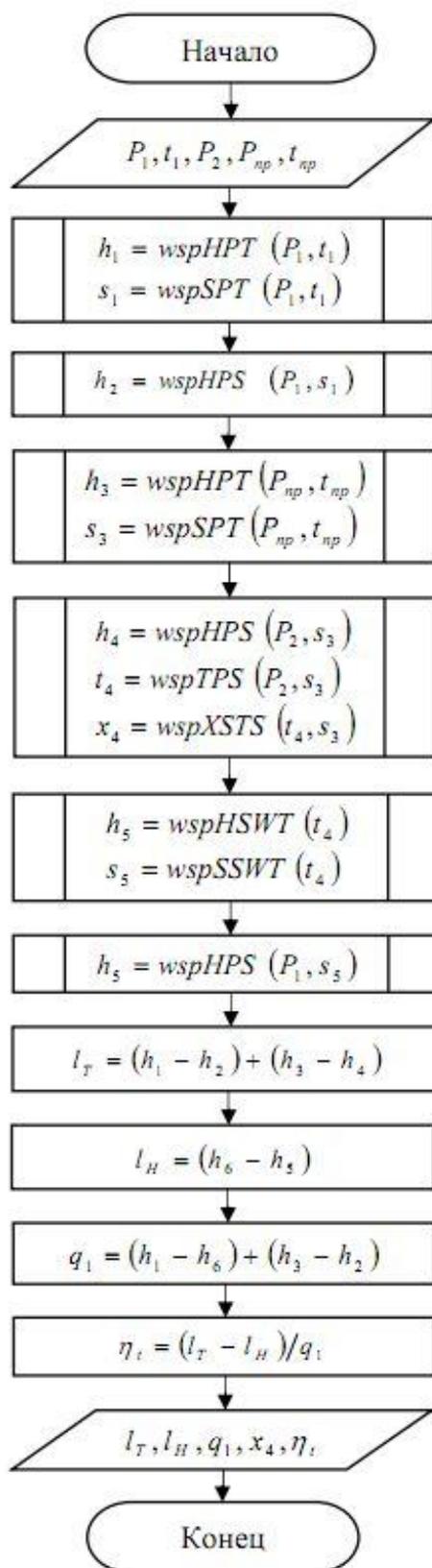


Рис. 2. Блок-схема алгоритма по термодинамическому расчету цикла Ренкина ПТУ с промежуточным перегревом пара

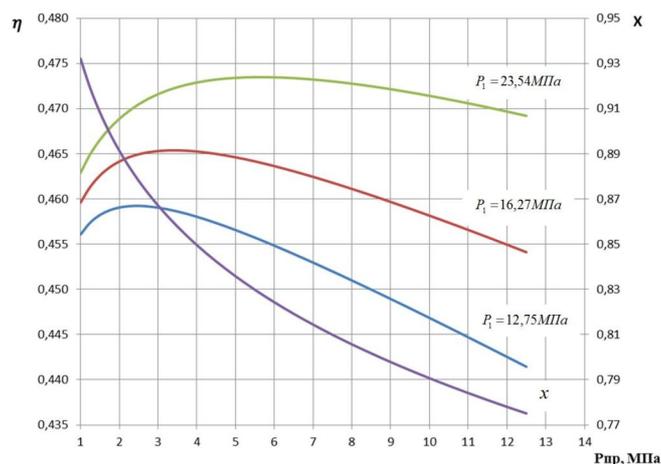


Рис. 3. Графики зависимостей термического КПД и степени сухости от давления промежуточного перегрева при различных начальных давлениях

Таким образом, с помощью разработанного алгоритма можно произвести термодинамический расчет цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара и, выполнив многовариантный расчет, определить оптимальные параметры промежуточного перегрева, при которых эффективность цикла будет максимальной.

Список литературы:

1. Пакет программ WaterSteamPro 6.5.0.58 (05 апреля 2010). – Режим доступа: <http://www.wsp.ru>
2. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. – М.: Энергия, 1969. – 255 с.

УДК 536.423.4

ТЕПЛООБМЕН В ПАРОГЕНЕРАТОРЕ ТЕПЛООВОГО НАСОСА ПЛЕНОЧНОГО ТИПА

Гогонин И.И., д.т.н.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: gogonin@itp.nsc.ru

Одним из главных достоинств теплообменников пленочного типа является многократное снижение количества рабочего тела в контуре теплового насоса. Особенности работы теплообменников теплового насоса:

- малые температурные напоры;
- совершенно отличные коэффициенты теплоотдачи со стороны воды и холодильного агента (5–10 раз);
- одной из важнейших задач является интенсификация теплообмена при испарении и кипении пленки холодильного агента.

Исследованию гидродинамики и теплообмена при пленочных течениях посвящены монографии [1–8].

Однако область перехода от испарения к кипению исследована недостаточно полно. Теплообмен при кипении всегда сопровождается испарением. При малых q их вклад в суммарный отвод тепла соизмерим. Один из принципиальных результатов по изучению гидродинамики пленочных течений был установлен Брауэром [9]. Было показано, что при волновых режимах течения пленки, волны перемещаются по остаточному слою, толщина которого зависит от числа Капицы, но не зависит от числа Re пленки.

Если предполагать, что при волновом режиме течения пленки основным термическим сопротивлением является остаточная толщина, то теплообмен при испарении можно определить по зависимости:

$$Nu^* = 0,527 / Ka^{1/30}. \quad (1)$$

Принципиальным отличием пакета труб от вертикальной стенки является существование начального участка теплового пограничного слоя на каждой трубе пакета. Свидетельством является изменение локального числа Nu , по периметру трубы в опытах [10] (см. рис. 1).

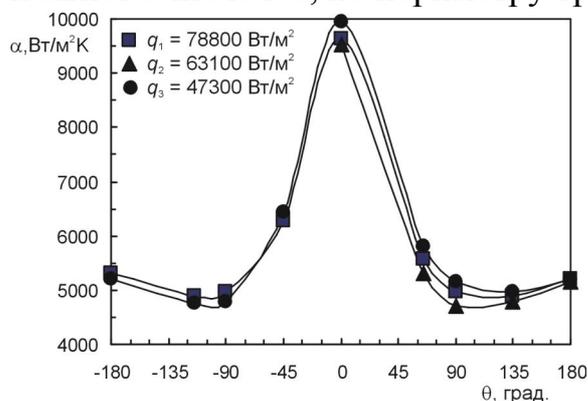


Рис. 1. Локальный коэффициент теплоотдачи по периметру трубы при испарении воды $D = 50,8$ мм; $t_{ex} = t_s = 100$ °C по данным [10]

По [11] длина начального участка теплового пограничного слоя на трубе может быть вычислена из соотношения:

$$P(\varphi) = \int_0^{\varphi} (\sin \varphi)^{1/3} d\varphi = 0,605 Pr Re^{4/3} Ga^{-1/3}. \quad (2)$$

Теплообмен на начальном участке определяется из соотношения:

$$Nu^* = 1,13 Pr^{1/3} \left(\frac{Re}{Ga} \right)^{1/9} \frac{\theta(\theta_d)}{\theta_d}. \quad (3)$$

Значения функций $P(\varphi)$; $\theta(d)/\theta_d$ – приведены в таблицах [11].

Для описания теплообмена при турбулентном режиме течения пленки можно воспользоваться трехслойной моделью, изложенной в [2], в которой турбулентная вязкость кусочно аппроксимируются известными зависимостями. В этой модели длина пути смешения вне вязкого подслоя отсчитывается от его условной границы $\eta = 6,8$, коррелирующей с значением константы Прандтля-Кармана $\chi = 0,4$. При испарении пленки с пакета горизонтальных труб устойчивого ламинарного

течения пленки осуществить практически невозможно из-за возникновения «сухих» пятен. Расчет среднего числа Нуссельта ведется с учетом только волнового и турбулентного режимов течения пленки. Экспериментальные и аналитические исследования теплообмена при испарении и кипении пленок на пакете горизонтальных труб выполнены в [10–22]. В экспериментах исследовалось влияние плотности орошения удельного теплового потока и геометрических параметров трубного пучка на теплоотдачу при испарении и кипении. Простейшая схема для определения среднего коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении и испарении пленки в [12] имеет вид:

$$\bar{\alpha} = \alpha_0 + \alpha_d \left(\frac{L_d}{L} \right) + \alpha_c \left(1 - \frac{L_d}{L} \right) \quad (4)$$

Здесь α_0 [Вт/м²гр] – коэффициент теплоотдачи при кипении, α_d [Вт/м²гр] – конвективный теплообмен на начальном участке теплового пограничного слоя; α_c [Вт/м²гр] – теплообмен при испарении. Предполагается, что кипение происходит по всему периметру трубы, а члены L_d/L и $(1 - L_d/L)$ позволяют разделить периметр трубы на область с конвективным теплообменом на начальном участке и область с испарением.

Характерная зависимость коэффициента теплоотдачи от теплового потока при разных плотностях орошения трубного пучка, полученная в [20] показана на рисунке 2. Из приведенных данных следует, что теплообменом при кипении в пленке практически не зависит от плотности орошения, а зависит от теплового потока. При испарении теплообмен в основном определяется плотностью орошения и слабо зависит от теплового потока. Кроме того, теплообмен при кипении в пленке происходит заметно интенсивнее, чем при кипении в большом объеме, т. к. сопровождается теплообменом при испарении.

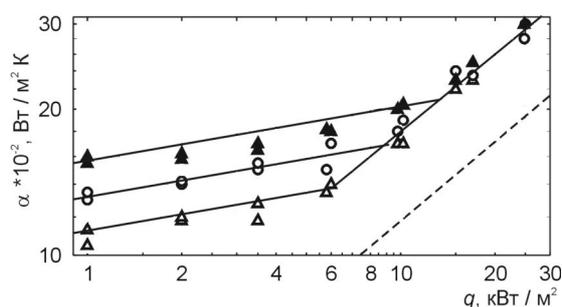


Рис. 2. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи хладагента R22 от плотности теплового потока при орошении пучка обогреваемых горизонтальных труб [16]:

$T_s = 273 \text{ K}$; 1 – Δ – $G = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3/(\text{m} \cdot \text{c})]$; 2 – \circ – $G = 1,19 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3/(\text{m} \cdot \text{c})]$;
3 – \blacktriangle – $G = 2,39 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3/(\text{m} \cdot \text{c})]$; 4 – кипение в большом объеме (пунктир)

Теплообмен при пузырьковом режиме кипения в пленке можно описать зависимостью [23]:

$$\text{Nu}^* = 0,01 \text{Re}_*^{0,8} \text{Pr}^{1/3} b K_t^{0,4} \left(\frac{\lambda C \rho}{\lambda_w C_w \rho_w} \right)^{-0,2} \bar{R}_z^{0,2}, \quad (5)$$

где $b = [1 + 10(\rho_v / (\rho_L - \rho_v))^{2/3}]$; $K_t = ((r \rho_v)^2 l_\sigma) / (C_p T_s \rho_L \sigma)$ – безразмерные параметры. Здесь $(\lambda C \rho) / (\lambda_w C_w \rho_w)$ – отношение физических свойств теплоносителя к физическим свойствам охлаждаемой стенки $\bar{R}_z = R_z / (v^2 / g)^{1/3}$ – безразмерный параметр характеризующий шероховатость теплоотдающей стенки. Как показано в [23] зависимость (5) удовлетворительно описывает результаты опытов по теплообмену при кипении различных жидкостей в условиях свободной конвекции, в том числе и при кипении холодильных агентов.

В исследованиях теплообмена при испарении и кипении необходимо различать два числа Рейнольдса: по плотности орошения $\text{Re} = G / (2\mu)$ и скорости парообразования $\text{Re}_* = (q \cdot l_\sigma) / (r \cdot \rho_v \cdot v)$. Суммарный отвод тепла от обогреваемой пленки всегда является интегральным, т. к. кипение в пленке всегда сопровождается ее испарением.

На рисунке 3 показано сопоставление экспериментальных данных с расчетом по изложенному выше алгоритму. Здесь теплообмен при испарении при волновом режиме течения пленки вычислялся по (1), теплообмена в начальном участке теплового пограничного слоя по (3), а теплообмен при кипении по (5).

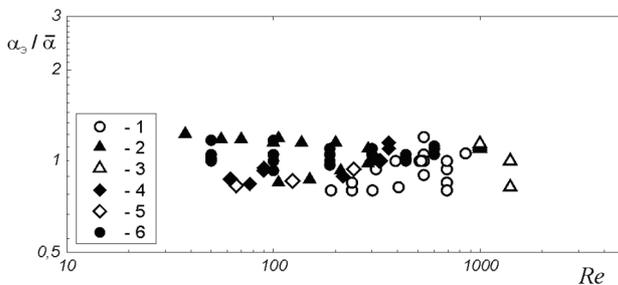


Рис. 3. Обобщение данных:
1 – вода [10]; 2 – вода [13];
3 – вода [19]; 4 – R12 [20];
5 – R22 [20]; 6 – аммиак [22]

Данные расчета удовлетворительно согласуются с результатами экспериментов.

Интенсификация теплообмена при испарении и кипении

Опыты, о которых говорится ниже, проводятся в Институте теплофизики СО РАН на стенде «Фреоновый контур». Общая мощность стенда около 360 кВт и он позволяет получать пара до 1 кг/сек. Работа выполняется группой сотрудников: Гогонин И.И., Катаев А.И., Мирнова И.Б.

Обогрев экспериментальных труб осуществляется водой из бака постоянного уровня. Каждая труба пакета снабжена своим ротаметром.

Увеличение шероховатости теплоотдающей стенки

Старый и давно испытанный способ интенсификации теплообмена при кипении. При кипении R21 в пленке на латунной трубе позволяет снизить $\Delta t_{\text{нк}}$ начало кипения от 4,5–5 °С до 3 °С). $\overline{R}_z = 20 - 30 \text{ мкм}$, $\overline{R}_z \geq 1,0$ на свежеприготовленной трубе (после 2-х недель работы) интенсификация достигла 2,5–2 раза при $Re = \text{idem}$, а после 3-х месяцев работы снижалась до 1,5–1,3 раза.

1. Мелковолнистое оребрение

Впадины 60–90 микрон (см. рис. 4) глубиной приводили к интенсификации теплообмена до 2,5–3 раз на свежеприготовленной трубе. Снижение теплообмена наступало после 3-х месяцев работы до 1,6–1,5 раз.

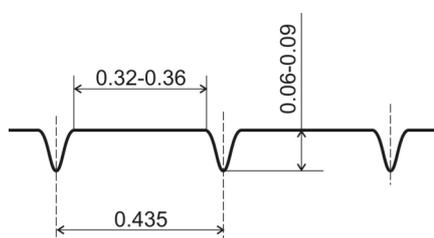


Рис. 4. Профиль микрооробрения

На рисунке 5 показано, что на гладкой трубе кипение начинается при $q = 10^4 \text{ Вт/м}^2$ и $\Delta t_{\text{нк}} \approx 5 \text{ °С}$. На трубе с мелкими впадинами $\Delta t_{\text{нк}}$ происходит $\Delta t_{\text{нк}} = 3,5 \text{ °С}$ и $q = 6 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$.

Теплопередача на пакете оребренных труб в 1,5 раза интенсивней чем на пакете гладких.

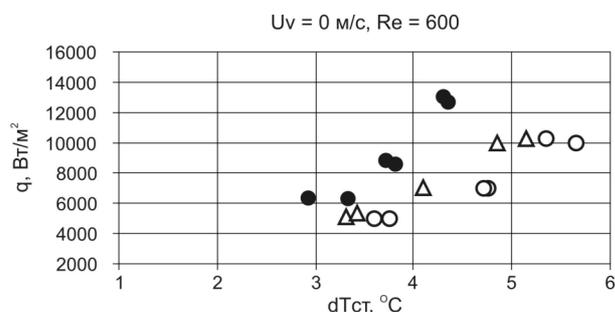


Рис. 5. Изменение температурного напора, при котором начинается кипение на гладкой и шероховатой трубах (темные точки)

2. Опыты Fujii при испарении и кипении хладона R11 на оребренной трубе

Труба из меди $D = 25 \text{ мм}$, установлена в пакете из 6 труб, из которых только две обогреваются $Re \approx 125 - 250$, $q = (1 - 140) \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$.

В статье [21] показан профиль оребрения и дана таблица с геометрическими параметрами оребрения в этих экспериментах.

Рисунок 7 демонстрирует результаты опытов при кипении на гладкой и оребренной трубах. Интенсификация теплообмена при испарении достигает 5 раз, а при кипении около 4 по сравнению с гладкой трубой.

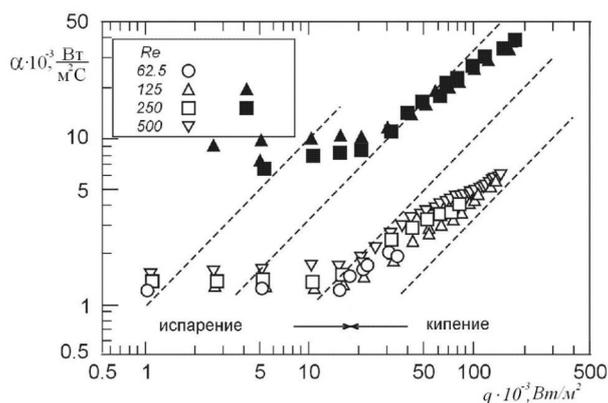


Рис. 7. Теплообмен при испарении и кипении на ребренной трубе [21]

Заключение. Различные способы интенсификации теплообмена в парогенераторе теплового насоса позволяют в несколько раз увеличить теплопередачу при испарении и кипении, а следовательно в несколько раз сократить габариты и вес теплообменника.

Список литературы:

1. Воронцов Е.Г., Тананайко Н.И. Тепломассообмен в жидкостных пленках. – Киев: Техника, 1972. – 599 с.
2. Кутателадзе С.С., Накоряков В.Е. Тепломассообмен и волны в газожидкостных системах. – Новосибирск: Изд-во «Наука», 1984. – 303 с.
3. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
4. Ганчев Б.Г. Охлаждение элементов ядерных реакторов стекающими пленками. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 192 с.
5. Пленочная тепломассообменная аппаратура. / Под ред. В.М. Олевского. – М.: Химия, 1988. – 235 с.
6. Гимбутис Г. Теплообмен при гравитационном течении пленки жидкости. – Вильнюс: Мокслас, 1988. – 231 с.
7. Алексеенко С.В., Накоряков В.Е., Покусаев Б.Г. Волновое течение пленок жидкости. – Новосибирск: Наука, 1992. – 256 с.
8. Холпанов Л.П., Шкадов В.Я. Гидродинамика и тепломассообмен с поверхностью раздела. – М.: Наука, 1990. – 271 с.
9. Brauer H. // V.D.I. Forschungs Heft. – 1956. – 457. – С. 1–40.
10. Паркен Ф., Сернас Х. // Современное машиностроение, сер. А. – 1991. – №2. – С. 11–18.
11. Rogers J.T. // The Canadian Journal of Chem. Eng. – 1981. – V. 59. – № 2. – P. 213–222.
12. Чжунь С. Теплоотдача к испаряющимся жидким пленкам // Теплопередача. Труды Американского общества инженеров-механиков. – 1971. – Т. 93. – № 4. С. 71–76.
13. Лоренц Я. // Теплопередача. Труды Американского общества инженеров-механиков. – 1979. – № 1. С. 206–208.
14. Чюй Б. // Теплопередача. Труды Американского общества инженеров-механиков. – 1988. – № 3, С. 175–186.

15. Гогонин И.И., Шемагин Е.А., Будов В.М., Дорохов А.Р. Теплообмен при пленочной конденсации и пленочном кипении в элементах оборудования АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 208 с.
16. Данилова Г.Н., Досов В.Г. Исследование теплоотдачи при испарении и кипении фреона-12 в стекающей пленке // Холодильная техника. – 1970. – № 8. – С. 39–42.
17. Рубинов Е.А. Исследование теплопередачи к тонким пленкам в условиях фазового превращения при пониженных давлениях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 1979. – 20 с.
18. Сагань И.И., Карась В.А. // Известия ВУЗ «Пищевая технология». – 1972. – № 2. – С. 113–116.
19. Je-Chin Han, Fletcher L.S. Ind. Eng. Chem. Progress Des. Dev. – 1985. – V. 24. – № 3. – P. 570–575.
20. Данилова Г.Н., Букин В.Г., Дюндин В.А. Исследование теплоотдачи в элементах оросительных испарителей // Холодильная техника. – 1976. – № 6. – С. 21–25.
21. Fujita Y, Tsatsui M. Proc. Of 10th Int. Heat Transfer Conference Brighton, U.K. – 1994. – V.6. – P. 175–180.
22. Owens W.L. Presentation at the Fifth Annual Conference on Ocean Thermal Energy Conversion. Miami Beach, FL. – Feb. 20–22. – 1978.
23. Гогонин И.И. Зависимость теплообмена при кипении от свойств и геометрических параметров теплоотдающей стенки // Теплофизика высоких температур. – 2006. – Т. 44. – № 6. – С. 918–925.

УДК 532.54

НОВОЕ УНИВЕРСАЛЬНОЕ ДРОССЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО

Долгов С.В., Кулеш Р.Н., к.т.н., Половников В.Ю., к.т.н., Шалыгин С.Е.
Томский политехнический университет, г. Томск
E-mail: polov@tpu.ru

Практически все сферы промышленности сталкиваются с необходимостью перемещения жидкостей или газов по трубам. Для регулирования расхода рабочей среды используются разного рода устройства [1]. Одними из таких устройств являются регулируемые дроссельные шайбы. В настоящее время существует большое количество разнообразных регулируемых дроссельных шайб. Их достоинства и недостатки конструкций описаны в [2–5].

С целью устранения недостатков описанных в [2–5] и создания универсальной, надежной, простой в эксплуатации и изготовлении регулируемой дроссельной шайбы для оптимизации гидравлических и расходных характеристик транспортируемых сред трубопроводных систем разработана новая конструкция [5] рассматриваемой регулирующей арматуры. Регулируемая дроссельная шайба [5] содержит корпус с отверстиями, регулировочным болтом и сальниковым болтом. Регулировка расхода среды может осуществляться без разгерметизации трубопроводной системы.

Регулирование расхода осуществляется путем радиально поступательных перемещений вдоль отверстий регулировочным болтом. Регулирование среды посредством регулировочного болта и фиксация его с помощью сальникового болта осуществляется рожковым ключом, что делает шайбу [5] простой в эксплуатации. На рисунке 1 представлен главный вид регулируемой дроссельной шайбы [5].

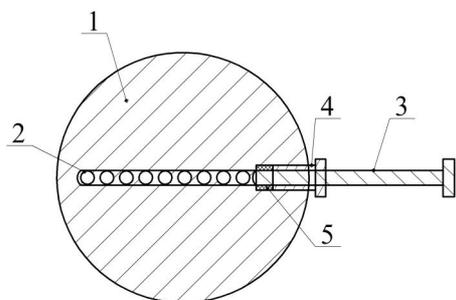


Рис. 1. Регулируемая дроссельная шайба:
1 – корпус; 2 – проходные отверстия;
3 – регулировочный болт; 4 – сальниковый болт; 5 – сальниковая набивка

Регулируемая дроссельная шайба [5] состоит из корпуса 1 с отверстиями 2, вдоль отверстий 2 закреплен резьбовым соединением регулировочный болт 3, служащий для изменения сечения проходного овального отверстия 2, сальниковый болт 4 с продольным резьбовым отверстием установлен в корпусе 1 резьбовым соединением, служащий для обеспечения герметичности резьбовых соединений за счет сальниковой набивки 5, между корпусом 1, регулировочным болтом 3, а так же для фиксации регулировочного болта 3 на установленной позиции относительно проходных отверстий 2.

Процесс регулирования жидких и/или газообразных сред осуществляется путем установки корпуса 1 регулируемой дроссельной шайбы во фланцевое соединение систем трубопроводов. Расход среды изменяется путем изменения количества открытых отверстий 2 путем осуществления радиально поступательных перемещений регулировочного болта 3. Сальниковый болт 4 подтягивается в процессе регулировки по направлению часовой стрелки совершая радиально поступательное перемещение относительно корпуса 1, тем самым уплотняя сальниковую набивку 5 и обеспечивая герметичность резьбовых соединений.

Для исследования характеристик регулируемой дроссельной шайбы [5] разработан лабораторный стенд (см. рис. 2).

Основными элементами стенда (см. рис. 3) являются: пьезометры – 1а–1е, две трубы – 2 с внутренним диаметром 50 мм и длиной 0,5 м, дроссельная шайба – 3 диаметром 65 мм, входной патрубок – 4, выходной патрубок – 5, расходомер – 6, циркуляционный насос – 7. Дроссельная шайба имеет девять проходных круглых отверстий диаметром 5 мм.

Эксперименты по определению коэффициентов гидравлического сопротивления проводились в следующем порядке. Перед началом экс-

перимента лабораторный стенд заполнялся водопроводной водой. Затем включали в работу насос 7. Измерение разности давления производилось по пьезометрам 1а и 1б. Пьезометры 1в–1е использовались для контроля постоянства давления по всей длине трубы 2.

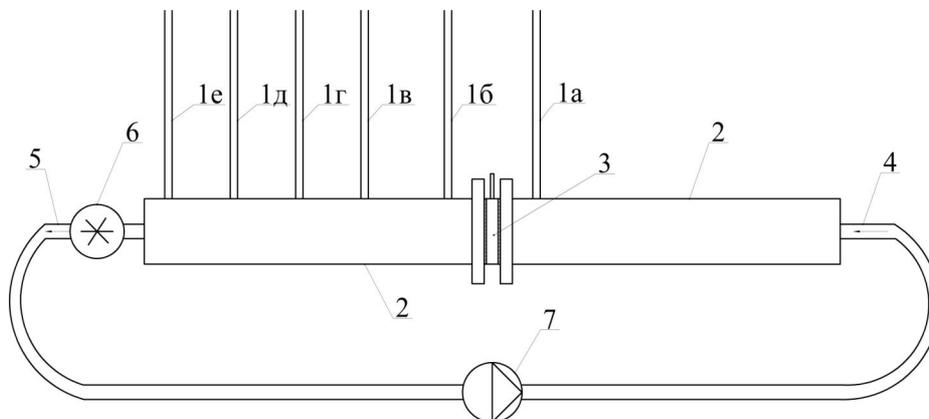


Рис. 2. Схема лабораторного стенда:

1а–1е – пьезометр; 2 – труба; 3 – регулируемая дроссельная шайба; 4 – входной патрубок; 5 – выходной патрубок; 6 – расходомер; 7 – циркуляционный насос

Опыты по определению коэффициента гидравлического сопротивления повторялись пять раз в идентичных условиях с целью исключения случайной погрешности. Расход жидкости измерялся крыльчатым водомером, имеющим относительную погрешность $\pm 2\%$. Измерение разности высот столбов жидкости в пьезометрических трубках 1а и 1б производилось с систематической погрешностью 2–3%, оцениваемой по методике [6].

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ рассчитывался по формуле [7]:

$$\xi = \frac{g\Delta h}{V^2/2},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; Δh – разность высот столбов жидкости, м; V – скорость в трубе, м/с.

Основные результаты экспериментальных исследований гидравлического сопротивления шайбы [5] приведены на рисунке 3. На рисунке показаны зависимости значений коэффициентов гидравлического сопротивления ξ шайбы от скорости движения жидкости в трубе V , в зависимости от количества открытых отверстий, а также показаны величины доверительных интервалов для каждого из проведенных опытов.

Анализ результатов исследований, приведенных на рисунке 3, позволяет сделать вывод о том, что с увеличением количества открытых отверстий, а следовательно, и с увеличением суммарной площади сече-

ния, коэффициент гидравлического сопротивления снижается. Так для отверстий 1–9 диапазон изменения коэффициента гидравлического сопротивления ζ составляет от 21138 до 670 (доверительный интервал \pm (8–10 %)).

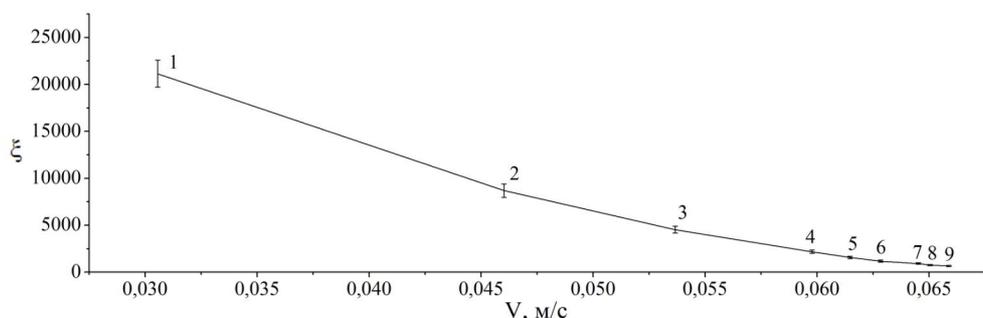


Рис. 3. Результаты исследования коэффициента гидравлического сопротивления (цифрами обозначено количество открытых отверстий)

Принимая во внимание сравнительную простоту и дешевизну предложенного устройства [5] можно сделать вывод о перспективности его применения для регулировки расхода.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 12-08-00201-а и грантов Президента РФ № МК-1284.2011.8, № МК-1652.2013.8.

Список литературы:

1. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж, А.И. Манюк. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с.
2. А.с. 779700 СССР, МКП5 F 16 К 3/04. Дроссельная шайба / Пензенский инженерно-строительный институт; Л.В. Попов. – № 2697255; Заявлено 13.12.1978. Оpubл. 15.11.1980. Бюл. № 42. – 2 с.: ил.
3. А.с. 429237 СССР. МКП6 F 16 К 47/14. Дроссельная шайба / Б.М. Колявкин, Л.Н. Ваганова, С.З. Угорский. – № 1809873/25–8/ Заявлено 17.07.72. Оpubл. 25.05.74. Бюл. № 19. – 2 с.: ил.
4. Интернет-сервис «Гидравлический расчет тепловой сети». Режим доступа: URL: <http://www.tesey.listkom.ru>.
5. Пат. 127140 Россия. МКП F 16 В 43/00. Регулируемая дроссельная шайба / С.В. Долгов, Р.Н. Кулеш, В.Ю. Половников (РФ); Томский политехнический университет (РФ). – № 2012147980/12; Заявлено 12.11.2012. Оpubл. 20.04.2013. Бюл. № 11. – 2 с.: ил.
6. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. – Л.: Энергоиздат, 1991. – 304 с.
7. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ
ВОДОТОРФЯНЫХ СУСПЕНЗИЙ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
НА МАЛЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТАХ**

Афанасьева О.В., к.т.н., Мингалеева Г.Р., д.т.н.

Исследовательский центр проблем энергетики

Казанского научного центра РАН, г. Казань

E-mail: eccolga@mail.ru

Одним из первостепенных вопросов при создании объектов малой мощности – мини-ТЭС – является выбор топлива. Мнение многих специалистов в этой области сходится в одном – малая энергетика должна основываться преимущественно на местных видах топлива. И этому есть вполне адекватное объяснение.

В нашей стране тысячи населенных пунктов находятся вне зоны действия централизованной энергосистемы, где энергоснабжение обеспечивается за счет станций малой мощности. Завоз топлива в эти регионы требует значительных затрат, что в конечном счете отражается на стоимости вырабатываемой энергии. Поэтому вопрос снижения расходов на приобретение энергоресурсов является одним из основных для данного вида потребителей, а выбор топлива для децентрализованного источника требует тщательной проработки и оценки с учетом имеющейся топливной базы.

Многие регионы нашей страны обладают значительными запасами торфа. Суммарные запасы и прогнозные ресурсы торфа составляют 162,7 млрд. т, из них на долю России приходится 32,7 мировых запасов торфа. Торф – возобновляемый энергоресурс, и, на сегодняшний день, его ежегодный прирост составляет 252 млн. т, что превышает годовой объем добычи в 50 раз [1].

Как видно из таблицы 1, доля использования торфа в энергетическом балансе нашей страны низка, что объясняется, в первую очередь тем, что энергетический комплекс просто не адаптирован к его использованию путем сжигания или газификации. В то время, как твердое местное топливо, такое как торф, уголь в малой энергетике вполне могут быть альтернативой дорогостоящему привозному жидкому или газообразному топливу.

Нельзя не учитывать, что цены на торф как на энергетическое сырье достаточно стабильны, в отличие от постоянно меняющихся цен на нефтегазовое топливо. Это обеспечивает дополнительные условия надежности для объектов малой энергетики.

Таблица 1. – Показатели торфяной промышленности [1]

Страна	Потребление, млн. т	Доля в энергетическом балансе, %	Доля в мировом потреблении торфа, %
Финляндия	8,1	11,0	37,4
Ирландия	4,8	15,3	22,2
Россия	3,2	0,2	14,9
Белоруссия	2,7	4,1	12,3
Швеция	0,9	0,7	4,0

Стоит отметить и тот факт, что использование торфа считается более экологически чистым по сравнению с мазутом и углем. Это касается в первую очередь выбросов оксида серы и твердых взвешенных частиц. Зола, которая остается от сжигания торфа, может быть утилизирована в качестве удобрения, так как содержит необходимые микроэлементы для роста сельскохозяйственных растений. Выбросы оксидов углерода компенсируются его аккумуляцией торфяно-болотными системами. Помимо этого, увеличение доли использования торфа позволит решить и другую, очень актуальную для России проблему, связанную с торфяными пожарами.

В таблице 2 приведены свойства и состав нескольких видов торфа, характерных для центральной части Западной Сибири [2].

Таблица 2. – Общетеchnические свойства и элементарный состав типичных видов торфа центральной части Западной Сибири

Вид торфа	Степень разложения R, %	Зольность, А, %	Элементарный состав, % на горючую массу торфа				
			С	Н	N	S	O
Верховой тип							
Фускум	7	1,6	53,5	5,89	1,26	0,15	39,2
Магелланикум- фускум	7	2,5	53	4,81	1,09	0,14	41,0
Пушицево- сфагновый	30	3,0	57,1	5,67	1,73	0,15	35,3
Низинный тип							
Древесно- травяной	37	10,5	56	5,66	2,89	0,35	35,0
Осоково- гипновый	35	8,8	57,0	5,76	4,1	0,44	32,7
Гипновый	42	11,4	54,1	4,6	3,98	0,26	37

В энергетике применяются следующие виды торфяной продукции: фрезерная крошка, брикеты и полубрикеты. Известны технологии получения торфо-пеллетного топлива, которое также может использоваться

для отопления [3]. Применительно к малой энергетике, торф подвергают газификации с целью получения генераторного газа с последующим сжиганием в дизельных установках [4–6].

Водоторфяные суспензии (композиционное топливо) – еще один вариант использования торфа с целью получения тепловой и электрической энергии при децентрализованном энергоснабжении. Так в патенте [7] описывается жидкое топливо, полученное из низинного торфа – 40–60 %, мазута – 15–30 % и воды.

Целью данной работы является изучение реологических свойств водоторфяных суспензий, в частности, вязкости, для улучшения эксплуатационных характеристик полученного композиционного топлива и снижения затрат на его производство.

В ходе экспериментальных исследований определена вязкость водоторфяного суспензионного топлива на основе измельченного и неизмельченного верхового и низинного торфа, а также просеянного низинного торфа с его массовой долей 50 %. Вязкость полученной суспензии определялась с помощью ротационного вискозиметра марки RM 100. Полученные результаты представлены в виде графиков на рисунке 1.

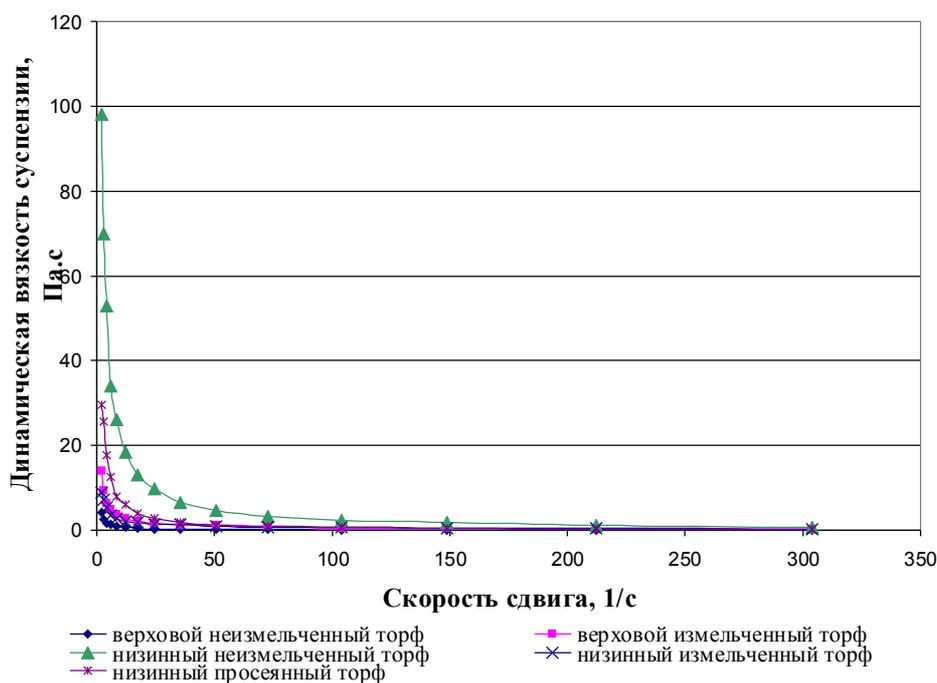


Рис. 1. Зависимость динамической вязкости водоторфяного суспензионного топлива от скорости сдвига

Как видно из графиков, предварительное измельчение торфа, как и просеивание, способствуют повышению вязкости суспензии, что неблагоприятно отразится на процессе транспортирования и распыливания.

Результаты показывают, что лучшими показателями вязкости обладает суспензионное топливо на основе верхового торфа без предварительного измельчения. Также исходя из элементного состава, верховой торф по сравнению с низинным помимо меньшей зольности, содержит и меньшее количество серы, что, несомненно, положительно скажется на эффективности его использования.

Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение № 8712 «Разработка энергоэффективной технологии автономного энергоснабжения на основе использования твердого органического топлива с производством побочных продуктов», гранта № СП-1484.2012.1 на получение стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам 2012-2014 гг. и гранта РФФИ № 12-08-97055.

Список литературы:

1. Бернатонис П.В., Боярко Г.Ю., Бернатонис В.К. Эффективность разработки торфяных месторождений Томской области в современных условиях. // Вестник Томского государственного университета. – 2011. – № 334. – С. 195–199.
2. Архипов В.С., Маслов С.Г. Состав и свойства типичных видов торфа центральной части Западной Сибири. // Химия растительного сырья. – 1998. – № 4. – С. 9–16.
3. Штин С.М. Применение торфа как топлива для малой энергетики. // Горная промышленность. – 2011. – № 7. – С. 82–96.
4. Солнцев Е.Б., Соснина Е.Н. Альтернативные источники энергоснабжения сельских школ. // Энергоэффективность: опыт, проблемы, решения. – 2005. – № 2–3. – С. 55–57.
5. Усова Г.И., Горбунов А.В. Газификация – перспективное направление развития технологии переработки торфа. // Сборник докладов Международной научно-практической конференции «Уральская горная школа – регионам». – Екатеринбург, 2011. – С. 545–546.
6. Алешин Г.И. Возможности использования торф в энергетике. // Энергоэффективность: опыт, проблемы, решения. – 2004. – Вып. 1–2. – С. 87–90.
7. Пат. 2335530 Россия. МПК С10L1/32. Жидкое топливо / Л.М. Мусин, В.Н. Тихенко. Заявлено 26.09.2005 г. Оpubл. 10.04.2007. Бюл. № 28. – 5 с.: ил.

УДК 536.253

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА
КОНДЕНСАЦИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ
НАТУРАЛЬНЫХ ТОПЛИВ ТЭС В АТМОСФЕРЕ**

Гвоздяков Д.В., Губин В.Е., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: dim2003@tpu.ru; gubin@tpu.ru

Проблема антропогенного загрязнения атмосферы Земли многие годы является актуальной [1, 2]. Одним из основных источников загрязняющих веществ являются объекты теплоэнергетического комплекса,

такие как тепловые электрические станции (ТЭС) [1, 2]. С каждым годом объемы эмиссии загрязняющих веществ в воздушный бассейн планеты увеличиваются [3–4], хотя, следует отметить, прогнозы мировой антропогенной эмиссии оксидов серы и азота неоднозначны. Присутствующие в воздушном пространстве оксиды азота и серы способны конденсироваться [1, 2] при благоприятных для этого условиях на поверхности ядер конденсации (микроскопические частицы воды). В атмосфере Земли присутствуют аэрозоли, которые условно можно разделить на три группы в зависимости от их радиуса $\delta_{\text{я}}$ [2, 5–7]: $\delta_{\text{я}} < 0,1 \cdot 10^{-6}$ м, ядра Айткена; $0,1 \cdot 10^{-6} < \delta_{\text{я}} < 1 \cdot 10^{-6}$ м, большие; $\delta_{\text{я}} > 1 \cdot 10^{-6}$ м, «гигантские».

При достижении размеров $0,5 \cdot 10^{-3} - 2,5 \cdot 10^{-3}$ м, возможно выпадение кислотных осадков на поверхность Земли в процессе седиментации [1, 2], как на территориях, прилегающих к ТЭС, так и на отдаленных.

При постановке задачи принималось допущение, что образовавшаяся при конденсации капля серной кислоты при движении не деформируется и сохраняет свою форму в течение всего процесса. Учитывался конвективный теплообмен частицы серной кислоты с внешней средой, параметры которой принимались постоянными по высоте. При решении задачи не учитывался радиационный теплообмен с внешней средой. Механизм образования серной кислоты [2, 8] основан на взаимодействии, при котором серный ангидрид SO_3 поглощается водяным паром.



Особенностью настоящей задачи является рост внешней границы частицы в результате конденсации серного ангидрида с переменной по времени скоростью, величина которой зависит от изменяющейся во времени температуры поверхности частицы.

На рисунке 1 представлена область решения задачи в начальный момент.

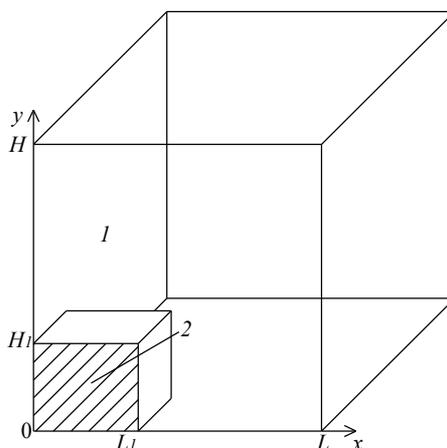


Рис. 1. Область решения задачи в начальный момент:
1 – воздух плюс пары серного ангидрида; 2 – ядро конденсации

Процесс переноса энергии, количества движения и массы в рассматриваемых условиях описывается системой нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных [9, 10]. Считается, что температура и концентрация на источнике (дымовая труба ТЭС) не зависят от времени. Для моделирования изменения основных искомых функций использованы нестационарные двумерные уравнения смешанной конвекции в приближении Буссинеска [11]. Для расчета скорости конденсации использовалась формула [11, 12]:

$$W_K = \beta \cdot \frac{P_A - P_0 \cdot \exp\left(-\frac{E}{R \cdot T}\right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot T}{M}}}, \quad (1)$$

где P_A – атмосферное давление, Па; P_0 – предэкспонента, Па; E – энергия активации процесса конденсации, Дж/кг; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); M – молярная масса, кг/моль; β – коэффициент конденсации.

Разностные аналоги дифференциальных уравнений решены локально-одномерным методом [12–14]. При решении задачи использовался алгоритм, разработанный [15–16] для решения задач сопряженного теплопереноса в областях с локальными источниками энергии и массы.

Начальная концентрация серного ангидрида в воздушном пространстве принималась соответствующей значениям для летнего времени года [17]. Начальная концентрация серного ангидрида составляет 3,0 мг/м³. При постановке задачи были приняты следующие допущения:

1. Не учитывалось испарение капли в процессе движения;
2. Не принималось во внимание влияние солнечной радиации;
3. Ядро конденсации имеет форму куба.

В таблице 1 представлены результаты численного моделирования роста частиц в процессе конденсации.

Таблица 1. – Результаты численных исследований

t, c	$\delta_0 \cdot 10^6, m$					
	0,03	0,1	0,5	0,8	1,0	5,0
	$\delta_{\text{ч}} \cdot 10^3, m$					
600	0,012	0,045	0,110	0,178	0,230	0,920
1800	0,025	0,089	0,270	0,445	0,440	1,380
3600	0,036	0,118	0,400	0,587	0,580	1,790
5400	0,045	0,138	0,471	0,652	0,680	2,080
7200	0,052	0,155	0,520	0,719	0,750	2,310
9000	0,059	0,169	0,562	0,776	0,820	2,510
10800	0,064	0,181	0,588	0,826	0,880	2,670

В таблице 1 δ_0 – размер ядра конденсации в начальный момент времени, м; δ_t – размер сформировавшейся частицы в момент времени t , с.

Установлено, что при начальном размере ядра конденсации $1,0 \cdot 10^{-6}$ м, уже через 1800 с образуется частица размером более $1,0 \cdot 10^{-3}$ м. Известно, что частицы соответствующего размера относятся к типу «грубодисперсных» [7] (являются дождевыми каплями). При начальном размере ядра $5,0 \cdot 10^{-6}$ м, формируется частица размером более $1,0 \cdot 10^{-3}$ м за 600 с с момента начала процесса конденсации. Дальнейшее увеличение начального размера ядра может приводить к образованию частиц с размером более $2,5 \cdot 10^{-3}$ м. Такие частицы размером $1,0 \cdot 10^{-3}$ м и более способны выводиться из атмосферы за счет процесса седиментации [1–2, 7]. В результате тепло и массопереноса в области дымового факела тепловой электрической станции образовавшиеся частицы размером менее $1,0 \cdot 10^{-3}$ м с начальным размером ядра конденсации $0,03 \cdot 10^{-8}$ – $0,8 \cdot 10^{-7}$ м могут осаждаться на поверхности более крупных частиц [1–2]. Таким образом, ускорение процесса формирования атмосферных осадков может очень быстро привести к выпадению дождевых капель на территориях, прилегающих к тепловой электрической станции.

Список литературы:

1. Заиков Г.Е., Маслов С.А., Рубайло В.Л. Кислотные дожди и окружающая среда. – М., Химия, 1991. – 144 с.
2. Израэль Ю.А., Назаров И.М., Прессман А.Я., Ровинский Ф.Я., Рябошапка А.Г. Кислотные дожди. – Л.: Гидрометеиздат, 1989. – 270 с.
3. Клименко В.В., Клименко А.В. Сокращение выбросов малых парниковых газов как альтернатива снижению эмиссии углекислого газа. // Теплоэнергетика. – 2000. – Т. 6. – Ч. I. – С. 6–12.
4. Путилов В.Я., Боричев К.П., Вишня Б.Л., Микушевич В.М. Анализ состояния и перспективы использования золошлаковых отходов тепловых электростанций. // Энергетик. – 1997. – № 9. – С. 12–13.
5. Фелленберг Г. Загрязнение природной среды. Введение в экологическую химию. – М.: Мир, 1997. – 232 с.
6. Грин Х., Лейн В. Аэрозоли – пыли, дымы и туманы. – Л.: Химия, 1969. – 428 с.
7. Терехов В.И., Пахомов М.А. Тепломассоперенос и гидродинамика в газокапельных потоках: монография. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2008. – 284 с.
8. Андруз Дж., Бримлекумб П., Дишклез Т.И др. Введение в химию окружающей среды. – М.: Мир, 1999. – 271 с.
9. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
10. Берковский Б.М., Полевиков В.К. Вычислительный эксперимент в конвекции. – Минск: Университетское, 1988. – 167 с.
11. Кнаке О., Странский И.Н. Механизм испарения. // УФН. – 1959. – Т. 68. – № 2. С. 261–305.
12. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование

процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, 1984. – 288 с.

13. Лабунцов А.Д. Физические основы энергетики. Избранные труды по теплообмену, гидродинамике, термодинамике. – М.: Издательство МЭИ, 2000. – 388 с.

14. Самарский А.А., Попов Ю.П. Разностные схемы газовой динамики. – М.: Наука, 1975. – 424 с.

15. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Об одном переходе к математическому моделированию тепловых режимов радиоэлектронной аппаратуры и электронной техники. // Микроэлектроника. – 2008. – Т. 37. – № 2. С. 150–158.

16. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Сопряженный теплоперенос в замкнутой области с локально сосредоточенным источником тепловыделения. // Инженерно-физический журнал. – 2006. – Т. 79. – № 1. С. 56–63.

17. Гвоздяков Д.В., Губин В.Е., Кузнецов Г.В. Численная оценка формирования условий атмосферного образования серной кислоты в районе расположения тепловой электрической станции. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2012. – № 2-2. С. 195–200.

18. А.А. Федосов. Математическая модель загрязнения атмосферы выбросами тепловых электрических станций. // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – № 9 (41). – С. 98–102.

УДК 62-225.864.2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ РАСШИРЯЮЩЕГОСЯ СОПЛА

Зайцев А.С., Шевелев С.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: alexzaitsev@tpu.ru

Процесс истечения воздуха из расширяющегося сопла является показательным с точки зрения изучения процессов истечения в целом, т. к. является наиболее общим.

В настоящей работе произведено экспериментальное исследование процесса истечения газа из плоского «сопла Лавалья» [1] в нерасчетных режимах. Наибольшее значение данный вопрос имеет при изучении регулирующих ступеней турбины, так как именно в них наиболее вероятно постоянное отклонение режима истечения от расчетных значений [2].

На рисунке 1 представлена схема экспериментального стенда.

Экспериментальный стенд состоит из двух функциональных групп. Первая группа представляет собой компрессорную станцию. Основой компрессорной станции служат два поршневых компрессора 2 с электроприводом 1. Каждый компрессор имеет собственный ресивер 3 объемом 80 литров. Далее сжатый воздух поступает в общий ресивер 4 объемом 800л, и далее по общему распределительному коллектору 5 диаметром 108 мм поступает в лабораторию. Из коллектора 5 сжатый воз-

дух по трубопроводу $d_y = 50\text{мм}$ через регулятор давления, который позволяет поддерживать постоянное давление, направляется в рабочий участок.

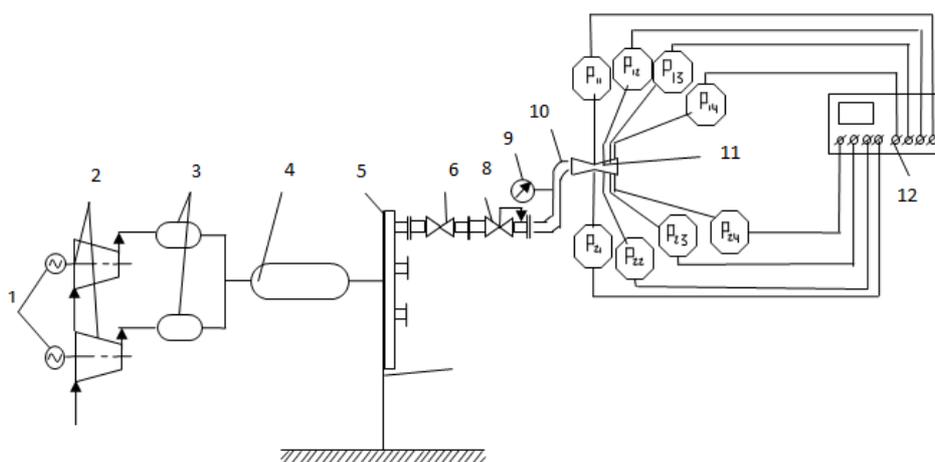


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки

Рабочий участок, спроектированный и изготовленный в ходе данной работы, представлен на рисунке 2. присоединяется к подающему трубопроводу фланцем 1. К фланцу винтами прикрепляется сопловая коробка 2. В сопловой коробке укладываются профилированные сопловые сегменты 3, закрепленные в съемной крышке. По длине сопла выполнены отверстия 4 для измерений давлений по профилю сопла, которые медными капиллярными трубками соединены с датчиками давления типа ОТ-1 (0–6 бар).

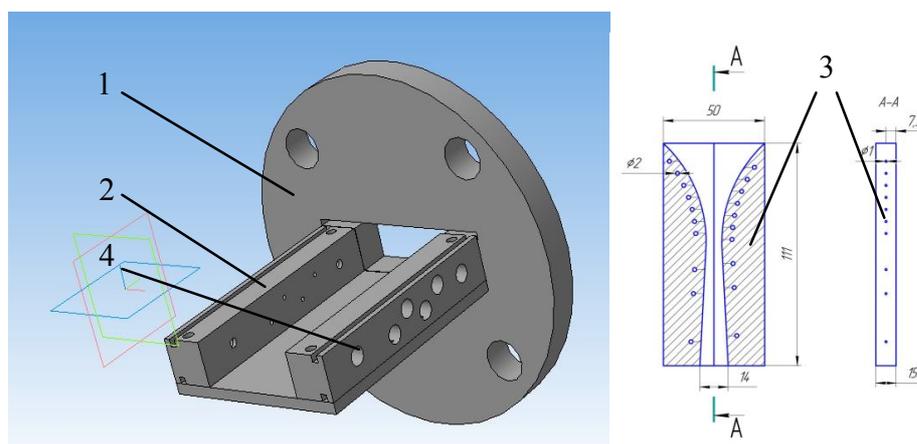


Рис. 2. Рабочий участок

Задачей проведения экспериментальных исследований является определение распределения давления по профилю. В частности, получение отношения давлений, при котором прямой скачок уплотнения входит внутрь сопла [2].

В ходе эксперимента были проведены замеры давления в сопле в девятнадцати точках. Результаты измерений представлены в таблице 1. Построен график изменения относительных давлений по длине сопла (см. рис. 3).

Таблица 1. – Результаты экспериментальных данных

№ датчика	Давление, бар							
	1	3,74	3,55	3,44	3,33	3,22	3,10	3,01
2	3,72	3,55	3,43	3,32	3,21	3,09	3,00	2,90
3	3,65	3,48	3,39	3,26	3,16	3,03	2,95	2,82
4	3,52	3,35	3,25	3,14	3,03	2,91	2,83	2,72
5	3,18	3,04	2,94	2,84	2,74	2,64	2,55	2,46
6	2,05	1,93	1,87	1,79	1,71	1,65	1,58	1,53
7	1,90	1,78	1,72	1,65	1,57	1,51	1,45	1,39
8	1,48	1,39	1,34	1,30	1,23	1,16	1,12	1,07
9	1,02	0,94	0,89	0,83	0,78	0,74	0,71	0,67
10	0,74	0,65	0,62	0,57	0,51	0,47	0,43	0,39
11	0,36	0,30	0,26	0,22	0,17	0,14	0,12	0,07
12	0,40	0,33	0,30	0,26	0,20	0,16	0,13	0,09
13	0,29	0,23	0,19	0,15	0,10	0,06	0,03	0,01
14	0,52	0,54	0,39	0,34	0,28	0,23	0,20	0,17
15	0,42	0,34	0,31	0,28	0,22	0,19	0,17	0,15
16	0,55	0,47	0,42	0,36	0,31	0,27	0,23	0,20
17	0,33	0,28	0,24	0,20	0,17	0,14	0,11	0,10
18	0,37	0,31	0,27	0,23	0,19	0,14	0,12	0,17
19	0,23	0,18	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03

На основе полученных экспериментальных данных построены зависимости в относительных величинах представленные на рисунках 3, 4.

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод о том, что они в целом соответствуют теоретическим положениям. Однако необходимо отметить, что существующая экспериментальная установка не в полной мере позволяет исследовать газодинамику процесса и особенно влияние пограничного слоя.

В результате проведенного эксперимента получено распределение давлений в сопле Лавалья.

Полученный результат качественно повторяет результат, приведенный в [2].

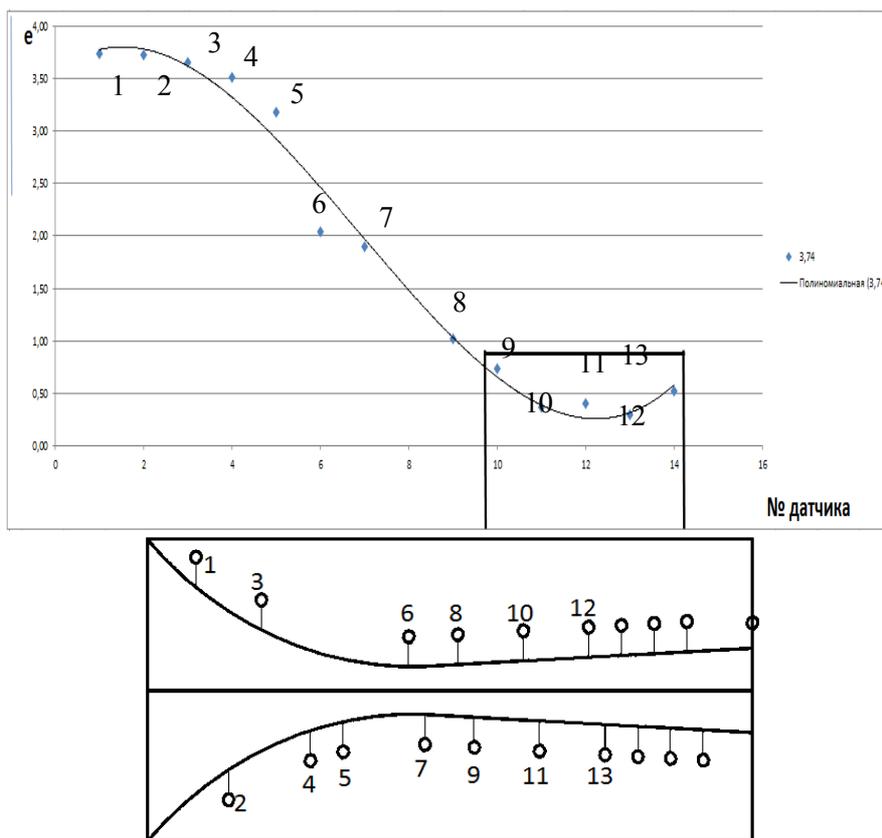


Рис. 3. График зависимости относительного давления по длине сопла

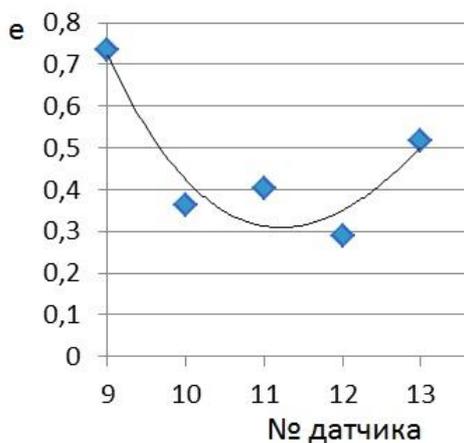


Рис. 4. Вход скачка уплотнения в горло сопла

Обобщая полученные результаты можно говорить о высокой степени сходимости полученных результатов с результатами других авторов.

Список литературы:

1. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М: Госэнергоиздат, 1961. – 671 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкция турбин. – М: Энергия, 1967. – 367 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЛАБИРИНТОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Кондаков А.А., Шевелев С.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: kondakov_alexandr@tpu.ru

Эффективность работы ступени и турбины в целом определяется различными потерями энергии. Этими потерями определяется относительный внутренний КПД турбины, который, в свою очередь, определяет внутреннюю мощность установки. Поэтому для повышения эффективности (соответственно, и внутренней мощности) работы турбины важным аспектом является сведения данных потерь энергии к минимуму.

Для данной задачи применяют различные виды уплотнений. В современном турбостроении наиболее распространенными являются лабиринтовые уплотнения, которые состоят из чередующихся щелей, где происходит ускорения потока, и вихревых камер, где энергия потока рабочего тела гасится.

В настоящей работе рассматривается влияние начального давления перед уплотнением и количества гребней на расход рабочего тела.

На рисунке 1 представлена схема экспериментального стенда.

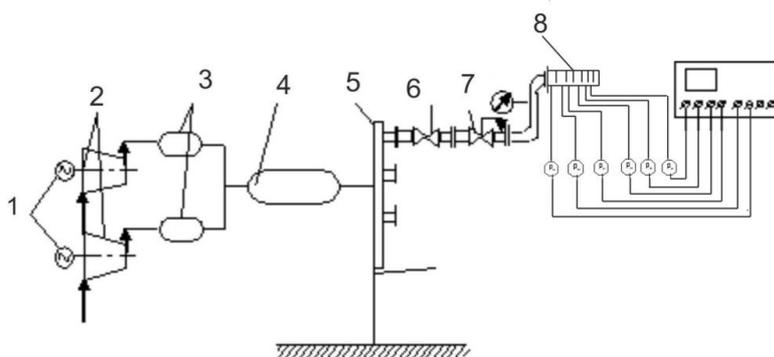


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки

Экспериментальный стенд состоит из двух функциональных групп. Первая группа представляет собой компрессорную станцию. Основой компрессорной станции служат два поршневых компрессора 2 с электроприводом 1. Каждый компрессор имеет собственный ресивер 3 объемом 80 литров. Далее сжатый воздух поступает в общий ресивер 4 объемом 800 литров, после которого по трубопроводу диаметром 108 мм поступает в лабораторию. Из коллектора 5 сжатый воздух по трубопроводу $d_y = 50$ мм поступает через затвор 6 к регулятору давления 7, который позволяет поддерживать постоянное давление на входе в рабочий участок 8.

Рабочий участок (см. рис. 2) состоит из одиннадцати основных деталей: фланец 1, нижняя часть корпуса 2, две боковые стенки 3, крышка 4, шесть гребней 5.

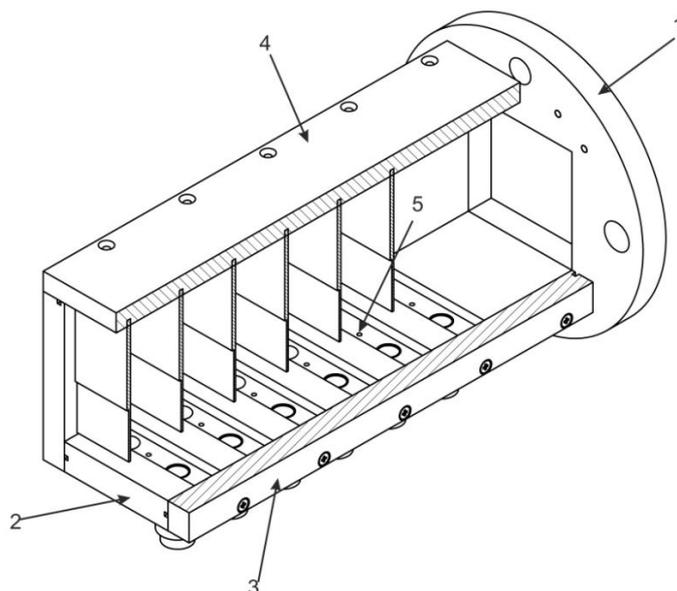


Рис. 2. Рабочий участок

Сборка начинается с присоединения, с помощью винтов, к нижней части 2 корпуса двух боковых стенок 3. После этого, между двумя стенками устанавливаются шесть гребней уплотнения в специальные пазы, выполненные в боковых стенках 4 и прижимаются крышкой 4.

В нижней части корпуса устанавливаются 6 датчиков давления, измеряющих давления в вихревых камерах.

Задачей проведения эксперимента является определение давления в вихревых камерах модели, которые представляют собой пространство, образованное двумя гребнями, крышкой и нижней частью корпуса.

Было проведено три серии опытов для различных чисел гребней ($z = 6$, $z = 4$, $z = 2$). В каждой серии измерялось давление в пяти вихревых камерах при различных начальных давлениях на входе в рабочий участок. Результаты измерений приведены в таблице 1.

Расход определяется из выражения:

$$G_y = k_y \mu_y F_y \sqrt{\frac{P_0}{\rho_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}}. \quad (1)$$

На рисунке 3 приведены зависимости расхода воздуха от давления при числе гребней $z = 6, 4, 2$.

Как видно из рисунка 3, полученные кривые имеют нелинейный характер. Это объясняется с помощью уравнения при течении газа в ка-

нале. Уравнение неразрывности для потока несжимаемой жидкости имеет вид:

$$G = \frac{Fv}{v} \quad (2)$$

Таблица 1. – Результаты экспериментальных данных

6 гребней уплотнения				4 гребня в уплотнении								
Датчик №	P (атм)	G	Датчик №	P (атм)	G	Датчик №	P (атм)	G кг/с	Датчик №	P (атм)	G кг/с	
1	1,26	0,018049	1	1,35			1	2,5	0,02955	1	2	0,039646
2	1,18		2	1,24			2	2,18		2	1,7	
3	1,165		3	1,21			3	2,05		3	1,62	
4	1,09		4	1,13			4	1,65		4	1,34	
5	1,075		5	1,1			Датчик № P (атм) G		Датчик № P (атм) G			
6	1,065		6	1,085	0,02063		1	1,51	0,04691	1		
Датчик № P (атм)		G кг/с	Датчик № P (атм)		G		2	1,33		2		
1	1,9	0,030978	1	2			3	1,28		3		
2	1,64		2	2,72			4	1,13		4		
3	1,58		3	1,65			2 гребня уплотнения		Датчик № P (атм) G кг/с		Датчик № P (атм) G кг/с	
4	1,405		4	1,45			1	1,5	0,041791	1	2	
5	1,28		5	1,32			2	1,2		2	1,45	0,056068
6	1,23		6	1,255	0,029485		Датчик № P (атм) G кг/с		Датчик № P (атм) G кг/с			
1	2,3	0,036097	1	2,4			1	2,5	0,06634	1		
2	1,96		2	2,04			2	1,76		2		
3	1,88		3	1,98								
4	1,65		4	1,72								
5	1,46		5	1,5								
6	1,37		6	1,41	0,032371							
Датчик № P (атм)		G кг/с	Датчик № P (атм)		G кг/с							
1	2,7	0,040341	1	2,9								
2	2,33		2	2,54								
3	2,24		3	2,38								
4	1,93		4	2,04								
5	1,63		5	1,69								
6	1,5		6	1,56	0,042249							

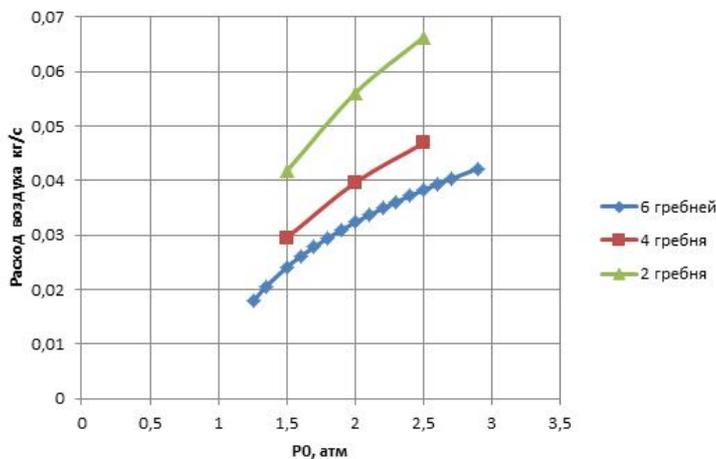


Рис. 3. Расходы воздуха через уплотнение в зависимости от числа гребней и начального давления

Уравнение для скорости при адиабатическом течении жидкости:

$$c = \left[2c_p \bar{T}_0 \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) \right]^{0,5}, \quad (3)$$

т. е. расход пропорционален скорости, а скорость, в свою очередь, зависит от отношения давлений как степенная функция. Данные два выражения подтверждают нелинейность экспериментальной зависимости расхода воздуха от начального давления.

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод, что при любом числе гребней при повышении начального давления расход воздуха через уплотнение увеличивается. Кроме того, при уменьшении числа гребней наблюдается рост расхода, т. е. при одном и том же перепаде давлении перед лабиринтом меньший расход будет у того уплотнения, у которого большее число гребней.

Исходя из вышеперечисленных заключений, можно сделать вывод о правильности выполнения эксперимента.

Список литературы:

1. Трухний А.Д., Лосев С.М. Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоиздат, 1981. – 456 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины: учебник. – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1967. – 367 с.
3. Паровые и газовые турбины: учебник / М.А. Трубилов [и др.]; под ред. А.Г. Костюка. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.

УДК 621.18

АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ ОПТИЧЕСКОЙ ИММЕРСИИ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ТЕЧЕНИЙ МЕТОДОМ ЛДА В МОДЕЛЯХ ТОПОК СЛОЖНОЙ ГЕОМЕТРИИ

Рахманов В.В.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: aleks@itp.nsc.ru

Методы ЛДА диагностики в решении задач изучения аэродинамических характеристик топок являются особенно перспективными, так как обладают низкой погрешностью измерений и не приносят отклонений в исследуемый поток [1]. Для ЛДА диагностики необходим оптический доступ к исследуемому процессу. С этой целью модели топок стараются выполнить из оптически прозрачных материалов, таких как кварцевое или органическое стекло. Лазерные зондирующие лучи проходят границы раздела воздух-стекло-воздух или воздух-стекло-вода и

др., в зависимости от экспериментальных условий. Так как показатель преломления света для воздуха, стекла и воды различен, то данные переходы создают оптическую систему, в которой работа сложной лазерной доплеровской системы может быть затруднена. Это особенно актуально для случаев, когда поверхность раздела воздух-стекло находится под углом к оптической оси ЛДА. Кроме того, модели топок могут выполняться из стекол неудовлетворительного качества, с небольшими кавернами, изгибами и шероховатой поверхностью, что вносит дополнительные отклонения в оптическую схему измерительной установки. И как следствие, приводит к увеличению погрешности измерения или становится невозможно измерение параметров исследуемого объекта. Данные проблемы могут быть решены при помощи метода оптической иммерсии [2].

Для подтверждения эффективности применения метода оптической иммерсии для ЛДА диагностики потоков были проведены лабораторные эксперименты по исследованию расхождения перетяжек лазерных лучей в средах с коэффициентом преломления отличным от единицы.

Лабораторная установка состоит из прямоугольного контейнера размерами 300×500×300 мм и двухкомпонентного ЛДА, установленного на координатном устройстве (см. рис. 1).

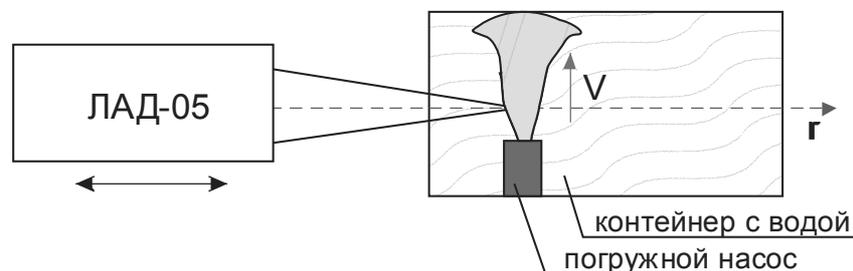


Рис. 1. Схематическое расположение экспериментальной установки (вид сбоку)

В качестве источника скорости водного потока был взят погружной аквариумный насос. Измерения скорости проводились на расстоянии 20 мм от сопла насоса по вертикали. Данная установка имитирует поведение потоков газа за форсункой в топке прямоугольной формы.

Для измерения расхождения перетяжек в воде был выбран критерий достоверности доплеровских вспышек, заложенный в программе LAD-05, поставляемой в комплекте с ЛДА. Суть данного критерия состоит в том, что достоверными считаются только те сигналы, для которых коэффициент достоверности больше определенной величины. Коэффициент достоверности R для доплеровских сигналов считается как

отношение максимального значения амплитуды спектра Фурье преобразования сигнала к среднему значению амплитуды спектра:

$$R = \frac{S_{\max}}{S(f)}, \forall f : S_{\max} > S(f),$$

где $S(f)$ – спектр сигнала.

Программно заложено пороговое значение коэффициента достоверности равное 3,5. При этом отфильтровывается 98 % ошибочных данных и 20 % правильных. В нашем случае, чем больше расходятся перетяжки лучей в воде, тем меньше достоверных данных будет получено программой. Программно возможно считать все полученные данные, а не только достоверные, и по соотношению достоверных к общему количеству можно судить о расхождении перетяжек. При полном расхождении перетяжек данные всё равно могут быть получены из-за того что интерференционная картина будет строиться на пересечении лучей не в перетяжках. Но такие сигналы будут иметь малое соотношение сигнал/шум и при помощи критерия достоверности могут быть отфильтрованы с вероятностью 98 %.

На рисунке 2 представлены результаты трех экспериментов по измерению соотношения достоверных данных к общему количеству данных. Перемещение производилось с шагом 30 мм по нормали к стенке экспериментального контейнера. Для случая $K0$ угол между оптической осью прибора и нормалью был равен нулю, для случая $K4$ – 4 градуса и для случая $K8$ – 8 градусов. Время сбора данных в каждой точке – 2 минуты.

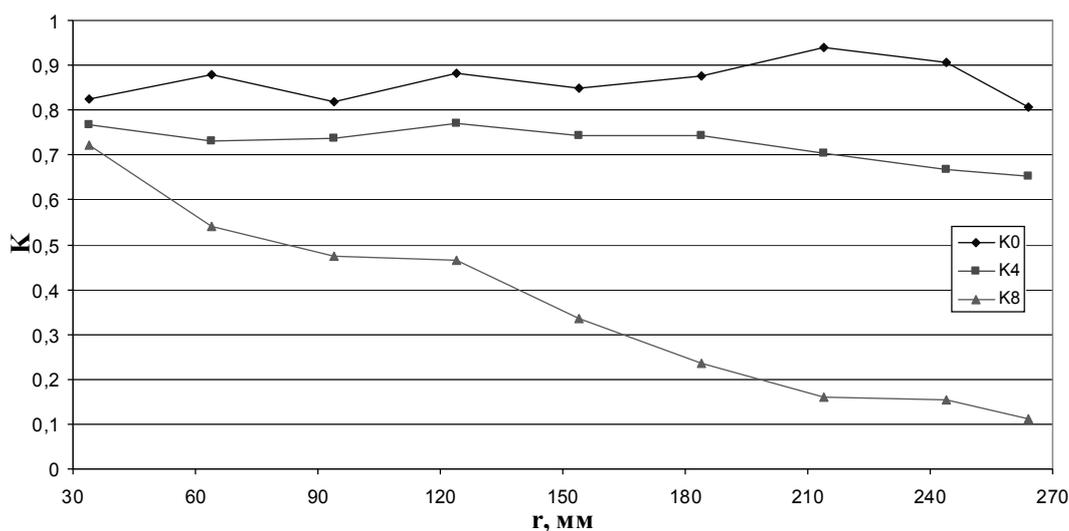


Рис. 2. Зависимость отношения достоверных данных к общему количеству K для разных углов между нормалью контейнера и оптической осью прибора

Как видно из графиков, когда угол равен нулю, коэффициент K не затухает от заглубления и имеет разброс показаний порядка $\pm 5\%$, что обусловлено погрешностью работы алгоритмов обнаружения достоверных данных.

При повороте оси прибора на 4 градуса относительно нормали, ослабление в данном диапазоне перемещений происходит небольшое. Из теоретических расчетов понятно, что эффект должен быть заметен только при перемещении вдоль нормали на величину больше 300 мм. Этого в данном эксперименте не достигалось в силу ограничения экспериментальной установки.

Большее затухание коэффициента K происходило при угле 8 градусов. При перемещении на 150 мм происходило двукратное уменьшение коэффициента K . Так же визуально было отмечено снижение соотношения сигнал/шум до единицы на данном перемещении. Это полностью подтверждает расчетные значения зависимости разности координат перетяжек от перемещения.

В следующих экспериментах был применен метод оптической иммерсии для угла 8 градусов. Для реализации этого способа уменьшения погрешности измерения был реализован специальный иммерсионный контейнер. Он позволяет оптический осям приборов (для случая применение трехкомпонентного ЛДА) располагаться по нормали к поверхности раздела воздух-стекло-вода в горизонтальной и вертикальной плоскости (что важно для двухкомпонентного ЛДА).

Идея применения такого контейнера заключается в том, что лучи лазера, выходящие из объективов приборов, проходят одинаковый путь в воздухе и пересекаются в воде в расчетной точке (в области перетяжек лучей). Таким образом, в воде не происходит расхождение лазерных лучей, и глубина проникновения ЛДА в поток увеличивается.

Данный контейнер представляет собой две стеклянные пластины, соединенные при помощи металлической оправы симметрично под углом в восемь градусов к стеклу иллюминатора. Пространство между стеклянными пластинами и иллюминатором заполняется водой.

В результате применения данного иммерсионного контейнера были получены двумерные профили скорости в стеклянном контейнере в области сопла насоса (см. рис. 3) для угла наклона оптической оси ЛДА в 8 градусов. Максимальное заглубление в данном эксперименте составило 300 мм. Ось сопла насоса находилась на расстоянии 250 м от передней стенки контейнера. И измерялся профиль скорости в диапазоне от 200 до 300 мм. На графике оси абсцисс отложено расстояние от оси сопла погружного насоса.

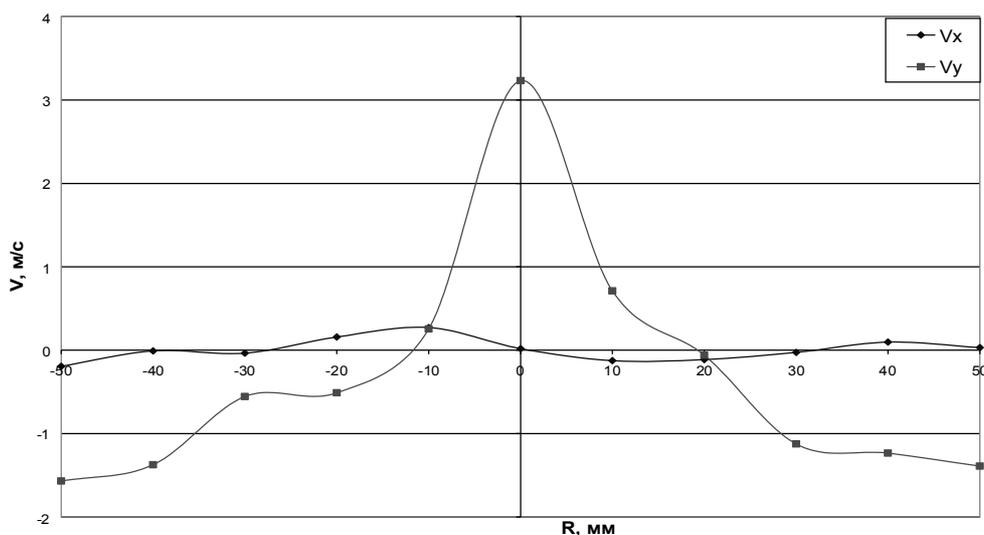


Рис. 3. Профили скорости течения в контейнере с погружным насосом: V_x – горизонтальная компонента скорости, V_y – вертикальная

Результаты экспериментов доказывают эффективность применения метода оптической иммерсии для диагностики течений методом ЛДА в моделях топков сложной геометрии. В результате проделанной работы показано, что метод оптической иммерсии может быть успешно применен для проведения ЛДА диагностики потоков в моделях топочных котлов сложной геометрии. Данный метод отличается простотой реализации и обеспечивает низкую погрешность измерений в широком диапазоне свойств оптических поверхностей. Обладает новизной и имеет высокий научно-технический потенциал. Особенностью данного метода является возможность проведения ЛДА диагностики потоков в сложных условиях оптического доступа к исследуемому процессу. Развитие метода оптической иммерсии позволит расширить область применения диагностических оптических измерительных систем на различные отрасли промышленности, повысив качество изготовления топков и обеспечив существенный вклад в развитие науки и техники.

Выполненный анализ применимости метода оптической иммерсии и реализованная методика диагностики течений методом ЛДА могут быть успешно использованы в ведущих отраслях теплоэнергетического и гидроэнергетического комплексов, атомной промышленности, всюду, где необходима диагностика течений в моделях устройств со сложной геометрией. Также данный метод может быть успешно использован в процессе обучения студентов и аспирантов для работы с новейшими оптическими диагностическими комплексами в рамках НОЦ (Научно-образовательный центр) и, непосредственно, на лабораторных установках в ВУЗах.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

Список литературы:

1. Алексеенко С.В., Дектерев Д.А., Шторк С.И. Исследование прецессирующего вихревого ядра в цилиндрической камере // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. – 2010. – Т. 30. – № 4. – С. 120–124.

2. Рахманов В.В., Аникин Ю.А., Двойнишников С.В. и др. Особенности ЛДА-измерений в натуральных гидродинамических экспериментах // Высокие технологии, фундаментальные и прикладные исследования, образование: Сборник трудов Десятой международной научно-практической конференции «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности». – СПб., 2011. – Т. 3 – С. 196–198.

УКД 621.165

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Рудюк Д.О., Шевелев С.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: rudiukdo@gmail.com

Профилирование лопаток оказывает решающее влияние на эффективность отдельной ступени и паровой турбины в целом.

В настоящей работе поставлена цель экспериментального определения распределения давления по обводу по профилю лопатки. Эти характеристики могут быть получены путем исследования режимов с отношением давления отличным от расчетного.

Исходя из указанной цели были определены следующие задачи работы: проектирование, изготовление и монтаж рабочего участка экспериментальной установки. Проведение серии экспериментов по определению давления в различных точках по обводу профиля лопатки; сравнить полученные данные с существующей теорией.

Экспериментальный стенд состоит из двух функциональных групп (см. рис. 1). Первая группа представляет собой компрессорную станцию, основой которой служат два поршневых компрессора 2 с электроприводом 1. Каждый компрессор имеет собственный ресивер 3 объемом 80 л. Далее сжатый воздух поступает в общий ресивер 4 объемом 800 л, и далее по общему распределительному коллектору 5 диаметром 108 мм поступает к рабочему участку. Из коллектора 5 сжатый воздух по трубопроводу $d_y=50$ мм через регулятор давления, который позволя-

ет поддерживать постоянное давление на входе в рабочий участок.

Рабочий участок присоединяет подающему трубопроводу фланцем. К фланцу винтами прикрепляется сопловая коробка. В сопловой коробке укладываются профилированные сопловые сегменты, закрепленные в съемной крышке. По длине сопла выполнены отверстия для измерений давлений по профилю сопла, которые медными капиллярными трубками соединены с датчиками давления. Система измерений состоит из двадцати датчиков давления типа ОТ-1 (0–6 бар).

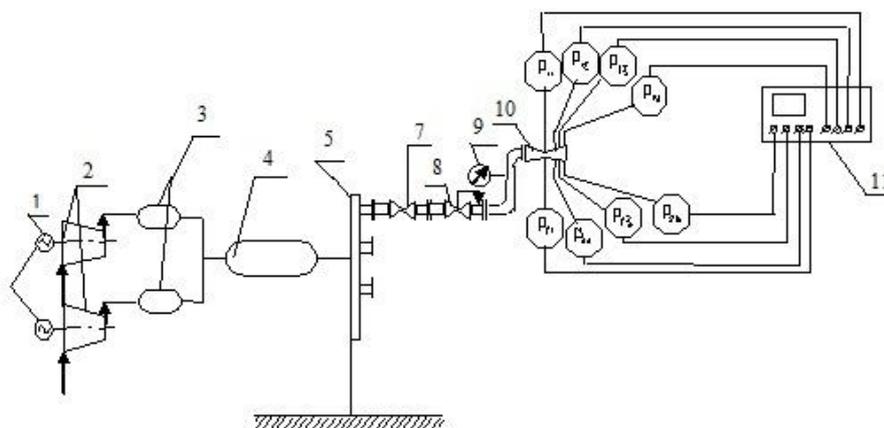


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда

Результаты исследований. В качестве исследуемого профиля был выбран профиль сопловой лопатки С-90-12А [1]. Схема расположения датчиков и результаты эксперимента представлены на рисунке 2.

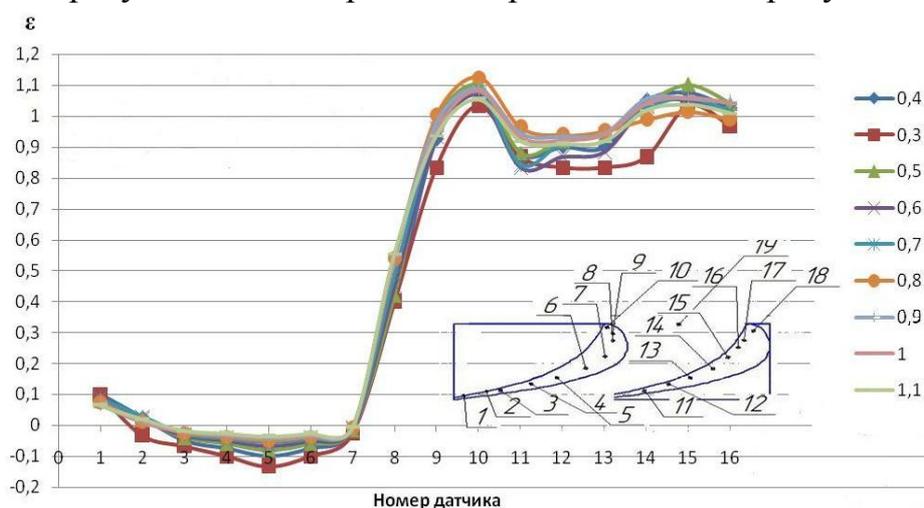


Рис. 2. Результаты эксперимента

Полученный результат качественно повторяет результат, приведенный в [2].

Проводя анализ полученных результатов можно очередной раз подчеркнуть важность вопроса профилирования лопаток паровых турбин. В приведенном графике на выпуклой части лопатки выделяется зона замедления потока, который говорит о недостаточно качественном изготовлении канала.

Обобщая полученные результаты можно говорить о высокой степени сходимости полученных результатов с результатами других авторов. Это свидетельствует о правильности методических подходов, положенных в основу установки.

Список литературы:

3. Атлас профилей решеток осевых турбин / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов, Л.Я. Лазарев. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
4. Щегляев А.В. Паровые турбины. Учебник. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 1. – 383 с.

УДК 697.34

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГРУППОВОЙ РАБОТЫ НАСОСОВ

Трунов К.С., Шевелев С.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: trukir@mail.ru

Насосное оборудование находит широкое применение на различных энергетических объектах. На тепловых и атомных электростанциях насосы различных типов применяются для циркуляции рабочего тела по замкнутому контуру.

В настоящей работе поставлена цель экспериментального исследования совместной работы группы насосов.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема экспериментального стенда.

Экспериментальная установка позволяет проводить комплексные исследования насосного оборудования и разветвленной гидравлической сети.

В установке можно выделить несколько функциональных групп. Группы «а» и «б» позволяют производить испытания насосов 2 и 3 с построением их расходно-напорных характеристик. Наличие запорной арматуры позволяет переключать насосы в режим последовательной или параллельной работы, и построение соответствующих расходно-напорных характеристик группы насосов.

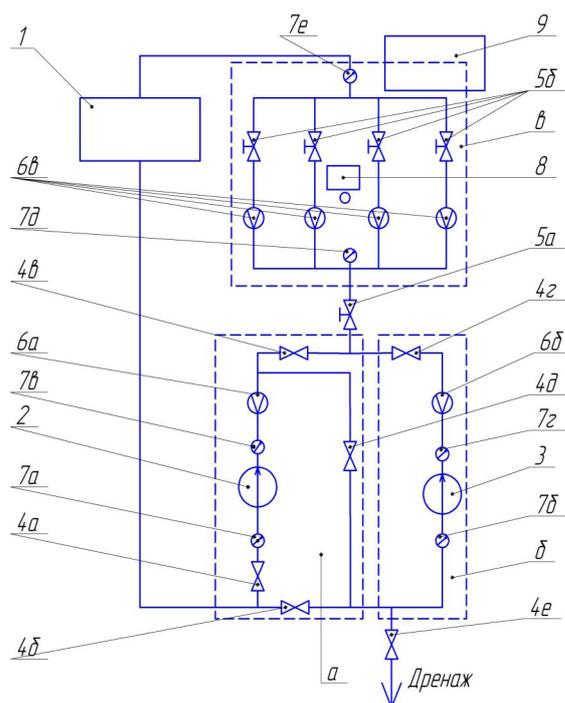


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки

Третья функциональная группа представляет собой физическую модель разветвленной гидравлической сети. Причем в качестве источника могут быть использованы насосы групп «а» и «б» в разных комбинациях (один рабочий насос, последовательно включенные насосы, параллельно включенные насосы).

Задачей проведения экспериментальных исследований является получение экспериментальной зависимости, характеризующей динамику увеличения расхода рабочего тела при понижении напора в линии нагнетания.

В ходе эксперимента были проведены замеры давления и расхода на разных участках цепи. Результаты измерений представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. – Результаты эксперимента при параллельной работе насосов

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0,26	0,46	0,65	0,85	1,06	1,25	1,47	1,68
$H, \text{ м}$	38,73	36,85	34,16	32,5	30,45	28,15	26,75	24,01
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	1,91	2,12	2,35	2,58	2,81	3,06	3,31	3,56
$H, \text{ м}$	22,0445	20,017	18,48	16,056	14,0124	12,899	10,965	8,0698

Таблица 2. – Результаты эксперимента при последовательной работе насосов

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	0,475	0,65	0,795	0,81	0,97	1,205	1,245
$H, \text{ м}$	78,49	62,69	54,84	48,72	48,01	41,28	32,61	31,7
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	1,325	1,47	1,505	1,54	1,61	1,695	1,75	1,835
$H, \text{ м}$	28,74	23,34	21,91	20,89	18,85	15,80	13,96	10,70

На основе полученных экспериментальных данных построены зависимости, представленные на рисунках 2, 3. Аналитическая кривая на графике изображена сплошной линией, характеристики отдельных насосов нанесены пунктирами. Экспериментальные данные нанесены на график точками.

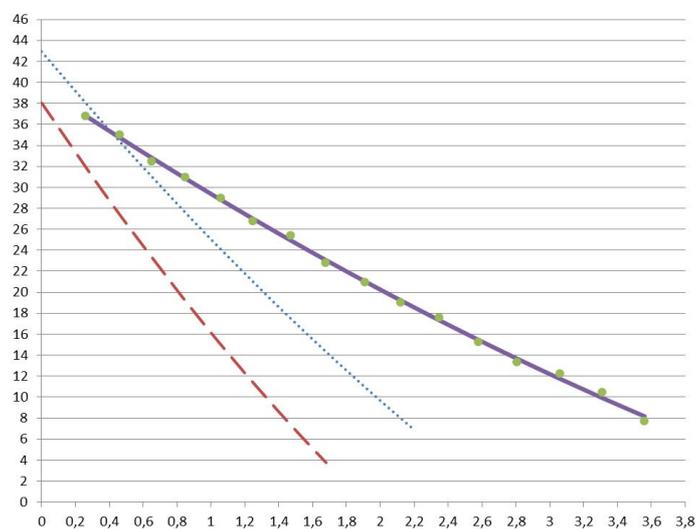


Рис. 2. Характеристика насосов при раздельной и параллельной работе

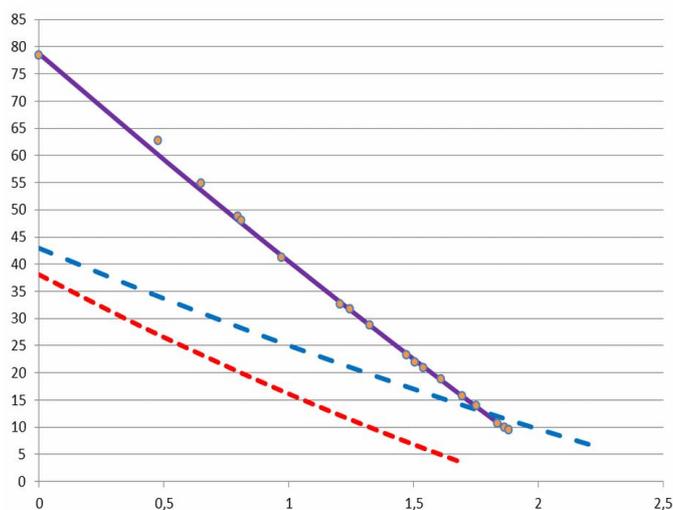


Рис. 3. Характеристика насосов при раздельной и последовательной работе

Проводя анализ представленных зависимостей можно говорить о высокой степени сходимости экспериментальных и теоретических результатов.

Список литературы:

1. Главные циркуляционные насосы АЭС / Ф.М. Митенков, Э. Г. Новинский, В.М. Будов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 319 с.
2. Будов В.М. Насосы АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 408 с.
3. Яременко О.В.. Испытания насосов: справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с.

**ВСЕРЕЖИМНАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЯЕМОГО
ПОДМАГНИЧИВАНИЕМ ШУНТИРУЮЩЕГО РЕАКТОРА
В ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**

Суворов А.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: lejkasvr@yandex.ru

Существенное повышение управляемости и эффективности функционирования электроэнергетических систем может быть достигнуто путем применения управляемых технологий и устройств FACTS (Flexible AC Transmission Systems), к которым относятся: управляемые шунтирующие реакторы (УШР), статические тиристорные компенсаторы (СТК), статические синхронные компенсаторы (СТАТКОМ) и другие. Среди FACTS технологий наиболее распространённым в настоящее время, особенно в российских сетях, является УШР, основное назначение которого – компенсация реактивной мощности для регулирования напряжения и других целей.

Разработаны два типа УШР: УШР с подмагничиванием (УШРП) и УШР трансформаторного типа (УШРТ).

УШРТ представляет собой двухобмоточный трансформатор. Его первичная (сетевая) обмотка постоянно подключена к линии. Также предусматривается компенсационная обмотка, располагаемая между сетевой обмоткой и обмоткой управления. Эта обмотка предназначена для подавления высших гармоник в токе реактора. Потери мощности в таком реакторе такие же, как в трансформаторе той же мощности [1].

УШРП выполняется на основе трансформатора, у которого на общем сердечнике располагается сетевая обмотка реактора, компенсирующая обмотка и обмотка управления. Сетевая обмотка подключена к электрической сети, управляющая подключена к регулируемому по значению источнику постоянного напряжения. Каждая из обмоток фазы создает свои магнитные потоки: сетевая обмотка – переменный поток промышленной частоты; управляющая – постоянный, регулируемый по значению, поток подмагничивания. Постоянный поток подмагничивания смещает переменный поток в область насыщения кривой намагничивания стали, что и приводит к изменению индуктивного сопротивления устройства. Для ограничения уровня высших гармоник, выходящих из реактора в сеть, применяются специальные схемы соединения обмоток, расщепление магнитопровода, специальные режимы намагничивания и т. д. В свою очередь вне бака трансформатора находится тиристорное выпрямительное устройство и фильтр [2].

Адекватное воспроизведение спектра процессов в электроэнергетических системах (ЭЭС) содержащих УШРП, необходимое для надежного и эффективного решения задач проектирования, исследования и эксплуатации может быть обеспечено при условии достаточно полного и достоверного моделирования этих устройств в составе соответствующих моделей ЭЭС. Решение этой задачи связано с синтезом соответствующей математической модели УШРП, воспроизводящей процессы в обмотках, с учетом магнитопровода и его нелинейности, а также системы автоматического управления (САУ) УШРП и программно-аппаратной реализации данной модели, которая позволит бездекомпозиционно и непрерывно в реальном времени и на неограниченном интервале осуществлять решение такого рода математических моделей, содержащих жесткую нелинейную систему дифференциальных уравнений, с гарантированной точностью. Создание указанной модели и программно-аппаратных средств её решения, адаптированных для применения в соответствующей среде моделей ЭЭС является весьма актуальной задачей, с решением которой связана данная работа, включающая синтез обозначенной математической модели и создание программно-аппаратных средств её решения – специализированного процессора УШР (СПР), структура которого изображена на рисунке 1.

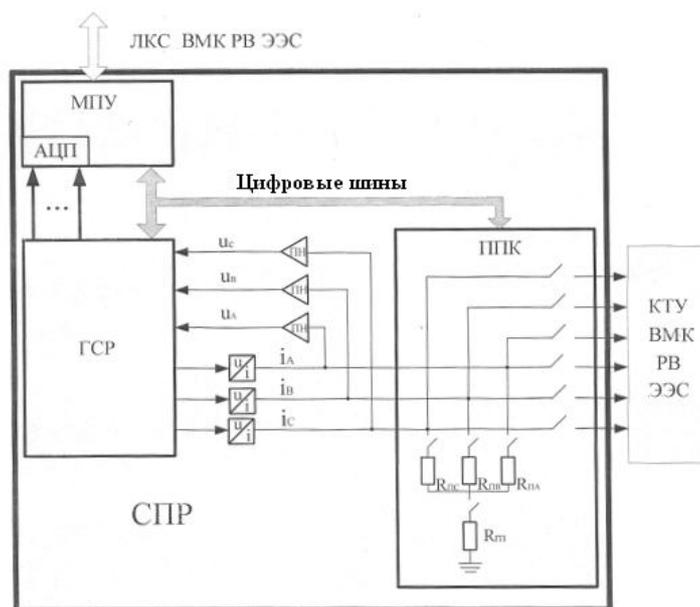


Рис. 1. Структура специализированного процессора УШР

1. Микропроцессорный узел (МПУ), с помощью которого моделируется САУ УШРП и всё информационное управление. МПУ содержит центральный и периферийный микроконтроллер и аналого-цифровой преобразователь.

2. Гибридный сопроцессор реактора (ГСР), с помощью которого осуществляется непрерывное и не явное решение системы дифференциальных уравнений математической модели УШРП в реальном времени и на неограниченном интервале. Выходные переменные ГСР представляются выходными напряжениями, которые преобразуются с помощью преобразователей u/i в модельные физические токи. Непрерывная информация о напряжениях в выходных узлах с помощью повторителя напряжений вводится в ГСР.

3. Для осуществления всевозможного спектра трехфазных и пофазных продольно-поперечных коммутаций (ППК) используется цифро-управляемые аналоговые ключи. Переходное сопротивление коммутации реализуется с помощью цифро-управляемых сопротивлений.

Разработанный подобным образом СПР адаптирован для использования во Всережимном моделирующем комплексе реального времени электроэнергетических систем, который был создан в Энергетическом институте Томского политехнического университета [3].

Список литературы:

1. Александров Г.Н., Лунин В.П. Управляемые реакторы. 2-е изд. – СПб: Центр подготовки кадров СЗФ АО «ГВЦ энергетики», 2004. – 321с.
2. Брянцев А.М. Управляемые подмагничиванием электрические реакторы. – М.: Знак, 2004. – 264с.
3. Боровиков Ю.С., Гусев А.С., Сулайманов А.О. Принципы построения средств моделирования в реальном времени интеллектуальных энергосистем // Электричество. – 2012. – № 6. – С. 10–13.

УДК 62-519

ВЫБОР ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ РАСХОДА ГАЗА

Ефремов С.А., Иванова Е.В.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: MeVer1c@sibmail.com

Первичный измерительный преобразователь – техническое средство с нормируемыми метрологическими характеристиками, служащее для преобразования измеряемой величины в другую величину или измерительный сигнал, удобный для обработки, хранения, дальнейших преобразований, индикации и передачи, но непосредственно не воспринимаемый оператором. Первичные измерительные преобразователи могут формировать из поступающего теплового потока информацию для непосредственного использования ее оператором или для передачи ее в виде электрических сигналов ко вторичным преобразователям либо устройствам обработки информации.

Первичные измерительные преобразователи измеряемую величину превращают в сигнал измерительной информации, что позволяет передать его на определенное расстояние и по месту назначения воспроизвести измерительную величину в форме, приемлемой для наблюдателя или ввести в соответствующее средство измерения. Измеряемая величина объекта (температура, давление, уровень, перемещения, усилия, расход и др.) трансформируются в сигнал измерительной информации (электрический, пневматический, оптический и т. п.), линиями связи передается вторичного прибора, преобразователя, ЭВМ [1].

Расходомер в технике, прибор для измерения расхода – объёма или массы среды, протекающей через прибор в единицу времени. Используется для контроля и учёта жидкости, пара или газа при их производстве, отпуске, потреблении и хранении, а также служит для регулирования технологических и теплоэнергетических процессов в автоматических системах контроля и регулирования. Расходомеры работающие в течение произвольного промежутка времени, называются счётчиками жидкости и газа [2].

При измерение расхода газа необходимо придерживаться некоторых правил. Расходомер может устанавливаться в вертикальном, горизонтальном или наклонном трубопроводе. Наличие грязевиков или специальных фильтров не обязательно.

Точная и надежная работа расходомера обеспечивается при выполнении в месте установки ППР следующих условий:

- отсутствует скопление воздуха;
- давление жидкости исключает газообразование в трубопроводе;
- весь внутренний объем канала ППР в процессе работы расходомера заполнен жидкостью;
- напряженность внешнего магнитного поля промышленной частоты не превышает 400 А/м.

Конструкция средств измерений должна обеспечивать ограничение доступа к определенным частям средств измерений в целях предотвращения несанкционированной настройки и вмешательства, которые могут привести к искажениям результатов измерений.

К требованиям по измерению расхода газа необходимо отнести использование корректора объема газа, который предназначен для применения в составе узлов учета газа, для автоматического приведения к стандартным условиям объема природного газа (в дальнейшем – газа), измеренного счетчиком газа турбинного, ротационного, вихревого, ультразвукового или другого типа с низкочастотным импульсным выходом [3].

В качестве примера рассмотрим несколько видов расходомеров и сравним их между собой.

1. Ультразвуковой газовый расходомер типа MPU-200 (см. рис. 1) – однолучевой полнопроходной ультразвуковой газовый расходомер с датчиками, встроенными заподлицо с внутренней поверхностью трубы, оснащенный системой шумозащиты. В сравнении с другими средствами замера расхода газа MPU-200 обеспечивает значительное сокращение затрат, места и веса при установке в качестве системы. Ультразвуковые расходомеры типа MPU-200 предназначены для технологического контроля параметров «сырого» газа в шлейфах скважин, в том числе содержащих твердые абразивные частицы и конденсат. Расходомер MPU-200 применяется для измерения расхода сухого газа высокого давления и неосушенного газа с содержанием до 1 % по объему жидкости [4].



Рис. 1. Ультразвуковой газовый расходомер типа MPU 200

2. Измерительный комплекс для узлов учета газа на базе вихревого расходомера счетчика газа ВРСГ-1 (далее по тексту ИК ВРСГ-1) показан на рисунке 2.



Рис. 2. Измерительный комплекс для узлов учета газа на базе вихревого расходомера

ИК ВРСГ-1 предназначен для измерения расхода и объемного количества природного газа, попутного нефтяного газа, азота, воздуха и т. д. и приведения потребленного объема газа к стандартным условиям (760 мм рт. ст. и 20 °С). ИК ВРСГ-1 с успехом могут применяться на объектах: ГРП промышленных предприятий; котельных; предприятиях нефтепереработки [4].

Сравнительная таблица основных характеристик расходомеров для определения наиболее оптимального варианта использования данных приборов приведена в таблице 1.

Таблица 1. – Технические характеристики расходомеров

Параметры	МРУ-200	ВРСГ-1»
Температура рабочей среды, °С	от –60 до +60	от –35 до +45
Допускаемая погрешность, %	± 0,8	± 1
Срок службы, лет	25	15
Потребляемая мощность, Вт	12	20
Диапазон условных диаметров, мм	100–400	50–250
Выходной сигнал	Импульсный	Импульсный

По результатам таблицы 1, можно сделать вывод, что наиболее оптимальным вариантом для измерения расхода газа, является ультразвуковой газовый расходомер типа МРУ 200. Он может работать в больших диапазонах температур от (–60) до (+60) °С, допускаемая погрешность измерений невелика, и составляет всего ± 0,8 %. Срок службы расходомера МРУ-200 почти на 15 лет больше срока службы расходомера ВРСГ-1. Диапазон условных диаметров расходомера МРУ-200 в 2 раза превышает диапазон расходомера ВРСГ-1. Наиболее лучшим и выгодным средством измерения расхода газа мог быть ультразвуковой газовый расходомер типа МРУ-200.

Список литературы:

1. Свободная энциклопедия «Википедия». – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org>.
2. Исследовательский центр «Streamlux». – Режим доступа: <http://www.streamlux.ru>.
3. Руководство по эксплуатации расходомеров. – Режим доступа: <http://www.vzljot.ru/files/docs/151>.
4. Компания «Инвестгазавтоматика». – Режим доступа: <http://www.invest-gaz.ru/page96>.

ОСНОВНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ Г. ТОМСКА И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ ЭТИХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Ивлева Д.Ю.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: darja-ivleva0@rambler.ru

Актуальность проблемы состояния тепловых сетей (ТС) для Томской области, и для России в целом, из года в год не уменьшается, а только продолжает нарастать. По данным [1] изношенность теплосетей (процесс износа) Томской области составляет 78 %.

Для предотвращения аварий на ТС необходимо вовремя проводить ремонтно-восстановительные работы, для этого используют различные методы, например методом оценки остаточного ресурса, основанном на физических моделях, учитывающих большинство значимых факторов. Замена ТС трудоёмкий, сложный, дорогой процесс. Часто из-за недостатка диагностики замене подвергаются ТС, которые ещё могли бы послужить, и наоборот, изношенные участки, которые необходимо заменить, остаются без внимания.

Одной из задач, решаемой в данной работе, является анализ существующих методов диагностики. Целью анализа является определение возможности определения получения исходных данных при использовании методов диагностики для прогнозирования участков ТС. Следующей задачей работы является определение количества факторов и их степени влияния на продолжительность эксплуатации участков и элементов ТС, подвергающихся деградационным отрезам.

Основными видами повреждений ТС являются механические повреждения, износы труб и их деталей, коррозия металла.

Как видно из диаграмм, представленных ниже (см. рис. 1, 2), основным повреждением ТС г. Томска является коррозия. Из этого можно сделать вывод о низком качестве изоляционных материалов, т. к. основным коррозионными факторами по степени убывания были и остаются: подтопление грунтовыми водами, капель или протечки сверху на теплопровод, заиленный канал.

Недостаточно проработанное проектирование привело к тому, что более половины повреждений от наружной коррозии падает на камеры, в которых отсутствие вентиляции приводит к 100% влажности и обильному выпадению конденсата на несоответствующие этим условиям изоляционные конструкции.

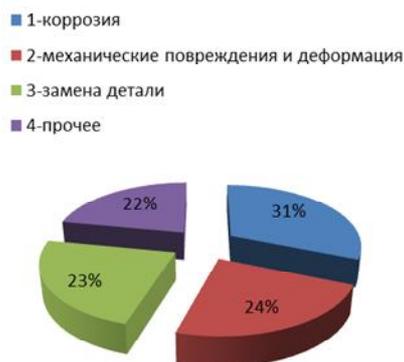


Рис. 1. Состояние центрального теплоснабжения г. Тоска за 2011 г.

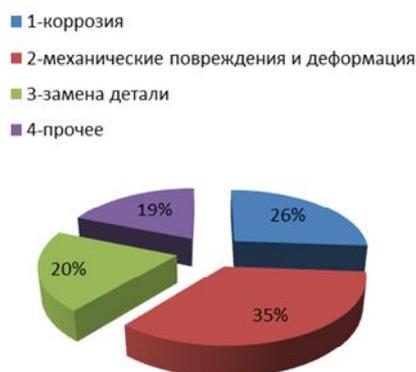


Рис. 2. Состояние центрального теплоснабжения г. Томска за 2012 г.

Коррозия [2] металла наружной поверхности трубы происходит при контакте с различными водными растворами. Скорость коррозии зависит от химического состава воды, марки стали и конструкции трубы, степени силовой нагрузки на металл трубы, температуры наружной поверхности трубы, величины, полярности и характера изменений во времени электрического потенциала труба – земля. Следовательно, чтобы прогнозировать скорость утонения стенки трубы теплопровода нужно точно знать:

- необходимые паспортные данные каждой трубы анализируемого участка теплопровода;
- температурный график за предыдущие года эксплуатации;
- данные всех повреждений локальных ремонтов и осмотров за предшествующий период;
- профиль участка;
- конструкцию прокладки, включая конструкцию дренажа;
- тип грунта, тип поверхности земли над прокладкой;
- уровень и колебания по времени грунтовых вод;

- необходимые данные всех смежных коммуникаций в 5-метровой зоне от прокладки;
- химический состав водного раствора контактирующей с металлом трубы воды;
- периодичность контакта металла трубы с водным раствором;
- данные измерений электрического потенциала труба – земля.

Для диагностики ТС используют следующие методы [3–5] (см. табл. 1).

Таблица 1. – Методы диагностики теплосетей и их описание

Метод диагностики ТС	Достоинства	Недостатки
Корреляционный метод	Высокая точность определения места утечек	Может обнаруживать только утечки. Необходимость колодцев. Трудоёмкость
Тепловизионный метод	Позволяет с высокой точностью оценить состояние теплоизоляции и обнаружить утечки	Подходит только для наземных ТС. Выдаёт утонение стенки трубы за поломку
Тепловая инфракрасная аэросъемка	Единственный дистанционный метод. Подходит для диагностики как наземных, так и подземных ТС	Может применяться только весной-осенью – когда нет снега, и ТС функционируют. Выдаёт утонение стенки трубы за поломку
Метод акустической эмиссии	Наивысшее отношение эффективность/стоимость в области неразрушающего контроля и диагностики. Широкий диапазон применения по материалам. Высокая чувствительность к растущим дефектам	Обнаруживает и регистрирует только развивающиеся дефекты
Метод магнитной памяти металла	Выявляет участки с повышенным напряжением металла	Необходим прямой доступ к трубе
Опрессовка на прочность повышенным давлением	Эффективность нахождения дефекта 93–94 %. Обнаруживает слабые места ТС в ремонтный период	Разрушение трубы
Акустический метод	Наземный метод. Хорошо подходит для определения свищей	Невысокая точность определения дефекта. Влияние окружающего звукового фона

Вывод: на данный момент нет оптимального метода для диагностики ТС городов. У всех методов есть свои недостатки. Самым оптимальным является метод акустической эмиссии. Он проверен на международном рынке и является самым надёжным. Но оборудование для осуществления этого метода стоит дорого. Необходимо приобрести не только датчик, но и усилитель заряда и напряжения, вибровыключатели, пульта управления и многое другое. Для диагностики ТС города необходимо много таких датчиков. Этот метод является дорогим, и не целесообразен для небольших городов, таких как Томск.

Список литературы:

1. Комплексное исследование и анализ потребительского рынка. – Режим доступа: <http://infoline.spb.ru>.
2. Артамонцев А.И. Коррозионные проявления микроструктурных повреждений в трубах тепловоспринимающих элементов и трубопроводных систем: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2007. – 18 с.
3. Самойлов Е.В. Достоверность акустической диагностики трубопроводов тепловых сетей. // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 2(54).
4. Гончаров А.М. Методы диагностики тепловых сетей, применяемые в реальных условиях эксплуатации действующих тепловых сетей ОАО «МТК» // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 6(82).
5. Ставровский М.Е., Соколов И.П., Лукашев Е.А., Кравчишин Д.Н. и др. Экспресс-метод диагностики и неразрушающего контроля состояния узлов технических систем в режиме реального времени. // Экология и промышленность России. – 2003. – № 9.

УДК 621.18

**МОНИТОРИНГ ГЕОМЕТРИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК АДАПТИРОВАННЫМ
МОДУЛЕМ ОБРАБОТКИ ДОПЛЕРОВСКОГО СИГНАЛА**

Куликов Д.В.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: aleks@itp.nsc.ru

В 2008–2010 гг. учеными из Сибирского Отделения РАН был создан лазерный реверсивный доплеровский измеритель скорости и длины горячего проката для металлургии, предназначенный для замены измерителей серий Ли-803 и «КВАЗАР». Оптическая часть анемометра выполнена на основе инжекционного полупроводникового лазера видимого диапазона. Измеритель выполнен на основе термостабильного узкополосного резонансного лавинного фотоприемника повышенной чувствительности и осуществляет точное бесконтактное измерение скорости движения поверхности горячего проката, температура которого может

достигать 1100 °С. Измерительная система осуществляет зондирование лучами лазера светорассеивающих поверхностей движущихся объектов и регистрирует доплеровское смещение частоты рассеянного когерентного света. Его величина пропорциональна скорости движения объекта. Система обработки спектра измеряемых сигналов с широким диапазоном изменения амплитуды обладает расширенным динамическим диапазоном.

Центральным элементом всей схемы является сигнальный процессор с плавающей запятой TMS320C6713B-PYP. Рабочая тактовая частота процессора определяется задающей тактовой частотой 16384 кГц, поступающей на него из микросхемы программируемой логики (CPLD XCR3256XL фирмы Xilinx), и составляет 196608 кГц. В качестве основы измерительной системы контроллера выбраны 14-разрядные АЦП AD9243 фирмы AnalogDevices с частотой измерений до 3-х МГц. Совместно с усилителями PGA типа MCP6S21 фирмы Microchip, коэффициент усиления которых программируется процессором через порт SPI в пределах $K = 1-32$, измерительная система имеет динамический диапазон измеряемых сигналов в 19 бит.

Измерительная система контроллера работает без участия процессора под управлением аппаратного контроллера, реализованного на микросхеме программируемой логики XCR3256XL. Частота измерений равна 1024 кГц. Результаты выборок доплеровского сигнала с двух АЦП аппаратным контроллером в автоматическом режиме записываются в 32-разрядную микросхему динамической памяти (SDRAM1) типа IS42S32200C1. Размер памяти равен 2М-слов по 32 бита, и позволяет хранить данные с АЦП за последние 2 секунды. Аппаратный контроллер также обеспечивает процессору «прозрачный» доступ для чтения данных из СDRAM1 с любого начального адреса и с любым коэффициентом прореживания в диапазоне 1–2047 в режиме прямого доступа (ПДП) с частотой до 7 МГц 32-разрядных слов. Такой темп чтения данных позволяет прочитать данные для дискретного преобразования Фурье на 1024 точки за время 147 мкс и решать задачу непрерывного измерения скорости движущегося объекта с интервалом 1 мс.

Лазерный реверсивный доплеровский измеритель скорости и длины горячего проката для металлургии успешно прошел предварительные испытания на редуционном трубоэлектросварочном стане Новосибирского металлургического завода в 2009–2010 гг., и подтвердил высокие точностные характеристики и широкие функциональные возможности.

Модуль обработки доплеровского сигнала описанного анемометра требовал адаптации аппаратной части для бесконтактной диагностики

вращающихся частей энергетических установок на основе полупроводникового FMCW-лидара.

Лазерные доплеровские полупроводниковые FMCW-лидары позволяют определять расстояние до светорассеивающих объектов. В основе работы прибора лежит метод непрерывной частотной модуляции лазерного излучения (FMCW) и компьютерная обработка сигнала. Частота излучения полупроводникового лазера непрерывно и линейно модулируется. Осуществляя фотосмещение генерируемого и рассеянного излучения, получают разностную частоту, пропорциональную расстоянию до объекта.

Сигнальный процессор выполняет все перечисленные операции, обеспечивая формирование массивов данных о величине расстояний до объекта. Процессор лазерного доплеровского полупроводникового FMCW-лидара включает следующие узлы:

- узел программируемой логики на микросхеме XCR3256 фирмы Xilinx (обеспечивающий по интерфейсу SPI связь с модулем оцифровки и обработки на сигнальном процессоре TMS320C6713 фирмы Texas Instruments с одной стороны, и управление цифро-аналоговыми преобразователями и элементами защиты лазера с другой стороны);
- ЦАП на ИС AD5321 разрядностью 12 бит для управления величиной верхнего уровня тока лазера;
- ЦАП на ИС THS5671 разрядностью 14 бит для формирования модулирующего пилообразного сигнала (под управлением реверсивного счетчика в XCR3256);
- ЦАП на ИС MCP40D18 разрядностью 7 бит управления амплитудой модулирующего пилообразного сигнала;
- ЦАП на ИС AD5321 для задания величины порога защиты по току лазера;
- ЦАП на ИС AD5321 для задания величины температуры стабилизации лазера;
- генератор тока лазера на ток до 140 мА, управляемый от ЦАП и выполненный на малощумящем операционном усилителе с полосой до 60 МГц;
- усилитель напряжения шунта тока лазера, формирующего пропорциональное току лазера напряжение для узла защиты;
- компаратор защиты по току лазера, сигнал которого используется в логике XCR3256 для управления ключами защиты лазера (срабатывание защиты контролируется ЭВМ);
- усилитель подсистемы стабилизации температуры лазера;
- трансимпедансный усилитель сигналов фотодиода лазера;

– усилитель с фильтром на полосу пропускания 20–500 кГц с подавлением нижних частот 120 дБ/дек и подавлением высших частот 80 дБ/дек.

Цифровые регулировки позволяют оперативно менять режимы управления током лазера от ЭВМ, управлять уровнем защиты по току лазера, задавать величину температуры стабилизации лазера, обеспечивать относительную простоту в проведении экспериментов с лазерными диодами разных типов и в различных режимах.

Сигнальный процессор обладает следующими основными параметрами:

- Диапазон регулировки статического тока лазерного диода: 0–140 мА.
- Диапазон регулировки модулирующего тока лазерного диода: 0–45 мА.
- Частота модулирующего тока: 1000; 500; 250; 125 Гц и др.
- Частота принятия решений по алгоритмам БПФ: 1000 Гц.

Подавление в сигнале фотодиода основной частоты модуляции лазера осуществляется активными фильтрами высших частот на двух малошумящих операционных усилителях. Сигнал с выхода усилителя подается для последующей обработки в модуль оцифровки и обработки на сигнальном процессоре TMS320C6713.

На основе созданного сигнального процессора были реализованы лидары на лазерных диодах с вертикальной структурой PH85-F1P1S2 (8 мВт; 20 мА; 850 нм) и лазерных диодах ADL65401 (50 мВт; 100 мА; 850 нм). Результаты испытаний лидаров подтвердили разумность выбранной архитектуры и гибкость ее использования. Сигнальный процессор лазерного доплеровского полупроводникового FMCW-лидара успешно использован в системе мониторинга геометрии нагруженного ротора сверхмощных гидроагрегатов гидроэлектростанций.

Программное обеспечение модуля оцифровки и обработки адаптировано под специфику сигнала FMCW-лидара. В алгоритмах обработки используются оптимизированные под сигнальный процессор TMS320C6713 библиотечные подпрограммы быстрого преобразования Фурье.

Программная оболочка позволяет производить настройки интерфейсов связи RS-485, RS-232 таких, как включение, отключение интерфейсов установка частоты. Запускать передачу файла по протоколу RS-485 при нажатии кнопки на панели прибора.

Сложность примененных алгоритмов обработки сигналов потребовала создать возможность быстрого изменения параметров интерполяции сигнала при его оцифровке. Реализованы следующие параметры.

Два варианта интерполяции максимума гармоник в спектре сигнала; центра масс и центра энергий. Величина окна для применения интерполяции максимума гармоник. Величина порога отсечки шума.

Для настройки и управления полупроводниковым лазерным диодом реализованы возможности изменять: частоту и амплитуду пилообразной модуляции тока накачки лазерного диода. Величину среднего тока накачки лазерного диода. Температуру термостатирования лазерного диода. Для увеличения надежности системы был добавлен параметр уровня максимального тока лазерного диода. Для возможности самотестирования прибора и поиска оптимальных параметров в программе реализован алгоритм перебора параметров тока модуляции лазерного диода.

Коэффициент преобразования частоты сигнала в зависимости от дистанции до объекта обладал нелинейностью и для корректировки в программе была сделана таблица коррекции дистанции (расстояния).

После настройки прибора на тестовых объектах все параметры записывались в память прибора с помощью вкладки «Управление» и выполнения команды «Записать параметры в ПЗУ», что позволит прибору включаться сразу в оптимальном режиме работы.

Для мониторинга геометрии вращающихся частей энергетических установок сделан режим, который позволяет наблюдать на экране монитора ЭВМ график измеряемого расстояния до объекта и графика среднего тока накачки лазерного диода, и запись этой информации в файл. Для визуальных наблюдений удобно выводить измерения с частотой 10 раз в сек. Мониторинг осуществляется с частотой 200 раз в сек. После старта прибор начинает непрерывно передавать данные на ЭВМ в порт RS-232 с заданным интервалом.

Таким образом, разработана аппаратная и программная часть для адаптации модуля обработки доплеровского сигнала для мониторинга геометрии вращающихся частей энергетических установок. Адаптация аппаратной части потребовала добавить в схему модуля; 5 ЦАП, генератор тока, усилитель тока фотодиода лазера, схему защиты и фильтры на частоту сигнала. Разработка программной части заключалась в создании возможности оперативного изменения параметров управления лазерным диодом (более 10 параметров), параметров алгоритма обработки сигнала (более 4 параметров) и реализации режима мониторинга геометрии вращающихся частей энергетических установок.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Савченко А.В., Кравченко Е.В.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: sawchenko.aleks@yandex.ru

Задачей систем теплоснабжения является обеспечение требуемых параметров у потребителей, при которых достигаются комфортные условия жизни людей. Аварийные отказы нарушают теплоснабжение жилых и общественных зданий, что может стать следствием чрезвычайных ситуаций [1–4].

Свойство системы централизованного теплоснабжения (СЦТ) обеспечивать потребителей в течение заданного времени теплом, называется надежностью [1, 4].

Надежность СЦТ определяется тремя критериями: вероятность безотказной работы, коэффициентами готовности и живучести. В данной статье будет рассмотрена только вероятность безотказной работы (ВБР) – вероятность того, что в пределах заданной наработки отказа не возникнет. В соответствии с [3] расчет надежности теплоснабжения должен производиться для каждого потребителя, при этом минимально допустимые показатели вероятности безотказной работы следует принимать для тепловых сетей $P_{тс} = 0,9$.

В методике [2] учтены только ВБР теплопроводов, при этом коррозия действует не только на трубы, но и на элементы теплосетей, такие как задвижки, вентили, грязевики. Учет интенсивности отказов этого оборудования может привести к существенным отличиям ВБР системы от рассчитанной по методике [2].

К отказам приводят следующие повреждения элементов тепловых сетей:

- 1) трубопроводов: сквозные коррозионные повреждения труб; разрывы сварных швов;
- 2) задвижек: коррозия корпуса или байпаса задвижки; искривление или падение дисков; неплотность фланцевых соединений; засоры, приводящие к негерметичности отключения участков;
- 3) сальниковых компенсаторов: коррозия стакана; выход и строя грундбуксы.

Целью данной статьи является оценка надежности тепловой сети при расчете вероятности безотказной работы с учетом основных значимых факторов.

В соответствии с [2] расчет вероятности безотказной работы тепловой сети определяется по следующей формуле:

$$P_C = \prod_{i=1}^N P_i = e^{-\lambda_1 L_1 t} \cdot e^{-\lambda_2 L_2 t} \cdot \dots \cdot e^{-\lambda_n L_n t} = e^{-t \sum \lambda_i L_i}, \quad (1)$$

где λ_i – интенсивность отказов i -ого участка, 1/час·км; t – время работы, ч; L_i – длина i -ого участка, км.

Такой расчет приводит к тому, что учитываются повреждения только на теплопроводах. Однако тепловая сеть состоит не только из труб, но и других элементов тепловых сетей, таких как ответвления с задвижками, компенсаторы, неподвижные опоры и опуски труб, которые находятся в подземных строительных сооружениях – тепловых камерах.

В связи с этим методику [2] можно модифицировать. Как известно, ВБР элемента тепловой сети определяется по формуле:

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (2)$$

где λ – интенсивность отказов, 1/час; t – время эксплуатации, час.

Для задвижки формула (2) преобразуется в:

$$P_{\text{задв}} = e^{-\lambda_{\text{задв}} t}, \quad (3)$$

где $\lambda_{\text{задв}}$ – интенсивность отказов задвижки.

Так как в данной работе рассматриваются не резервируемые системы, то отказ какого-либо элемента приводит к отказу всей системы, следовательно, для системы такой коэффициент рассчитывается как произведение вероятностей его элементов.

Тогда полная ВБР системы согласно (1) и (3) будет равна:

$$P'_c(t) = e^{-t \sum \lambda_i L_i} \times (e^{-\lambda_{\text{задв}} t})^n, \quad (4)$$

где n – количество задвижек.

В данной работе будут приняты ряд допущений:

- 1) в расчетах будет рассмотрено только влияние задвижек на общую ВБР;
- 2) будет принято, что на каждой тепловой камере стоит только одна задвижка;
- 3) будет принято, что для всех элементов тепловой сети срок эксплуатации одинаков.

В качестве примера расчета показателя надежности рассмотрим существующий участок тепловой сети города Томска (см. рис. 1).

Интенсивность отказов задвижки принималась $2 \cdot 10^{-3}$ 1/год [4].

Зависимости показателей вероятности безотказной работы сети от срока эксплуатации с учетом и без учета задвижек представлены на рисунке 2.

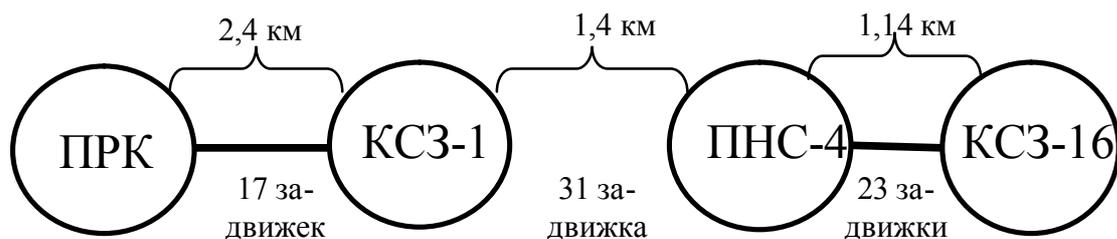


Рис. 1. Участок тепловой сети города Томска

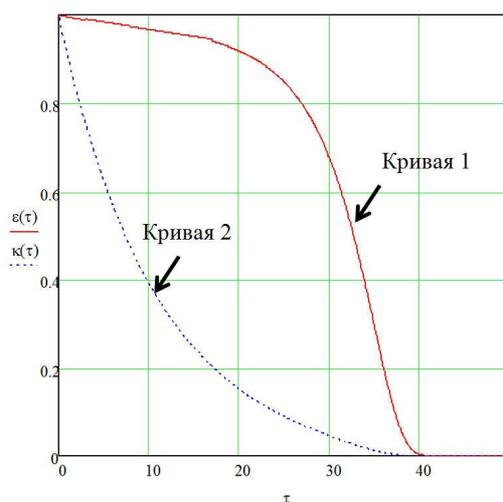


Рис. 2. Вероятность безотказной работы в зависимости от срока эксплуатации, рассчитанная по методике [2] ($\varepsilon(\tau)$) и с учетом задвижек ($\kappa(\tau)$)

На графике, представленном на рисунке 2, видно, что кривую 1 можно разделить на два участка: до 20 лет и после 20 лет. На первом участке с течением времени происходит плавное изменение ВБР примерно на 2–3 % за каждые 5 лет. При сроке эксплуатации 5 лет этот коэффициент равен примерно 0,98, через 20 лет – 0,92. На втором участке с увеличением срока эксплуатации происходит резкое падение значения показателя надежности. За 10 лет (с 20 до 30 лет эксплуатации) вероятность падает с 0,92 до 0,68.

Кривая 2 (см. рис. 2) показывает вероятность безотказной работы системы с учетом интенсивности отказов задвижек. Данная кривая резко убывает на всем рассмотренном сроке эксплуатации. За каждые 5 лет ВБР уменьшается примерно в два раза, уже через 10 лет эксплуатации коэффициент равен всего лишь 0,4.

Расчетные значения подтвердили высказанное ранее предположение о существенном влиянии интенсивности отказов элементов тепловой сети на надежность системы. Такие значительные различия между значениями вероятностей по методике [2] и по предлагаемой методике,

которая учитывает интенсивности отказов задвижек, показывают непродолжительный срок эксплуатации задвижек и необходимость уточнения методики определения ВБР для определения показателей надежности теплоснабжения.

Выводы: 1) Подтвердилось предположение о необходимости учета интенсивностей отказов элементов тепловой сети, таких как задвижек при расчете вероятности безотказной работы. 2) В данной работе были рассмотрены только задвижки, учет других элементов требует дальнейшего рассмотрения. 3) Был рассмотрен небольшой по длине участок теплосети, увеличение длины участка, несомненно, приведет к еще большему различию ВБР, рассчитанной по методике [2] и по предлагаемой методике.

Список литературы:

1. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 40 с.
2. Методические рекомендации по разработке схем теплоснабжения. Приказ № 154 Минэнерго России и Минрегион России.
3. СНиП 41-02-2003. Тепловые сети: нормативно-технический материал. – М., 2004. – 68 с.
4. Теплоснабжение: учебник для высш. учеб. завед. / А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов, В.Н. Братенков, Е.Н. Терлецкая. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.

УДК 62-519

**ИССЛЕДОВАНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО
ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ С УНИФИЦИРОВАННЫМ
ВЫХОДНЫМ СИГНАЛОМ**

Степанова А.О., Атрошенко Ю.К.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: 04081992ermisinasascha@bk.ru

В основе работы любых температурных датчиков, использующихся в системах автоматического управления, лежит принцип преобразования измеряемой температуры в электрическую величину.

Спай, погружаемый в контролируруемую среду, называется рабочим концом термопары, а второй спай – свободным.

Принцип действия термопар основан на термоэлектрическом эффекте, заключающемся в том, что в замкнутом контуре, состоящем из двух разнородных проводников, течет ток, если места спаев проводников имеют различные температуры. Если взять замкнутый контур, состоящий из разнородных проводников (термоэлектродов), то на их спа-

ях возникнут термоЭДС $E(t)$ и $E(t_0)$, зависящие от температур этих спаев t и t_0 .

Номинальные статические характеристики термоэлектрических преобразователей (НСХ) представляют зависимость термоЭДС E различных ТЭП от температуры рабочего спаев (температура свободных концов t_0 принята равной $0\text{ }^\circ\text{C}$) [1] (см. рис. 1).

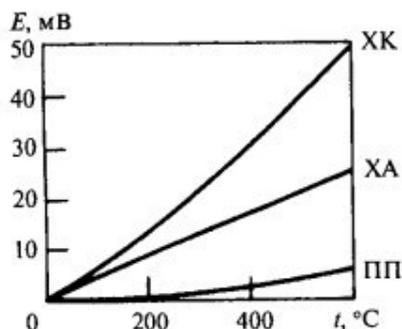


Рис. 1. Номинальные статические характеристики термоэлектрических преобразователей

Принцип действия термоэлектрического преобразователя с унифицированным выходным сигналом (ТПУ) основан на преобразовании сигнала первичного преобразователя температуры в унифицированный выходной сигнал постоянного тока. Измерительный преобразователь вмонтирован в клемную головку термопары.

ТПУ имеют линейную зависимость выходного сигнала от температуры [2].

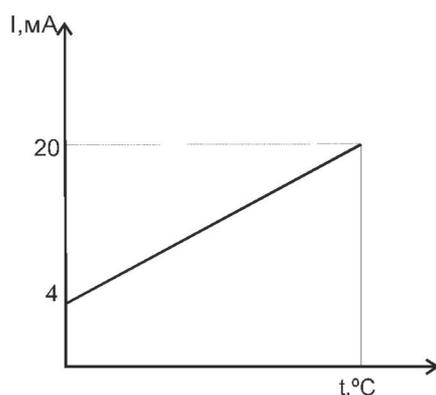


Рис. 2. Зависимость выходного сигнала ТПУ от температур

Задачей исследования является проверка гипотезы о линейности НСХ ТЭП типа ТХА (К).

Экспериментальное определение статической характеристики преобразователя производится с помощью малоинерционной трубчатой печи с терморегулятором МТП-2МР и калибратора-измерителя ИКСУ-260L.

Установка печи МТП-2МР состоит из печи МТП-2М и блока управления (терморегулятора) БУ-1М (БУ-1М-1). Она предназначена для нагрева средств измерения температуры в диапазоне от 100 до 1200 °С в лабораторных условиях при их поверке, калибровке, испытаниях. Блок управления предназначен для отображения текущего значения температуры и задания температуры установки, до которой нагревается печь.

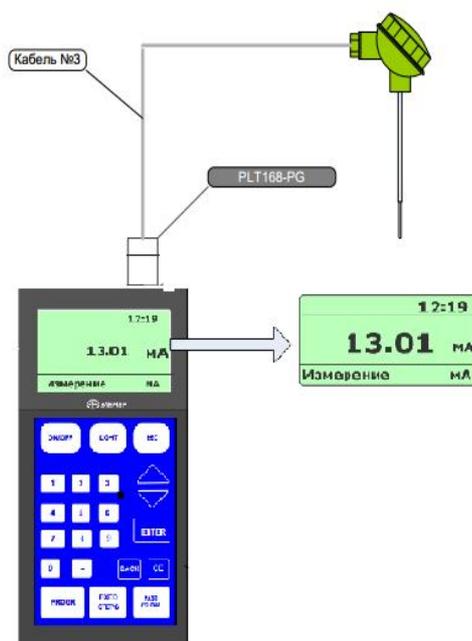


Рис. 3. Схема подключения калибратора-измерителя к ТПУ

Термоэлектрический преобразователь помещается рабочим концом в печь. Измерительный преобразователь вмонтирован в клемменную головку термопары. Для измерения значения токового выходного сигнала 0–5 или 4–20 мА термопреобразователя используется калибратор-измеритель эталонный типа ИКСУ-260L. Калибратор-измеритель ИКСУ-260L следует подключать к термопреобразователю с помощью соответствующего кабеля.

Порядок проведения эксперимента: в отверстие печи помещен поверяемый термоэлектрический преобразователь; термопреобразователь подключен с помощью соответствующего кабеля к разъему «Измерение» ИКСУ-260L; в режиме «Измерение», выбран «ТП»; выбран НСХ преобразователя (ТХА (К)). При работе выбран пункт «Автоматическая».

По таблице экспериментальных данных (см. табл. 1) определяем зависимость выходного сигнала термопреобразователя I (мА) от значения температуры t (°С), до которой нагревается печь. Определение зависимости производится методом наименьших квадратов.

Таблица 1. – Таблица экспериментальных данных

$t, ^\circ\text{C}$	$I, \text{мА}$
50	5,431
100	5,845
150	6,702
200	7,579
250	8,187
300	8,881
350	9,667
400	10,506
450	11,267
500	11,965
550	12,786
600	13,595
650	14,402
700	15,193

Для определения линейной эмпирической зависимости типа $I = a + b \cdot t$ записывается функционал:

$$F = \sum_{i=1}^n (I_{i\text{Э}} - I_{i\text{Т}})^2 = \min, \quad (1)$$

где n – число измерений; $I_{i\text{Э}}$ – экспериментальное значение выходного сигнала; $I_{i\text{Т}}$ – значение выходного сигнала, рассчитанное функциональной зависимостью для заданного значения входного сигнала t_i .

Если подставить в функционал (1) теоретическую формулу $I_{i\text{Т}} = a + b \cdot t$ получится:

$$F = \sum_{i=1}^n (I_{i\text{Э}} - (a + b \cdot t))^2 = \min. \quad (2)$$

Функционал (2) достигает минимального значения при равенстве нулю частных производных от функционала по параметрам:

$$\frac{\partial F}{\partial a} = 2 \sum_{i=1}^n (I_{i\text{Э}} - (a + b \cdot t)) \cdot (-1) = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial F}{\partial b} = 2 \sum_{i=1}^n (I_{i\text{Э}} - (a + b \cdot t)) \cdot (-t) = 0. \quad (4)$$

Выражения (3) и (4) записываем в виде системы уравнений для определения коэффициентов a, b :

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n I_{i\text{Э}} = \sum_{i=1}^n a + b \sum_{i=1}^n t_i \\ \sum_{i=1}^n I_{i\text{Э}} \cdot t_i = a \sum_{i=1}^n t_i + b \sum_{i=1}^n t_i^2 \end{cases} \quad (5)$$

Решение системы уравнений (5) относительно a, b :

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n I_{i\Theta} \cdot t_i \cdot \sum_{i=1}^n t_i - \sum_{i=1}^n I_{i\Theta} \cdot t_i^2}{\sum_{i=1}^n t_i \cdot \sum_{i=1}^n t_i - n \cdot \sum_{i=1}^n t_i^2}, \quad b = \frac{\sum_{i=1}^n I_{i\Theta} - n \cdot a}{\sum_{i=1}^n t_i}.$$

Зависимость, полученная по экспериментальным данным, имеет вид $I = 4,617 + 0,0149 \cdot t$ ($a = 4,671$; $b = 0,0149$).

На рисунке 4 изображен график полученной статической характеристики преобразователя и график полученных экспериментальных точек.

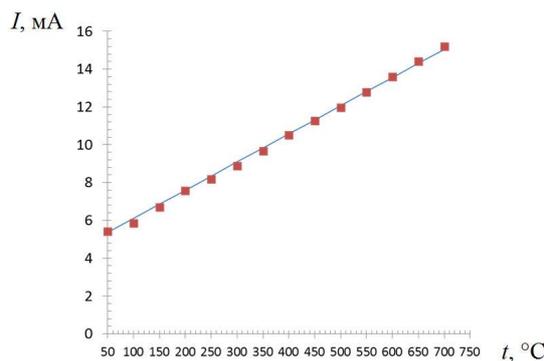


Рис. 4. График статической характеристики преобразователя и экспериментальных точек

Из представленного графика видно, что полученная зависимость близка к экспериментальным данным. Можно заключить, что статическая характеристика преобразователя ТПУ 0304/М1-Н является линейной.

Список литературы:

1. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: «Энергия», 1978. – 704 с.
2. Термопреобразователь универсальный ТПУ 0304. Руководство по эксплуатации. – М.: Издательство «Элемер», 2012. – 52 с.

УДК 681.5

**ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ
ОБРАБОТКИ ИЗОБРАЖЕНИЯ**

Шашев Д.В., Шидловский С.В., д.т.н.

Томский государственный университет, г. Томск,

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: dshashev@mail.ru

В настоящее время системы машинного (технического) зрения позволяют качественно решать различные задачи по автоматизации технологических процессов в различных областях (энергетика, машиностроение и т. д.).

Рассмотрим алгоритм на основе операций и методов машинного зрения, помогающий реализовать автоматическую сортировку объектов по геометрической форме. В реальной системе автоматического управления конечная цель использования данного алгоритма – распознавание объекта и отправление необходимого сигнала на исполнительный механизм.

Моделирование и проверка работоспособности полученной имитационной модели работы алгоритма осуществляется в среде MathWorks MATLAB R2013a.

На рисунке 1 представлена структурная схема имитационной модели работы алгоритма.

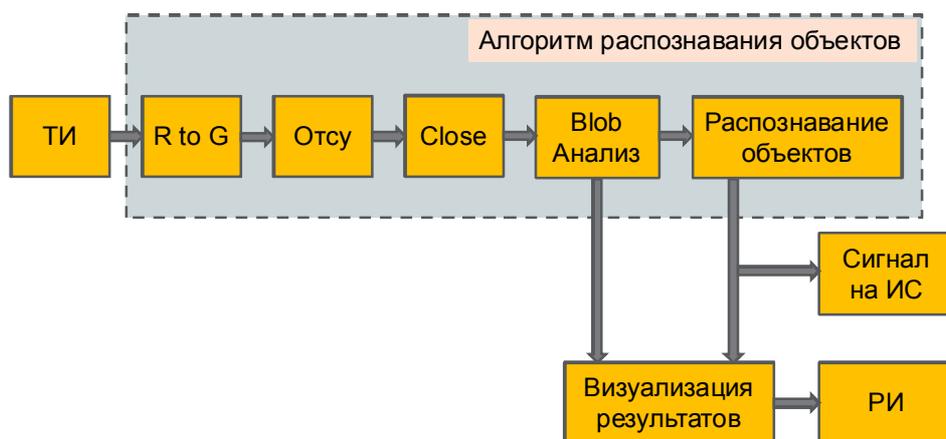


Рис. 1. Структурная схема имитационной модели

Разберем схему на рисунке 1 по блокам:

I. «ТИ» – текущее изображение, в нашем случае мы понимаем изображение, на котором зафиксирован анализируемый объект.

II. «R to G» (RGB to Gray) – перевод цветного изображения в полутоновое (оттенки серого). Данное преобразование можно осуществить любым известным способом. В нашем случае используются встроенные возможности MATLAB.

III. «Отсу» – метод пороговой бинаризации полутоновых изображений, т.е. преобразование полутонового изображения в черно-белое.

Суть метода заключается в следующем: алгоритм предполагает наличие в изображении двух классов пикселей (фоновые и нефоновые) и ищет оптимальный порог, разделяющий эти два класса. Строится нормализованная гистограмма изображения по значениям:

$$p_i = \frac{n_i}{N},$$

где N – это общее количество пикселей на изображении; n_i – это количество пикселей с уровнями яркости i .

Диапазон яркостей делится на два класса с помощью порогового значения уровня яркости t (t – целое значение от 0 до L , где L – максимальное значение яркости). Каждому классу соответствуют:

$$\omega_0(t) = \sum_{i=1}^t p_i, \omega_1(t) = 1 - \omega_0(t),$$
$$\mu_0(t) = \frac{\left(\sum_{i=1}^t ip_i\right)}{\omega_0(t)}, \mu_1(t) = \frac{\left(\sum_{i=t+1}^L ip_i\right)}{\omega_1(t)},$$
$$\sigma_b^2(t) = \omega_0(t)\omega_1(t)(\mu_0(t) - \mu_1(t))^2,$$

где $\omega_0(t), \omega_1(t)$ – относительные частоты двух классов 0 и 1, разделенных порогом t ; $\mu_0(t), \mu_1(t)$ – средние уровни для каждого из двух классов 0 и 1 изображения, разделенных порогом t ; $\sigma_b^2(t)$ – межклассовая дисперсия.

Алгоритм метода Отсу:

- 1) Вычислить гистограмму и вероятность для каждого уровня интенсивности;
- 2) Вычислить начальные значения $\omega_0(0)$ и $\mu_0(0)$;
- 3) Для каждого значения порога t :
 - обновляем $\omega_0(t), \omega_1(t)$ и $\mu_0(t), \mu_1(t)$;
 - вычисляем $\sigma_b^2(t)$;
- 4) Если $\sigma_b^2(t)$ больше, чем имеющееся, то запоминаем $\sigma_b^2(t)$ и значение порога t ;
- 5) Искомый порог соответствует максимуму $\sigma_b^2(t)$.

IV. «Close» – морфологическая операция «замыкание» в теории обработки изображений.

Операция «замыкание» сглаживает контуры объекта на бинаризованном изображении, в общем случае «заливает» узкие разрывы и длинные углубления малой ширины, а также ликвидирует небольшие отверстия и заполняет промежутки контура.

V. «Blob анализ» – метод анализа бинаризованного изображения в MATLAB.

Каждый объект изображения можно охарактеризовать набором признаков, которые могут служить основой для их анализа и распознавания. Данный метод позволяет вычислить целый ряд таких признаков объектов на бинарном изображении. В данном случае каждый набор пикселей переднего плана (в бинарном изображении значение яркости таких пикселей равно 1), обособленный пикселями фона (значение яр-

кости равно 0), рассматривается как объект или, так называемая, «капля (Blob)».

Данный метод позволяет определить коэффициент заполнения объекта, который используется для распознавания объекта по его геометрической форме. Коэффициент заполнения равен отношению площади объекта к площади ограничивающего прямоугольника и представляется числом в диапазоне от 0 до 1.

VI. «Распознавание объектов».

Для проверки работоспособности модели, представленной на рисунке 1, в качестве распознаваемых объектов были выбраны куб, пирамида и шар.

Если объекты на бинарном изображении выделены идеально, т. е. они имеют идеальную форму, то коэффициент заполнения для геометрических фигур равен:

- круг – 0,7854;
- квадрат – 1;
- треугольник – 0,5.

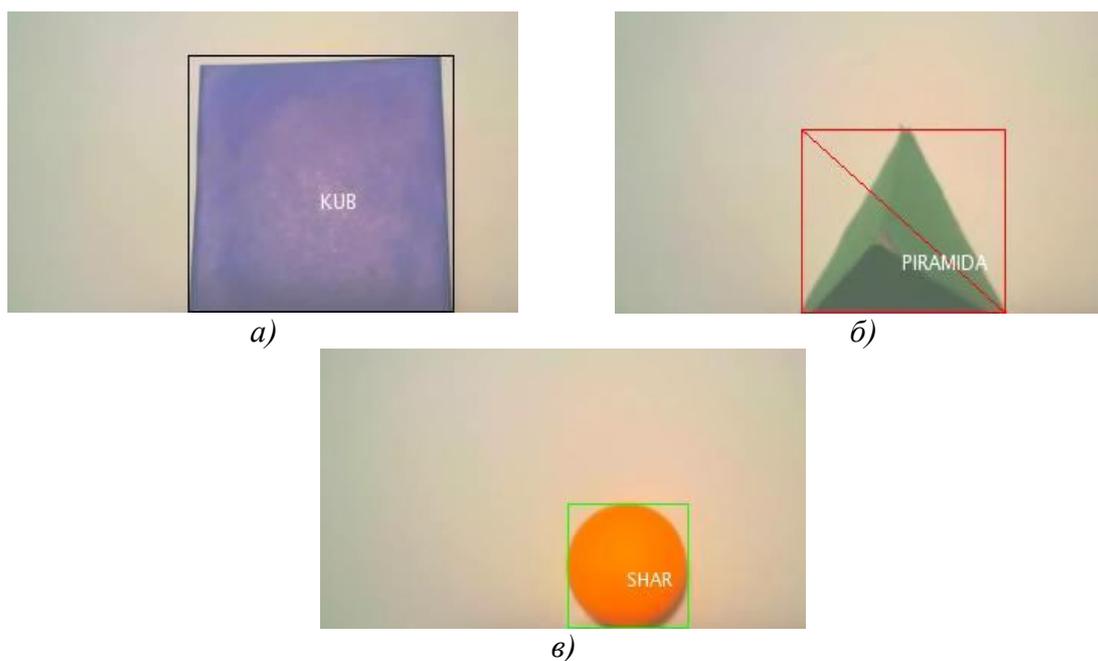


Рис. 2. Результат распознавания объектов:

а) Объект – «квадрат»; б) Объект – «треугольник»; в) Объект – «круг»

Если форма объекта искажена, то значения коэффициента заполнения могут отличаться от приведенных выше значений. Поэтому этот коэффициент может вычисляться с некоторой погрешностью. Слишком большое значение погрешности может привести к неправильному распознаванию объектов, поэтому устанавливаемое значение погрешности – не более 10 %.

VII. «Сигнал на ИС» – в зависимости от того, какой объект был распознан, в реальной системе посылается необходимый сигнал на исполнительную систему.

VIII. «Визуализация результатов и РИ».

Для того чтобы проверить работоспособность алгоритма, используются встроенные средства MATLAB для визуализации результатов и получения результирующего изображения (РИ).

В ходе проверки работоспособности алгоритма, были получены следующие результирующие изображения (см. рис. 2).

Таким образом, используя операции и методы технического зрения, могут качественно распознаваться и в дальнейшем подвергаться автоматической сортировке объекты по геометрической форме.

Список литературы:

1. Гонсалес Р. Цифровая обработка изображений: пер. с англ. / Р. Гонсалес, Р. Вудс. – Москва: Техносфера, 2005. – 1072 с.
2. Гонсалес Р. Цифровая обработка изображений в среде MATLAB: пер. с англ. / Р. Гонсалес, Р. Вудс, С. Эддинс. – Москва: Техносфера, 2006. – 616 с.
3. Computer Vision System Toolbox. Режим доступа: <http://www.mathworks.com/products/computer-vision>.

УДК 621.317.799

ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА МАЗУТА

Щеголихин Д.С.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: Sl_rison@mail.ru

Средства измерения и представления информации разделяют на измерительные преобразователи (ИП) – средства измерения, предназначенные для преобразования измеряемой величины в другую величину или сигнал измерительной информации, удобный для обработки, хранения, дальнейших преобразований, индикации или передачи.

По расположению в измерительной цепи различают первичные и промежуточные измерительные преобразователи.

Первичный измерительный преобразователь (датчик) – измерительный преобразователь, на который непосредственно действует измеряемая величина, преобразует контролируемую величину в удобный для использования сигнал [1].

В настоящее время различные датчики (см. табл. 1) широко используются при построении систем автоматизированного управления.

Таблица 1. – Классификация датчиков по измеряемому параметру

Датчики давления	<ul style="list-style-type: none">• абсолютного давления;• избыточного давления;• разрежения;• давления-разрежения;• разности давления;• гидростатического давления;
Датчики расхода	<ul style="list-style-type: none">• механические счетчики расхода;• перепадомеры• ультразвуковые расходомеры;• электромагнитные расходомеры;• кориолисовые расходомеры;• вихревые расходомеры;
Датчики уровня	<ul style="list-style-type: none">• поплавковые;• ультразвуковые;• ёмкостные;• радарные;
Датчики температуры	<ul style="list-style-type: none">• термopара;• термометр сопротивления;• пирометр.

Промежуточные измерительные преобразователи – преобразователи, которые расположены после первичного измерительного преобразователя, могут выполнять различные операции преобразования измерительного сигнала.

Расходомеры являются измерительными приборами, предназначенными для измерения расхода веществ, которые проходят через трубопровод в определенную единицу времени. Веществом, измеряемым расходомером, может быть жидкая либо газообразная среда [2].

Расходомер должен функционировать как в составе автоматизированной системы, так и автономно.

Различают четыре основных типа расходомеров: электромагнитный, ультразвуковой, вихревой и механический. Разница в их выборе определяется видом используемой среды и направлением эксплуатации.

1. Назначение электромагнитного расходомера – это измерение среднего объемного расхода различных жидкостей, способных проводить электричество. Сфера применения: газо- и нефтеперерабатывающая промышленность, цветная и черная металлургия, химическая сфера, пищевая, целлюлозно-бумажная промышленность, эксплуатация в составе различных измерительных систем, комплексов и др. Электромагнитный счетчик обеспечивает определение и измерение объемного расхода жидкой среды при прямом и обратном направлении потока.

Электромагнитные расходомеры непригодны для измерения расхода газов, а также жидкостей с электропроводностью менее 10^{-3} – 10^{-5} сим/м (10^{-5} – 10^{-7} Ом⁻¹·см⁻¹), например, нефтепродуктов, спиртов и т. п.

2. Ультразвуковой измерительный прибор применяется для определения расхода жидкости без непосредственного контакта с измеряемой средой, посредством специальных накладных датчиков. Область применения прибора самая широкая - начиная с металлургической, нефтедобывающей, химической, пищевой и другой промышленности, и заканчивая применением на энергетических объектах и в ЖКХ.

3. Назначение вихревого измерительного прибора заключается в непрерывном замера объемного расхода определенных жидкостей и газов посредством непосредственного контакта стержня расходомера с измеряемой средой. Кроме того, при помощи данного типа расходомера осуществляется контроль различных технологических процессов на производстве. Область применения: промышленное производство различного направления, водоснабжение.

4. Механический измерительный прибор предназначен для измерения объемного количества жидкостей – воды, масла, топлива и др. Область применения: сфера ЖКХ, направления, в которых требуется измерение расхода объема масла и топлива, жилые помещения.

Предпочтительна установка современных ультразвуковых и электромагнитных расходомеров, которые не создают дополнительных потерь давления топлива [3].

Для измерения расхода мазута подходит 2 типа расходомеров: ультразвуковой измерительный прибор (см. рис.1б) и механический измерительный прибор (см. рис.1а).

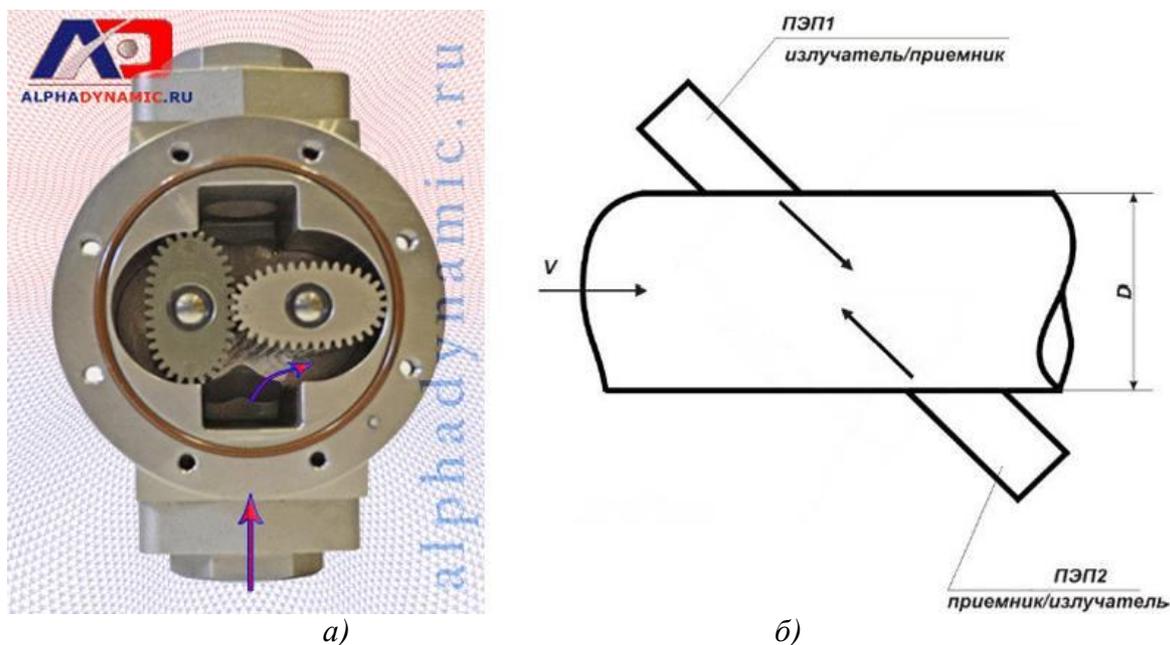


Рис. 1. Расходомеры для измерения мазута:
а) механический расходомер; б) ультразвуковой расходомер

Механические счётчики применяются повсеместно, когда источником сигнала служит механическое перемещение. Счётчики ходов считают возвратно-поступательные движения приводного рычага. Счётчики длины (в метрах) работают, как правило, совместно с мерным колесом, которое катится по измеряемой поверхности.

Принцип измерения расхода ультразвукового расходомера, основан на измерении разности времени прохождения импульсов ультразвукового колебания по направлению движения потока жидкости и против него. Возбуждение импульсов производится пьезоэлектрическими преобразователями (датчиками ПЭП), устанавливаемыми на измерительном участке трубопровода, в котором производится измерение расхода жидкости [4].

Ультразвуковой метод измерения расхода универсален для любых диаметров трубопровода, и наиболее используем для измерения в трубопроводах среднего и большого диаметра, где широко распространенные механический, электромагнитный, вихревой методы измерения жидкости уступают вследствие резкого удорожания [5].

На рисунке 2 представлены современные расходомеры – ультразвуковой US800 и механический ЭМИС-ДИО 230.



а)



б)

*Рис. 2. Расходомеры:
а) ультразвуковой расходомер US800;
б) механический расходомер ЭМИС-ДИО 230*

В таблице 2. представлены основные характеристики ультразвукового расходомера US800 с электронным блоком и механического расходомера ЭМИС-ДИО 230.

Таблица 2. – Параметры ультразвукового расходомера US800 с электронным блоком и механического расходомера ЭМИС-ДИО 230

Параметр	Ультразвуковой	Механический
Температура измеряемой среды	от +90 до +150	от –20 до +250
Температура окружающей среды	УПР: от –40 до +60 ЭБ: от +5 до +50	от –40 до +70
Взаимодействие с измеряемой средой	нет	да
Давление измеряемой среды	до 1,6 Мпа (до 6 Мпа спецзаказ)	до 6,4 МПа
Степень пылевлагозащиты	ЭБ: IP65 УПР: IP67 (IP68)	IP65
Питание	220 В	24 пост. тока
Вязкость среды	50–60 сСТ	до 20000 мПа·с
Межповерочный интервал	4 года	1 год

Вывод: верным решением будет выбор и использование ультразвукового расходомера, потому что он является точнее, чем механически, так как не взаимодействует с измеряемой средой, а при больших диаметров трубопровода является дешевым относительно стоимости других расходомеров.

Список литературы:

1. Измерительный преобразователь. – Режим доступа: <http://metro.ru/HTML/ci/izmeritelniy-preobrazobatel.html>.
2. Википедия – свободная энциклопедия. – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org>.
3. Назначение и виды расходомеров. – Режим доступа: <http://www.streamlux.ru/naznachenie.php>.
4. Преобразователи расхода, измерение жидкости, измерение расхода воды, датчики расхода ультразвуковые. Принцип действия и устройство расходомеров, преобразователей расхода. – Режим доступа: <http://www.promrezerv.ru/prod/p1-2.htm>.
5. ГК «Новые технологии»: Лидер в автоматизации технологических процессов. – Режим доступа: <http://emis-rt.ru>.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПАРОВЫХ КОТЛОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ВНУТРЕННИХ СТРУКТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ I И II РОДА

Макеев А.А., к.т.н., Любимова Л.Л., к.т.н., Заворин А.С., д.т.н.,
Фисенко Р.Н., Ташлыков А.А., к.т.н.
Томский политехнический университет, г.Томск
E-mail: lll@tpu.ru

Особенности работы элементов энергетического оборудования, влияющие на параметры надежности и ресурс, заключаются в наличии комплекса сложных эксплуатационных условий – действующие напряжения от рабочего давления, высокие температуры, температурные градиенты, остаточные напряжения, изгибающие напряжения от самокомпенсации, сложно-напряженные состояния, нестационарные режимы работы. Характерной особенностью являются также циклические колебания температуры.

Наибольшее значение для надежности и экономичности электростанции имеют трубопроводы, по которым проходят основные потоки пара и воды с высокими параметрами.

В процессе изготовления трубная заготовка проходит длинную и сложную технологическую цепь термомеханических операций, в результате чего структура металла стенки трубы приобретает индивидуальные особенности, заключающиеся в появлении неоднородностей, несплошностей, наклепа, слоистости и внутренних остаточных напряжений, роль которых не учитывается в теории вопросов о процессах межзеренных (коррозия под напряжением, ТКК) и внутризеренных (МКК) разрушений. Сложность изучения закономерностей появления остаточных напряжений связана с необходимостью учета механических, тепловых и физико-химических факторов, влияющих на ход технологического процесса.

В соответствии с Нормами расчета трубопроводов на прочность макроскопические свойства I рода – модули упругости, пределы текучести, пределы прочности, предельные деформации, твердость, заложенные в основу расчета, не содержат параметров микроструктуры, определяющих свойства II рода (микроскопические), относящиеся к составляющим микроструктуры – зернам, либо компонентам многокомпонентных сплавов – модули упругости зерен, микротвердость и т. п., а также свойства III рода (субмикроскопические), относящиеся к блокам мозаики в зернах металлов (ОКР), участкам границ – зерен или включе-

ний и т. д. Следовательно, выражения, используемые в расчетах на прочность, не позволяют предположить, каким образом свойства II и III рода, например, остаточные (внутренние) и термоструктурные напряжения (II рода) при работе металла в условиях ползучести при наличии механических и термических знакопеременных нагрузок повлияют на макроскопические свойства стали поверхностей нагрева и их ресурсные характеристики.

Это представляется особенно важным в связи с известными многочисленными случаями потери длительной прочности элементов тепло-механического оборудования и паропроводов задолго до исчерпания их расчетного ресурса, что проявляется в виде коррозионной неустойчивости сталей, выражающейся в образовании магистральных трещин в результате коррозионного растрескивания под напряжением (КРН), межкристаллитной (МКК) и транскристаллитной коррозии (ТКК), ползучести, графитизации.

Анализируя состояние проблем прогнозирования, остаточного ресурса и продления срока службы элементов поверхностей нагрева паровых котлов, можно отметить, что в номенклатуре опасных эксплуатационных факторов в технологиях котло-и реакторостроения для улучшения качества расчетных моделей, в выработке рекомендаций по выбору материалов, безопасных температур эксплуатации, в диагностике трещинообразования и предотвращения хрупких разрушений не оценивается роль внутренних структурных напряжений первого и второго рода, ярко проявляющих себя в процессе структурно-физической деградации конструкционных материалов и определяющих в этой связи индивидуальные физические возможности металла [1].

Стремясь к обеспечению безаварийности и долговечности эксплуатации котельных агрегатов, необходимо учитывать величину внутренних напряжений при проектировании, оценивать условия их перераспределения и релаксации, суммировать с напряжениями, обусловленными внешними нагрузками. Это позволит, не допуская превышения допустимых пределов, избежать микроструктурной пористости и структурного трещинообразования.

В настоящей работе представляются новые подходы к решению проблем прогнозирования, основанные на анализе внутренних структурных напряжений первого и второго рода.

В качестве объекта исследований применяется низколегированная жаропрочная трубная конструкционная сталь 12Х1МФ (химический состав по ГОСТ 20072-74, % по массе: 0,08–0,15 С; 0,9–1,2 Cr; 0,25–0,35 Мо; 0,15–0,30 V; 0,4–0,7 Mn; 0,17–0,37 Si; < 0,25 Ni; < 0,20 Cu; < 0,025 S; < 0,030 P; остальное – железо), которая находит применение в

котлостроении для изготовления трубопроводов высокого и сверхвысокого давления, труб пароперегревателей, фланцев, диафрагм для длительной работы при температурах, не превышающих 585 °С [2], и которая по проекту должна была обеспечивать длительную эксплуатацию при высоких температурах в конструкциях, находящихся в сложноподвижном состоянии.

Первоначально жаропрочные и жаростойкие стали перлитного класса для производства труб паропроводов высокого и сверхвысокого давления и высокотемпературных пароперегревателей марок 12ХМ, 15ХМ, 12Х1МФ, 15Х1МФ разработаны для применения при рабочих температурах 565–600 °С.

Характерной особенностью стали 12Х1МФ является не очень высокая устойчивость аустенита [2], низкая прокаливаемость, большая неоднородность структуры и свойств по сечению и длине паропроводов, коллекторов и других элементов тепломеханического оборудования [3], развитие трещин, пористости, снижение длительной пластичности [4, 5] и, как следствие, КРН и МКК. Эти обстоятельства привели к тому, что расчетная температура пара была директивно понижена сначала до 545 °С, а затем и до 510 °С, а парковый ресурс труб сокращен с 300 тыс. ч до 100 тыс. ч [6].

Отмеченные недостатки труб пароперегревателей, выявленные длительным опытом эксплуатации, и связанные с неоднородностью структуры, делают актуальными вопросы прогноза работоспособности поверхностей нагрева паровых котлов на основе анализа свойств II и III рода.

Исследования проводились по методике термоциклирования методом рентгеновской дифракции с использованием молибденового антикатада со средней длиной волны $\lambda_{\text{ср}} = 0,71069 \text{ \AA}$ и циркониевого β -фильтра.

Установление характера перераспределения собственных внутренних (остаточных) напряжений в образце стали 12Х1МФ в процессе термоциклирования осуществлялось в режиме «нагрев – охлаждение – нагрев» с повышением температуры в каждом очередном цикле испытаний. По достижении стационарного теплового режима при нагреве и охлаждении, фиксируемого по термограмме, производилась рентгено съемка экспериментальных профилей дифракционных линий и измерялось распределение интенсивностей линий в зависимости от угла дифракции [7]. Установление влияния факторов дисперсности и микронапряжений сводилось к выделению из полученного общего физического уширения линий части m – уширения, связанного с дисперсностью, и части n – уширения, связанного с микронапряжениями.

Экспериментальные результаты представлены на рисунках 1–4 [8–10].

$\alpha \cdot 10^{-6}, 1/\text{град}$

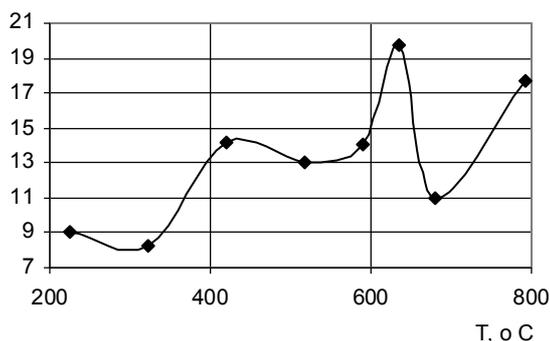


Рис. 1. Термические линейные расширения α кристаллических решеток. Сталь 12X1MΦ

Эксперимент показывает (см. рис. 2, 3), что уровни средних внутренних напряжений в образце стали 12X1MΦ по порядку величины соответствуют базовым механическим характеристикам для данной стали $\sigma_B = 520\text{--}200$ МПа, $\sigma_{0.2} = 330\text{--}160$ МПа в диапазоне температур от 20 до 650 °C [2], но носят знакопеременный характер.

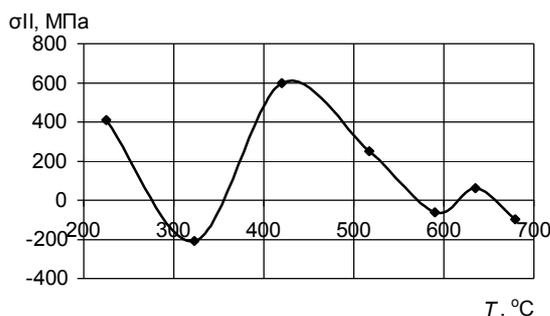


Рис. 2. Сталь 12X1MΦ. Микронапряжения II рода в зависимости от температуры

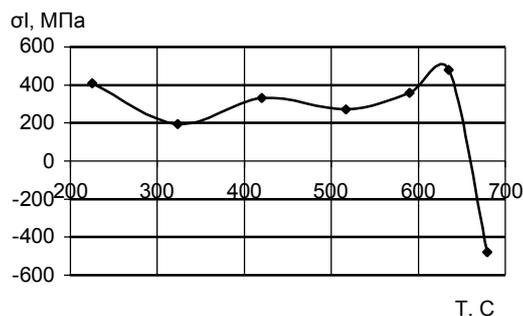


Рис. 3. Сталь 12X1MΦ. Микронапряжения I рода в зависимости от температуры

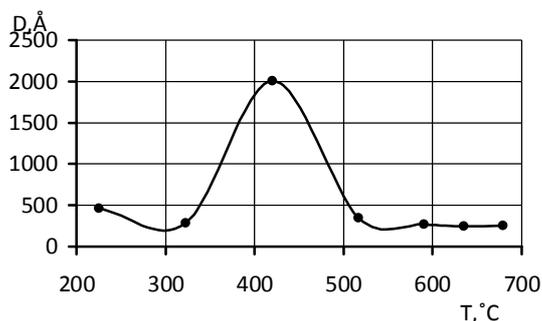


Рис. 4. Сталь 12X1MΦ. Размер кристаллитов в зависимости от температуры

Анализ экспериментальных результатов. Эксперименты по исследованию структурных термических превращений котельной стали 12X1MΦ [7, 9] привели к получению зависимости коэффициентов термических расширений кристаллических решеток (см. рис. 1) от темпе-

ратуры, отличающейся нелинейным характером и наличием на температурной кривой $\alpha = f(T)$ аномальных эффектов вида λ -аномалий.

Подобное явление аномального расширения кристаллических решеток некоторых материалов при определенных температурах отмечается в работах [9–24] и др. Для стали 12Х1МФ аномальные тепловые деформации наблюдаются при температурах порядка 420 °С и в окрестности 635 °С (см. рис. 1).

Наличие экстремальных точек на кривой тепловых деформаций нельзя не связывать с изменением свойств и состояния трубной стали.

В частности, при материаловедческих исследованиях конструкционных материалов ТВС и органов СУЗ быстрых реакторов для нержавеющей сталей, сталей ферритно-мартенситного класса и сплавов [17] называются определенные температурные точки или интервалы температур, в которых наблюдаются существенные изменения свойств. Например, при $T = 380–400$ °С – отмечается низкотемпературное охрупчивание при заметном снижении пластичности. При $T = 340–700$ °С – опасное снижение механических свойств, особенно в диапазоне 500–600 °С. Наблюдалось заметное снижение пластичности и в диапазоне 400–600 °С. Так, для сплава 0Х20Н45М4БРЦ уменьшение пластичности практически до нуля соответствует двум температурным интервалам, совпадающим с двумя областями максимального распухания оболочек твэлов: 400–420 °С и 550 °С. Полученные В.В. Чуевым с соавторами температурные интервалы аномальных изменений свойств [17] примерно совпадают с аномалиями линейных термических расширений кристаллических решеток, установленными для стали 12Х1МФ, и в работах [9, 10, 12, 14–16].

Аномальное поведение кристаллических решеток, очевидно, связано с показателями прочности и пластичности и изменяет их далеко не в нужную сторону: показатели прочности падают, а показатели пластичности возрастают. В частности, например, в [25] отмечается, что низколегированные стали начинают терять прочность при 427 °С, а при 538 °С их прочность становится в половину меньше, чем при комнатной температуре. Углеродистые стали начинают интенсивно терять прочность при температуре 371–454 °С. Примерно при температуре 418 °С они подвергается графитизации. Прочность аустенитных нержавеющей сталей несколько снижается при 538 °С и резко уменьшается при 649 °С.

При исследованиях отечественной жаростойкой и жаропрочной хромомарганцевой перспективной стали Ди-59 (10Х13Г12БС2Н2Ц2) отмечается снижение прочности стали в результате ползучести и отсутствие необходимого уровня ее эксплуатационной надежности в тех же температурных интервалах, а именно при 427–445 °С и 600–650 °С [19].

Все названные температурные точки аномальных расширений кристаллических решеток, аномального распухания материалов оболочек твэлов, аномального снижения прочностных характеристик материалов паровых котлов, графитизации паропроводов очень близки между собой, что позволяет предположить единую закономерность явлений, происходящих в структуре материала при этих температурах.

Конструкционные стали и сплавы в твердом состоянии представляют собой сложную многофазную систему твердых растворов, химических или интерметаллических соединений, фаз внедрения, электронных соединений, отделенных друг от друга межфазной границей раздела. Фазы обладают разным химическим составом, имеют разный размер зерен, различные ориентации зерен по отношению к другим фазам, отличаются от других фаз кристаллической структурой и физическими свойствами. Фазовое состояние сплава зависит от температуры и концентрации сплава [26].

При эксплуатации жаропрочных сплавов при высоких температурах под воздействием термомеханических напряжений в структуре сплавов происходят твердофазные реакции с постоянным изменением фазового состава при перераспределении легирующих элементов.

Фазовый переход в широком смысле слова подразумевает переход одной фазы в другую под влиянием внешних изменяющихся воздействий – температуры, давлений, магнитных или электрических полей и т. д. В узком смысле под фазовым переходом понимается скачкообразное изменение физических свойств при непрерывном изменении внешних параметров. Фазовый переход сопровождается изменением межфазных границ.

Аномальные проявления свойств, отмечаемые при рассмотрении структурного полиморфизма как разновидности фазового перехода должны быть, таким образом, справедливы для любого фазового перехода. Так как межзеренная граница рассматривается тоже как отдельная фаза в структуре материала, то, как и любая другая твердая фаза, она может претерпевать фазовые превращения [27].

К твердофазным реакциям границ относят прерывистое выделение, прерывистое огрубление и прерывистое растворение [28]. Таким образом, «...границы зерен могут существовать более чем в одном фазовом состоянии и что в них возможны такие же фазовые переходы, как в объеме. Такие фазовые переходы могут проявляться в скачкообразном изменении структуры, прочности, химических и кинетических свойств границ» [29].

Однако все-таки нельзя сказать, что сегодня достигнуто понимание, как структура границы связана с ее свойствами [28]. С одной сто-

роны, современная теория границ зерен практически полностью ограничивается описанием низкотемпературных структур, с другой стороны, для термодинамического описания фазовых переходов в границах рассматриваются лишь границы между химически идентичными зернами [29].

В [27] отмечается, что прямых экспериментальных доказательств существования зернограничных фазовых превращений в твердом состоянии пока не имеется. Однако термодинамическая теория предсказывает, что если при температуре, не превышающей температуру плавления, на границе зерна происходит фазовый переход, то в точке перехода высокотемпературная фаза h и низкотемпературная фаза l должны находиться в термодинамическом равновесии. Это требует равенства давления P , температуры T и поверхностного натяжения σ обеих фаз, а энтропия S и объем v должны меняться скачком при переходе от одной фазы к другой [27, 29].

Таким образом, доказательства зернограничных фазовых превращений нужно искать в предсказываемых теорией скачкообразных изменениях равновесных характеристик – энтропии, объема, количества адсорбированной примеси, а также неравновесных или кинетических характеристик – скорости миграции границ, зернограничной диффузии, скорости зернограничного проскальзывания, зернограничного внутреннего трения и так далее [27, 29].

К крупномасштабному фазовому переходу типа «разупорядочение» в границе могут приводить дефекты – вакансии в узлах, принадлежащих границе, или атомы, смещенные из этих узлов в другие не занятые узлы, а также взаимодействие дефектов, т.к. каждому такому элементарному дефекту, или «элементу беспорядка», соответствует своя энергия образования.

В работе [30] показано, что при температурах, примерно равных половине температуры плавления, на большеугловых границах может иметь место превращение разупорядочения. При этом, поскольку энергия связи и координационное число атомов, находящихся в границе, меньше, чем в матрице, критические температуры на границе тоже должны быть ниже. Но каким бы ни было зернограничное превращение, характерным его признаком будет служить скачкообразное изменение характеристик. Важно, что в поликристаллах, содержащих очень большое число границ, температура перехода может не быть одинаковой для границ всевозможных ориентаций и скачкообразное изменение характеристик может наблюдаться при разных температурах. Тем не менее, даже в этом случае температура перехода для многих границ лежит, вероятно, в достаточно узком интервале, так что должно наблюдаться ес-

ли и не скачкообразное, то хотя бы аномально быстрое изменение измеряемых характеристик.

Изменение свойств, обусловленное зернограничным фазовым переходом, должно быть обратимым (см. рис. 1).

Приведенные факты свидетельствуют о том, что при выборе конструкционного материала для котло- и реакторостроения оцениваются далеко не все факторы, способные повлиять на прочность и надежность трубопровода при длительной эксплуатации. В частности, экспериментальные результаты, подобные рисунку 1, способны предотвратить не всегда обоснованный выбор материалов и температур эксплуатации, обеспечивая тем самым более длительную прочность.

На рисунке 2 представлена экспериментальная зависимость изменения собственных внутренних напряжений II рода (внутризеренных). Основная особенность полученной зависимости заключается в следующем:

1. В осциллирующем характере внутренних структурных напряжений, изменяющихся в процессе циклического нагрева.
2. В перераспределении внутренних напряжений от растягивающих (+) до сжимающих (–), происходящем через релаксацию напряжений.
3. В реализации процессов циклического упрочнения и разупрочнения при термических циклических нагрузках:

– на кривой (см. рис. 2) наблюдается несколько температурных точек повышенной ползучести – 270, 350, 575, 620, 635 °С, когда можно ожидать наименьшего сопротивления материала изменению объема или формы;

– максимальная сопротивляемость деформированию наблюдается при температуре порядка 220 °С (420 МПа) и в диапазоне 400–425 °С (600 МПа), что может инициировать разрушение за счет структурного трещинообразования при локальном превышении растягивающими напряжениями величины предела текучести.

На рисунке 4 представлена динамика изменения размеров кристаллитов внутри структурного зерна от температуры, показывающая рост кристаллитов при температуре 420 °С, что, по известным представлениям, приведет к снижению хрупкой прочности зерна. Температура 420 °С может быть определена как самая опасная с точки зрения внутризеренного (межкристаллитного) трещинообразования.

На рисунке 3 представлена зависимость внутренних макронапряжений I рода (зональных) в зависимости от температуры. Релаксация зональных напряжений, связанная с процессом трещинообразования, наблюдается в области температур порядка 600–635 °С.

Следовательно, по данным рентгеновской микродилатометрии можно заключить, что диапазон температур 550–600–635 °С не может

быть рекомендован в качестве эксплуатационного. Температура 420 °С является провоцирующей межкристаллитную коррозию. Наиболее благоприятной для эксплуатации стали 12Х1МФ может быть температура в окрестности 520 °С (см. рис. 2, 3).

Причем, температурные градиенты порядка $\pm (15-20)$ °С от установленного уровня приведут к резкому ухудшению состояния стали.

По-видимому, именно эти обстоятельства привели к директивному снижению температуры эксплуатации стали 12Х1МФ сначала до 545 °С, а затем и до 510 °С [1, 6].

Таким образом, метод рентгеновской дифракции, дифференцирующий внутризеренную и межзеренную прочность, позволяет обоснованно выбирать температуру эксплуатации, добиваясь такого соотношения между ними, которое бы обеспечивало длительную эксплуатацию без повреждений за счет предотвращения раскрытия зональных трещин.

Работа поддержана грантом РФФИ № 11-08-00782а (№ 012011598308) в 2011 г.

Список литературы:

1. Макеев А.А., Казанов А.М., Любимова Л.Л. Исследование термического сопротивления трубы пароперегревателя / Известия Томского политехнического университета. – 2002. – Т. 305. – Вып. 2. – С. 161–164.
2. Стали и сплавы для высоких температур: Справ. изд. В 2-х кн. Кн. 1. / С.Б. Масленков, Е.А. Масленкова. – М.: Металлургия, 1991. – 383 с.
3. Балаховская М.В., Девлятова Л.Н. Кинетика превращения переохлажденного аустенита в стали 12Х1МФ // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1977. – № 6. – С. 68–70.
4. Березина Т.Г. Структурный метод определения остаточного ресурса деталей длительно работающих паропроводов // Теплоэнергетика. – 1986. – № 3. – С. 53–56.
5. Минц И.И., Воронкова Л.Е. К вопросу о возможности временной эксплуатации поврежденных порами ползучести гибов паропроводов тепловых электростанций // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1998. – № 8. – С. 21–25.
6. Антикайн П.А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. – 4-е изд. – М.: Энергосервис, 2001. – 440 с.
7. Любимова Л.Л. Методика рентгенометрического анализа внутрискрученных напряжений. // Известия Томского политехнического университета. – 2003. – Т. 306. – Вып. 4. – С. 72–77.
8. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Загорин А.С., Казанов А.М. Исследование структурной устойчивости стали труб пароперегревателя // Известия Томского политехнического университета. – 2002. – Т. 305. – Вып. 2. – С. 157–161.
9. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Загорин А.С. и др. Рентгенометрия аномальных температурных расширений энергетических сталей // Известия Томского политехнического университета. – 2003. – Т. 306. – Вып. 2. – С. 82–88.
10. Любимова Л.Л., Загорин А.С., Лебедев Б.В. Основы применения метода высокотемпературной рентгенографии для оценки работоспособности труб паровых котлов. – Томск: Изд. СТТ, 2009. – 220 с.

11. Финкель В.А. Высокотемпературная рентгенография металлов. – М.: Металлургия, 1968. – 204 с.
12. Вишняков Я.Д., Файнштейн Г.С. Превращения в металлах с различной энергией дефектов упаковки / Под общей ред. М.Л. Бернштейна, И.И. Новикова. – М.: Металлургия, 1981. – 136 с.
13. Гуляев А.П. Металловедение: Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1986. – 544 с.
14. Любимова Л.Л., Заворин А.С., Макеев А.А. Рентгеновские исследования микроструктуры стали 0X18H10T при ресурсных высокотемпературных испытаниях в вакууме. // Труды семинара вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. – Новосибирск: Ин-т теплофизики СО РАН, 2000. – С. 99–108.
15. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Заворин А.С. и др. Аномалии термических линейных расширений в стали 10 // Материалы докладов Восьмой Всероссийской науч.-техн. конф. «Энергетика: экология, надежность, безопасность». – Томск: Изд-во ТПУ, 2002. – Т. 1. – С. 105–108.
16. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Заворин А.С. и др. Микродилатометрические исследования образцов труб энергетических котлов из новой стали Ди-82-Ш. // Материалы докладов XI Всероссийской научно-технической конференции «Энергетика: экология, надежность, безопасность». – Томск: Изд-во ТПУ, 2005. – С. 233.
17. Чуев В.В., Ланских В.Н., Огородов А.Н., Шейнкман А.Г. Работоспособность ТВС быстрых реакторов. // В сб. науч. тр. Исследования конструкционных материалов элементов активной зоны быстрых натриевых реакторов. – Екатеринбург: Уро РАН, 1994. – С. 85–140.
18. Иванов Ю.Н. Установка для одновременного измерения упругих, релаксационных, магнитных свойств и теплового расширения материалов // Заводская лаборатория. – 2000. – № 8. – С. 38–40.
19. Адамович В.К., Крац И.В., Гриневский В.В. Разработка расчетных характеристик кратковременной и длительной прочности, пластичности и допускаемых напряжений стали ДИ59 // Труды ЦНИИТМАШ. – 1988. – № 207. – С. 63–68.
20. Вишняков Я.Д. Дефекты упаковки в кристаллической структуре. – М.: Металлургия, 1970. – 215 с.
21. Коваленко В.Ф. Теплофизические процессы и электровакуумные приборы. – М.: Советское радио, 1975. – 216 с.
22. Макеев А.А., Заворин А.С., Любимова Л.Л., Ташлыков А.А. Изменение структуры стенки канальной трубы из циркониевого сплава для ЯЭР под влиянием циклических термических нагрузок // Материалы региональной научно-практической конференции «Теплофизические основы энергетических технологий». – Томск: Изд. ТПУ, 2009. – С. 92–98.
23. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Заворин А.С., Фисенко Р.Н. Исследование стойкости ниобиевой трубы для энергетических реакторов к упругопластическому деформированию // Труды II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий». – Томск: Изд. ТПУ, 2011. – С. 147–151.
24. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Заворин А.С., Фисенко Р.Н. Рентгенодилатометрические исследования структурной устойчивости стали 0X18H10T и сплава циркония Э-125 из зоны диффузионного контакта технологического канала // Труды II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий». – Томск: Изд. ТПУ, 2011. – С. 143–147.

25. Выбор материалов для котлов и атомных реакторов (опыт США). / Под общей ред. д.т.н., проф. А.А. Канаева. – Вып. 50 – Л.: Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский котлотурбинный ин-т им. И.И. Ползунова, 1967. – 13 с.

26. Ермаков С.С. Физика металлов и дефекты кристаллического строения: Учебное пособие. – Л.: Изд-во Ленинградского ун-та, 1989. – 289 с.

27. Орлов А.Н., Перевезенцев В.Н., Рыбин В.В. Границы зерен в металлах / Под общей ред. М.Л. Бернштейна, И.И. Новикова. – М.: Металлургия, 1980. – 156 с.

28. Каур И.Б., Густ В. Диффузия по границам зёрен и фаз / пер. с англ. Б.Б. Страумала; Под ред. Л.С. Швиндлермана. – М.: Машиностроение, 1991. – 448 с.

29. Hart E.W. Фазовые переходы на границах зерен. / В кн.: The Nature and Behavior of Grain Boundaries / eds. Hsun Hu. – Plenum Press, New York – London, 1972. – P. 155.

30. Hart E.W. Ultrafine-Grain Metals / ed. J.J. Burke, V. Veiss. – Syracuse University Press, Syracuse, New York, 1970. – P. 255.

УДК 621.18:620.16

ПОВЫШЕНИЕ РЕЛАКСАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ЗЕРЕН И МЕЖЗЕРЕННЫХ ГРАНИЦ КАК ОСНОВА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Макеев А.А., к.т.н., Любимова Л.Л., к.т.н., Заворин А.С., д.т.н.,
Фисенко Р.Н., Ташлыков А.А., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: lll@tpu.ru

До настоящего времени основными конструкционными материалами пароперегревателей котлов СКД являются аустенитные стали 12Х18Н12Т и стали перлитного класса 12Х1МФ и 12Х2МФСР. Рассчитанные на ресурс работы порядка 300 тыс.ч., они разрушаются по разным причинам гораздо раньше. Массовые бездеформационные хрупкие разрушения наблюдаются не только для труб конвективных пароперегревателей (КПП) из стали 12Х18Н12Т, но и из перлитных сталей. Во всех случаях трещины появляются в местах нарушения сплошности защитной окисной пленки [1].

При изучении пластических свойств пленки, ее сопротивления разрушению в зависимости от структуры и строения мало уделяется внимания исследованиям превращений в структуре металла, приводящим к снижению не только адгезионных свойств окисных пленок, но и длительной прочности металла.

Одной из существенных причин преждевременных разрушений является ускорение структурной деградации металла в результате температурных колебаниях при работе котлов в переходных режимах.

Малая изученность некоторых аспектов структурных превращений вследствие циклических термических и механических градиентов, а также то обстоятельство, что отмеченные конструкционные стали плохо зарекомендовали себя в процессе эксплуатации, определили актуальность исследований некоторых материалов, представляющихся перспективными для пароперегревателей котлов СКД. К ним относят в том числе аустенитную отечественной разработки хромомарганцевую сталь 10X13Г12С2Н2Д2Б (Ди-59).

Сталь Ди-59 разработана для замены стали 12X18Н12Т не только потому, что применяемые в настоящее время стали имеют низкую коррозионную стойкость в продуктах сгорания высокосернистого мазута. Разработка новых материалов потребовалась также, а может быть и в первую очередь, в связи с повышенной склонностью применяемых сталей 12X18Н12Т, 12X1МФ, 12X2МФСР и др. к разупрочнению и их низкой эксплуатационной надежностью.

Химический состав аустенитной стали Ди-59 по ГОСТ 5632-72 (по массе) [2]: 0,07 % С; 1,99 % Ni; 12,45 % Cr; 13,0 % Mn; 0,21 % Si; 0,006 % S; 0,015 % P; 0,03 % Al; 2,15 % Cu; 0,79 % Nb; 0,015 % В; остальное железо. Модуль нормальной упругости стали Ди-59 равен $E = 205000$ МПа при температуре $t = 20$ °С.

Экспериментальные результаты. Предполагается, что сталь Ди-59 в исходном состоянии должна обладать структурой аустенита и представлять собой γ -фазу с гранцентрированной кубической (ГЦК) решеткой. Рентгенофазовый анализ исследуемого образца стали Ди-59 в состоянии поставки показывает, что внутренняя поверхность образца трубы действительно представляет собой γ -фазу (см. рис. 1), а наружная поверхность обладает смешанной структурой α -железа (α -Fe) с объемно-центрированной кубической (ОЦК) решеткой и γ -Fe с ГЦК решеткой (см. рис. 1). Примерное соотношение фаз соответственно равно 25 и 75 вес. %. В дальнейшем рентгенодифракционному анализу в процессе циклических испытаний подвергалась γ -фаза железа.

Сложная структура стали, наличие фазовых и концентрационных неоднородностей должно приводить к возникновению остаточных внутренних напряжений первого и второго рода (собственных) и их перераспределению при температурных градиентах и внутренних давлениях.

В процессе термоциклирования рентгенодиагностике подвергалась однофазная (внутренняя) сторона исследуемого образца стали Ди-59 (см. рис. 1б).

Результаты определения коэффициентов теплового расширения кристаллических решеток от температуры представлены на рисунке 2.

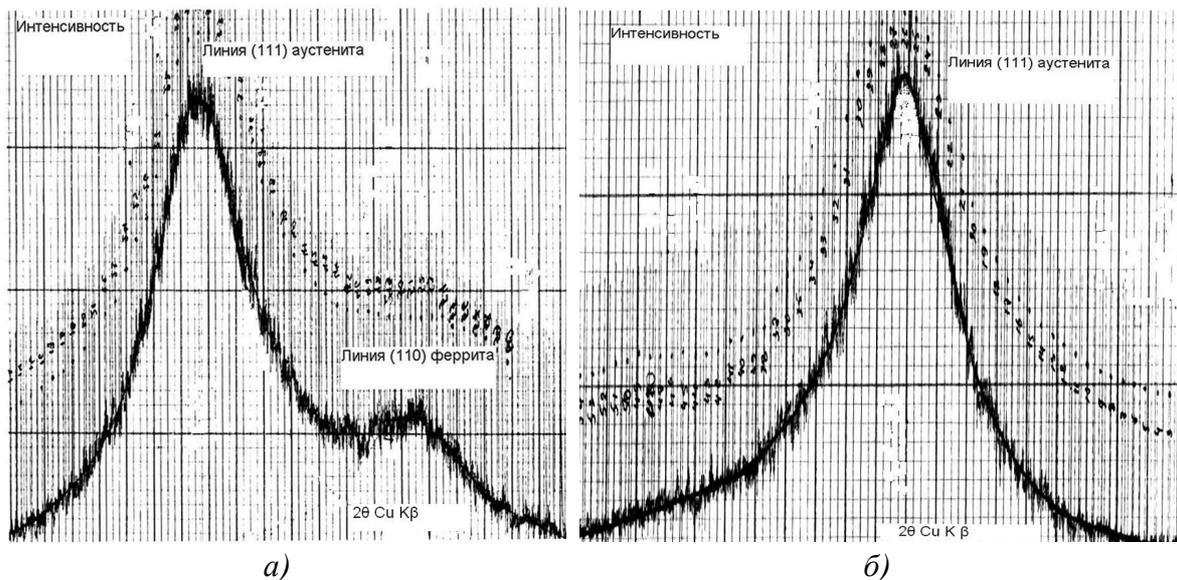


Рис. 1. Фрагмент дифрактограммы образца стали Ди-59: а – наружная сторона трубы; б – внутренняя сторона трубы

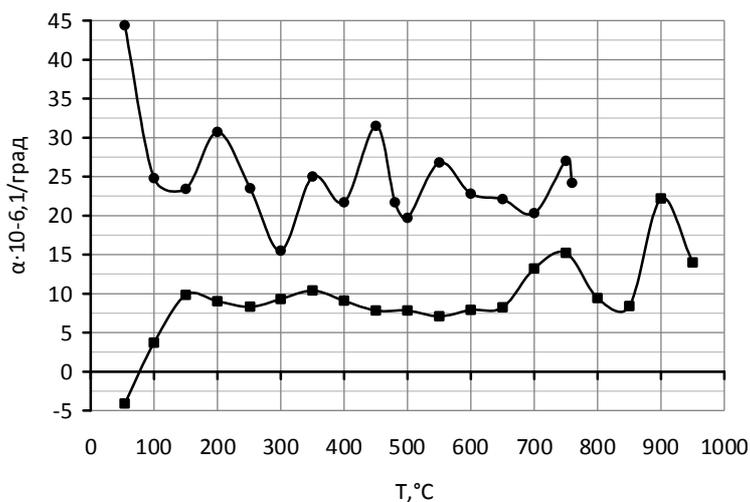


Рис. 2. Зависимость коэффициентов линейных термических расширений кристаллических решеток «α» стали Ди-59 от температуры в двух термоциклах для γ- и α-фазы (на линии α-фазы точки при 850, 900 и 1000 °С относятся к β-ферриту)

Экспериментальные результаты по установлению внутренних микронапряжений и размеров областей когерентного рассеяния (ОКР) в процессе термоциклирования описываются кривыми на рисунках 3, 4.

Ход процесса изменения внутренних макронапряжений I рода (зональных) от температуры представлен на рисунке 5.

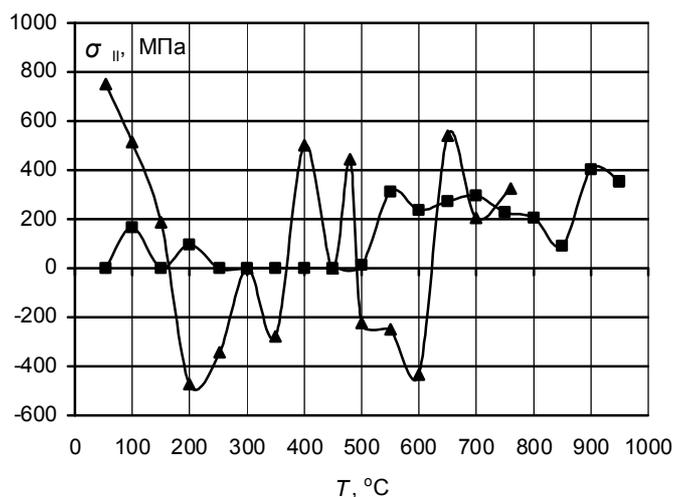


Рис. 3. Зависимость средних внутренних микронапряжений II рода стали Д159 от температуры в двух термоциклах:
 ■ – α-фаза; ▲ – γ-фаза (на линии α-фазы точки при 850, 900 и 1000 °C относятся к β-ферриту)

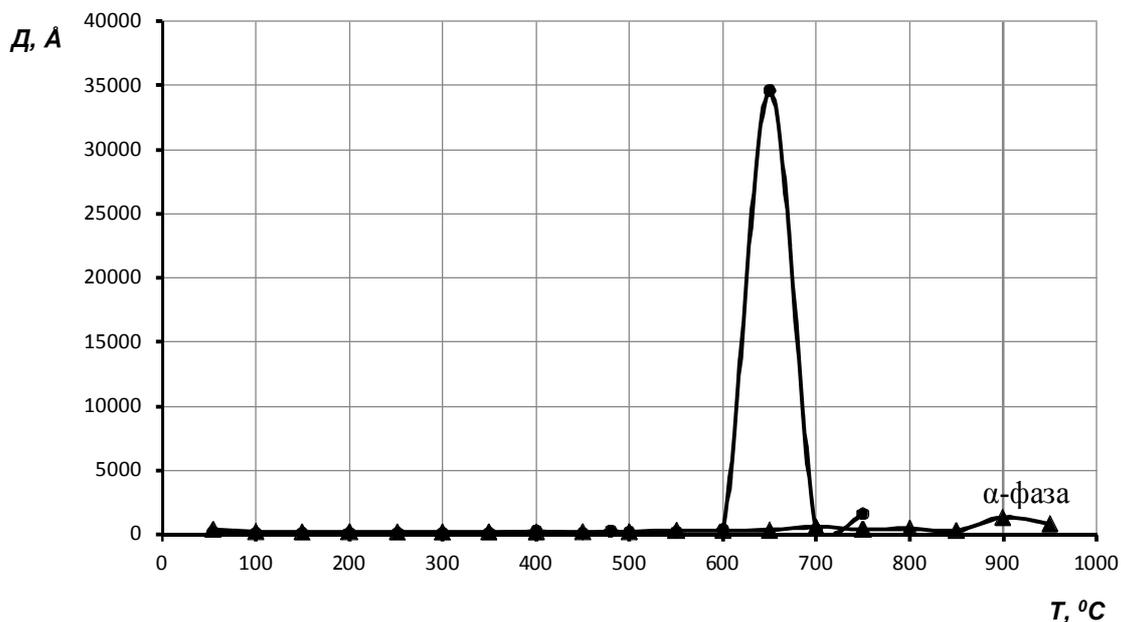


Рис. 4. Зависимость ОКР (размера зерна) в стали Д159 от температуры в двух термоциклах:
 ▲ – α-фаза; ● – γ-фаза (на линии α-фазы точки при 850, 900 и 1000 °C относятся к β-ферриту)

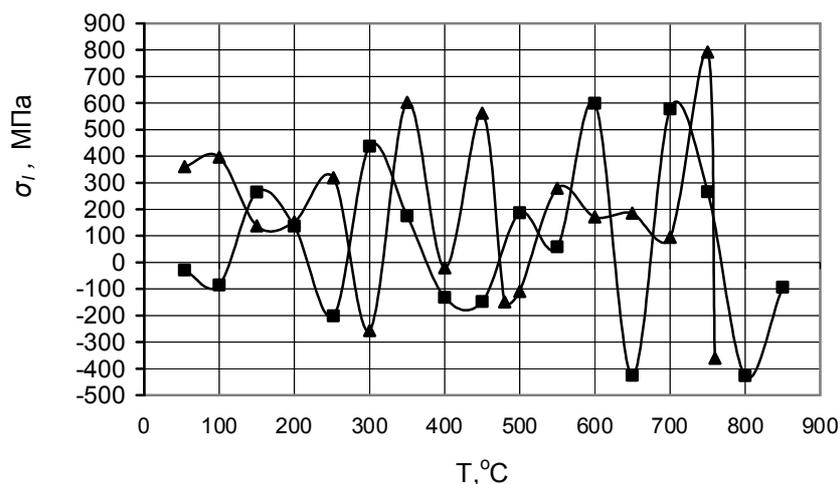
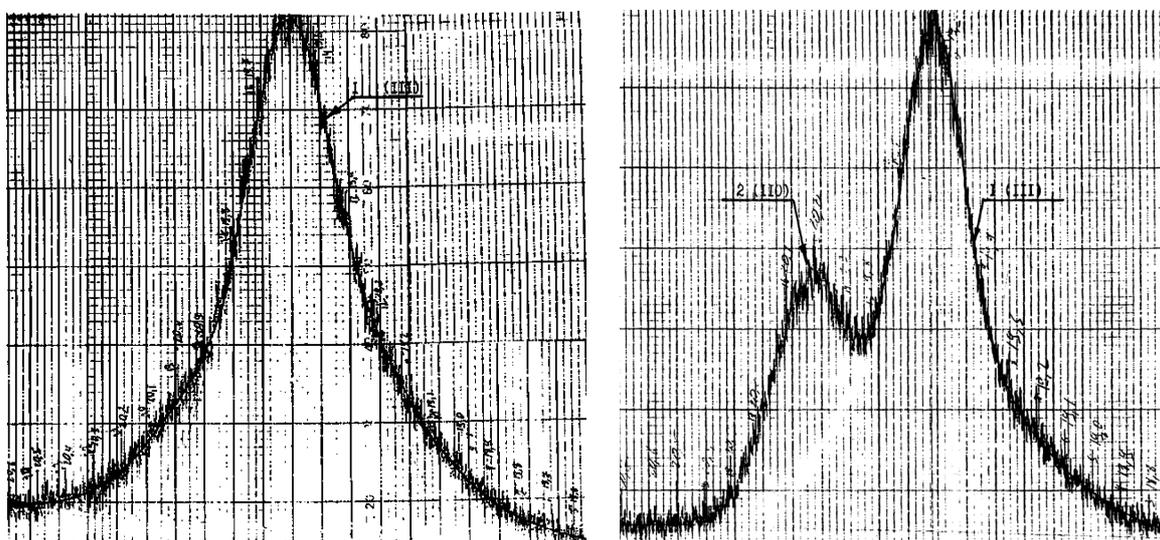


Рис. 5. Изменение зональных напряжений в стенке трубы из стали Ди-59 от температуры в двух термоциклах:

▲ – γ -фаза; ■ – α -фаза (на линии α -фазы точка при 850°C относится к β -ферриту)

Обсуждение экспериментальных результатов и выводы. Поверхность образца стали Ди-59, обладающая в исходном состоянии однофазной структурой (см. рис. 1б), в процессе термоциклирования, начиная с температуры порядка 252°C , проявляет неустойчивость γ -твердого раствора, расслоение и распад аустенита, рисунок 6б. Первый термоцикл заканчивается полной фазовой перекристаллизацией структуры аустенита.



а) $2\theta, \text{MoK}\alpha_{cp}$

б) $2\theta, \text{MoK}\alpha_{cp}$

Рис 6. Фрагмент рентгенограммы исследуемой поверхности образца стали Ди-59:

а) в состоянии поставки (1 – дифракционный максимум (111) γ -Fe);
 б) термический распад аустенита (1 – дифракционный пик (111) γ -Fe;
 2 – дифракционный пик (110) феррита)

Анализ влияния циклического воздействия температур на распределение структурных напряжений показывает, что:

- тепловая сталь Ди-59 обладает неустойчивой структурой аустенита, распадающейся на α - и γ -фазы железа, что проявляется уже на ранних стадиях термоциклирования (252 °С); в предполагаемом же температурном диапазоне эксплуатации стали Ди-59 – 600–650 °С она обладает неоднородной смешанной структурой аустенита и феррита;

- экспериментально установлено, что тепловые расширения кристаллических решеток γ -фазы изменяются нелинейно и осциллируют в диапазоне значений $(15-30) \cdot 10^{-6}$ 1/град, претерпевая аномальные расширения при температурах 200, 350, 450 и 550 °С (см. рис. 2), что может быть связано с явлениями распада γ -твердого раствора железа, неоднородными объемными фазовыми изменениями и формированием новых межфазных γ - α -границ;

- внутренние микро- и макронапряжения в процессе термоциклирования осциллируют и носят знакопеременный (см. рис. 3, 5);

- микронапряжения второго рода (внутризеренные) в диапазоне температур 500–600 °С находятся в области сжимающих напряжений, что препятствует развитию явлений термической усталости (см. рис. 3);

- в диапазоне служебных температур 600–625 °С микронапряжения второго рода демонстрируют внутризеренную нестабильность, изменяясь при незначительных градиентах температур от (– 434 МПа) до (+ 539 МПа) с релаксацией при 620 °С;

- при температуре 650 °С происходит рост кристаллитов, что при данной температуре способствует увеличению сопротивления материала ползучести, но уменьшает хрупкую прочность зерен (см. рис. 4);

- зональные макронапряжения σ_I в диапазоне эксплуатационных температур 550–600–650–700 °С составляют соответственно 279, 171, 186, 94 МПа, что существенно ниже σ_b при данных температурах (см. рис. 5) и определяют запас по длительной прочности.

Законченная теория фазовых переходов должна отвечать на вопрос о движущих силах, механизмах и законах фазовых превращений [3; 4]. Но современная теория металлов так и остается не в состоянии ответить на вопрос о возможности фазовых превращений, о структуре образующихся фаз, тепловых и объемных эффектах этих превращений, даже о температуре превращений [3, 5, 6], что связано с недостатком (или даже скудостью) экспериментальных данных по термодинамике, кристаллографии и кинетике фазовых превращений. В особенности это касается высокотемпературных фазовых превращений.

В настоящее время теория фазовых превращений также использует аппарат теории дислокаций, который применяется в том числе и для описания совершенно разных по своей природе явлений пластичности, ползучести, прочности и др. Недостаточная изученность влияния структурного полиморфизма на физические и химические свойства конструкционных материалов входит, таким образом, в число основных факторов, определяющих надежность теплопередачи котельных труб и тонкостенных оболочек твэлов ядерных реакторов. Решению практических вопросов совершенствования энергонапряжённых конструкций препятствует недостаток информированности о влиянии полиморфных превращений на теплофизические свойства материалов, теория полиморфных процессов не закончена. С одной стороны, изучение полиморфных превращений в конструкционных материалах покажет на существенные изменения свойств, выделит причины, механизмы и связанные с этим закономерности их изменения. С другой стороны, станут понятнее технологические процессы отжига, режимы закалки, сверхпластичности, проявления, связанные с необратимыми формоизменениями, потерей прочности и разрушением изделий.

Особенность полиморфных превращений в конструкционных материалах как разновидности фазовых переходов заключается в том, что в процессе превращений, например, под действием температуры или давлений, изменяется атомная структура. Известны многочисленные случаи неожиданных разрушений, вызванных фазовыми переходами [7]. При этом в ГОСТах и ТУ на технические материалы не оговорен учет фазовых переходов, не принимаются во внимание последствия такого неучета, тогда как недооценка фазовых переходов и аномальных изменений свойств могут привести не только к ошибкам при создании теории, но и к грубейшим просчетам при экстраполяции экспериментальных зависимостей [7].

Результатом разного рода превращений в твердом теле будет преобразование структурных границ и изменение сопряженности различных структурных элементов.

Говоря о размерах структурных границ, можно заметить, что изучение межкристаллитных микротрещин показало, что значительная их часть локализуется на границах зерна или на стыках зерен. В трещинах располагается большое количество одиночных и объединенных микропор. Длина трещин может быть 4–6 мм. Поры равномерно распределены вдоль границ. Характерные размеры микропор оцениваются величиной в 0,1–0,6 мкм. В третьей стадии ползучести их размер на границе зерен достигает 3–5 мкм. Плотность их составляет 2000–3000 пор/мм². При графитизации паропроводов графитные включения расположены между

зернами. Для примера, степень графитизации паропровода – это отношение площади графитных включений к общей площади. Степень графитизации может быть существенной – 3 балла и выше.

Таким образом, выявляется, что дефектные границы зерен могут быть сопоставимы по размерам с величиной зерна.

Наличие больших объемов такого дефектного строения межзеренных границ, в сущности, подтверждается уже общеизвестным и общепризнанным положением о том, что существуют два вида прочности – «прочности тела и прочности пограничных областей зерен» [8]. На это, изучая процесс разрушения при ползучести, впервые указал Бейли. Он отмечал, что «поведение металла при ползучести определяется двумя факторами: 1) предельной деформацией зерен; 2) предельной прочностью границ зерен» [8]. Бейли отмечал, что при ползучести могут доминировать внутризеренные или межзеренные процессы, в целом же тип разрушения является смешанным, причем доли межзеренного и внутризеренного разрушения могут меняться. Характер разрушения определяется температурой, напряжением и видом напряженного состояния.

Процессы внутрискрутурной $\gamma \leftrightarrow \alpha \leftrightarrow \beta$ – перестройки кристаллических решеток при нагреве и охлаждении, сопровождающиеся неоднородными объемными превращениями, обусловили циклический характер перераспределения схемы действующих внутренних структурных напряжений I-го и II-го рода, изменяющихся от растягивающих (+) до сжимающих (–) и происходящих через их релаксацию (см. рис. 3, 5).

Знакопеременный характер с явлением релаксации при перемене знака внутренних напряжений вызовет термическую усталость металла и окажет существенное влияние на прочностные характеристики. Критерии релаксации напряжений и условия их протекания, таким образом, станут определяющими для работы металла при высоких температурах эксплуатации. Так как основные механизмы и теория релаксации еще недостаточно развиты, а существующие теоретические соотношения не могут быть априори распространены на процесс релаксации металлов и сплавов, поскольку не учитывают реальных физических свойств материала, то экспериментальные зависимости типа (см. рис. 3, 5) позволят путем обоснованного выбора температуры эксплуатации существенно повысить релаксационную прочность зерен и межзеренных границ сплава.

В целом можно заключить, основываясь на температурном характере изменения структурных напряжений, что сталь Ди-59, созданная на замену 12Х18Н12Т, не будет обладать перед ней преимуществом по степени стабильности жаропрочных свойств. Очевидно, что термический распад твердого раствора, наблюдающийся уже с температуры порядка 252 °С, определит механическую прочность, долговечность и станет причиной развития межкристаллитной внутризеренной коррозии.

Список литературы:

1. Резинских В.Ф., Школьников Б.Э., Урусова Г.А. Перспективные стали для пароперегревателей котлов СКД // Теплоэнергетика. – 2000. – № 10. – С. 39–43.
2. Стали и сплавы для высоких температур: Справ. изд. В 2-х кн. Кн. 1. / С.Б. Масленков, Е.А. Масленкова. – М.: Металлургия, 1991. – 383 с.
3. Вишняков Я.Д., Файнштейн Г.С. Превращения в металлах с различной энергией дефектов упаковки / Под общей ред. М.Л. Бернштейна, И.И. Новикова. – М.: Металлургия, 1981. – 136 с.
4. Вишняков Я.Д. Дефекты упаковки в кристаллической структуре. – М.: Металлургия, 1970. – 215 с.
5. Ильина В.П. Влияние обезуглероживания поверхности на склонность к хрупкому разрушению высокопрочной стали 38Х5МСФА // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1999. – № 1. – С. 18–19.
6. Финкель В.А. Высокотемпературная рентгенография металлов. – М.: Металлургия, 1968. – 204 с.
7. Коваленко В.Ф. Теплофизические процессы и электровакуумные приборы. – М.: Советское радио, 1975. – 216 с.
8. Теория ползучести и длительной прочности металлов / А.И. Одинг, В.С. Иванова, В. В. Бурдукский, В. Н. Геминев // Под ред. чл.-корр. АН СССР И.А. Одиंगा. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во лит. по черной и цветной металлургии, 1959. – 488 с.

УДК 621.18:620.16:620.17

ПРОЧНОСТЬ ЗЕРЕН И МЕЖЗЕРЕННЫХ ГРАНИЦ КАК ОСНОВА ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Макеев А.А., к.т.н., Любимова Л.Л., к.т.н., Заворин А.С., д.т.н.,
Фисенко Р.Н., Ташлыков А.А., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: lll@tpu.ru

Жаропрочные нержавеющие аустенитные хромоникелевые стали нашли широкое применение в энергомашиностроении. В настоящее время разработано большое количество различных марок сталей этого типа, таких как, 0X18H10, 08X18H10T, 1X18H10T, 0X18H12Б, X15H35B3T3ЮР и др. Опыт эксплуатации показал, что в наибольшей степени требованиям жаропрочности, коррозионной устойчивости и механической прочности отвечают стали 08X18H10T. Из нержавеющей стали 08X18H10T в том числе изготавливаются оболочки твэлов, являющиеся барьером безопасности между ядерным горючим и теплоносителем, трубные пучки парогенераторов (ПГ), часто коллекторы парогенераторов, или коллекторы с плакировкой из нержавеющей стали, дистанционирующие элементы змеевиков трубного пучка, теплообмен-

ники, трубопроводы главного циркуляционного контура, связывающие между собой основное оборудование первого контура – реактор, парогенераторы, ГЦН, и другие ответственные узлы первого и второго контуров АЭС [1].

Однако при эксплуатации обнаруживается склонность нержавеющей сталей к таким специфическим видам повреждений как высоко-температурное упрочнение и охрупчивание, радиационное распухание, снижающие радиационную стойкость сталей, коррозионное растрескивание под напряжением (КРН), проявляемое в виде транскристаллитного растрескивания металла через тело зерна, и межкристаллитная коррозия (МКК), наблюдаются течи из первого контура во второй из-за повреждений теплообменных трубок и коллекторов, из-за неплотностей, возникающих в швах обварки трубных пучков [2].

Статистика трубных дефектов показывает, что по причине КРН и МКК трубного пучка замена ПГ на зарубежных АЭС за 10 лет эксплуатации становится необходимой для 20 % ПГ задолго до исчерпания их проектного ресурса. Повреждения труб в результате КРН и МКК составляют порядка 31 % от общего числа трубных дефектов [2].

Разгерметизация оболочек твэлов с возникновением микротрещин с дефектами типа газовой неплотности или дефектов, при которых имеет место прямой контакт ядерного топлива с теплоносителем, протечки радиоактивного теплоносителя во второй контур АЭС с реактором ВВЭР, не имеющий биологической защиты, снижая концентрацию борной кислоты первого контура, могут привести к ядерно-опасному режиму работы реакторной установки. По условиям герметичности все соединения труб с оборудованием и арматурой выполнены сваркой, в результате чего высокий нагрев металла в зонах шва и термического влияния сварки приводит к неконтролируемым структурно-фазовым превращениям, способным изменить служебные ресурсные прочностные характеристики стальных труб. Нержавеющие стали не всегда структурно стабильны, что изменяет их свойства в процессе эксплуатации.

К факторам эксплуатационного воздействия, влияющим на работоспособность трубопроводов пароводяного тракта котлов, относятся не только статические напряжения от внутреннего давления, но и длительно действующие циклически изменяющиеся напряжения и деформации. Они возникают при пусках, остановах, резких изменениях режимов, которые будут приводить к изменению структуры материала и его состояния, и будут влиять на механические свойства и, следовательно, ресурс. Процесс разрушения материала под действием циклических напряжений получил название усталости. Опасность усталостных разрушений заключается в том, что циклические деформирования более резко и не-

благоприятно сказываются на прочности неоднородных микроструктур, кроме того, усталостные разрушения протекают при напряжениях ниже пределов прочности, пределов упругости, пределов текучести [3].

Проблема усталости существует более 150 лет. В результате интенсивных исследований, проведенных материаловедами, химиками, математиками, физиками, к настоящему времени было достигнуто лишь только более глубокое понимание самой проблемы, связанной с влиянием микроструктуры, коррозионной среды, размера зерна, уровня приложенных напряжений, концентраторов напряжений, температуры и т. д. на закономерности и скорость роста усталостных трещин [4].

Академик Ю.Н. Работнов [5] выражает мнение, что проблема разрушения – это центральная проблема учения о сопротивлении материалов. Но «механика разрушения» как самостоятельная ветвь механики деформируемого твердого тела возникла совсем недавно, границы этой новой научной дисциплины еще не определились, однако необходимость объединения усилий представителей разных наук (механиков, физиков, физиков-химиков) для решения проблемы разрушения осознана и признана всеми. Под «механикой разрушения» в настоящее время понимается изучение тех условий, при которых в теле развивается система трещин или макротрещина, как предельное состояние при усталости.

Количественно усталостный процесс принято описывать кривыми усталости – зависимостью между накопленным повреждением и числом циклов. Различают кривые усталости в области малоциклового усталости (число циклов нагружения менее 10^4), в области многоциклового усталости (при разрушающем числе циклов более 10^5), а также в области невысоких и высоких температур. Различают две стадии усталости [6]:

- на первой стадии происходит возникновение и накопление необратимых деформаций, что заканчивается зарождением макротрещины. Это проявляется в виде изменения плотности дислокаций и концентрации вакансий, твердости, плотности, электрического, магнитного, акустического сопротивления и т. д.;

- на второй стадии накопление повреждения оценивается скоростью прорастания макротрещины и уменьшением сопротивления материала хрупкому разрушению.

При этом пределом выносливости, т. е. способности металла противостоять процессу усталости, называют наименьшее напряжение, при котором трещина распространяется до разрушения. Очевидно, что предел выносливости определяется тем напряжением, которое требуется для преодоления трещиной самого высокого барьера микроструктуры.

Различают микроструктурно короткие (10^{-6} – 10^{-7} мм), физически короткие и макроскопические трещины [4, 7]. Возникающие при цикли-

ческих нагрузках повреждения постепенно переходят в субмикроскопические трещины, которые, объединяясь, образуют макроскопическую усталостную трещину длиной 0,1–0,5 мм. «Обычно усталостные трещины очень трудно обнаружить при их зарождении и в процессе развития до критических размеров» [3].

Очень долго количественная оценка скорости распространения усталостных трещин не поддавалась изучению. Отмечается [4], что различие в механизмах микро- и макромеханики разрушения приблизит в целом к пониманию процесса усталостного разрушения. Для макротрещины все задачи решаются в настоящее время в рамках линейно-упругой механики разрушений, основанной на приближении сплошности, однородности и изотропности упругой среды. В случае высоких уровней циклических нагрузок, когда у вершины трещины возникают пластические деформации, эти методы неадекватны и необходимы иные подходы упруго-пластической механики разрушения. Академик Ю.Н. Работнов [5] отмечает, что способность трещины к дальнейшему продвижению определяется единственной характеристикой – работой на единицу длины пути или критическим коэффициентом интенсивности. Этот коэффициент интенсивности играет для всей теории фундаментальную роль, так как после этого количественная оценка скорости распространения так называемых длинных трещин усталости, анализ роста которых возможен в рамках линейно-упругой механики разрушения, может быть дана выражением [4]:

$$da / dN = D \Delta K^n, \quad (1)$$

где D и n – постоянные материала; ΔK – размах коэффициента интенсивности деформаций; a – длина трещины; N – число циклов нагружения.

Аналогичное выражение Пэриса Эрдогана имеет вид [7]:

$$dl / dN = c (\Delta K_I)^n, \quad (2)$$

где l – длина трещины; $\Delta K_I = K_{I_{\max}} - K_{I_{\min}}$ – изменение коэффициента интенсивности напряжений в цикле; $K_{I_{\max}}$ и $K_{I_{\min}}$ – наибольшее и наименьшее значение коэффициента интенсивности напряжений за цикл; n и c – константы материала.

Интегрирование (1, 2) дает долговечность изделия, под которой понимается число циклов, необходимое для подрастания трещины до критических размеров [7]:

$$N_c = \frac{2}{\pi^{n/2} (n-2) c \Delta \sigma^n B^n} (l_n^{(2-n)/2} - l_c^{(2-n)/2}). \quad (3)$$

Отмечается [7], что применение формулы (3) затрудняется тем, что параметры c и n не являются функциями материала.

На основании (1, 2) получено еще несколько решений, например [8]. Но они, как и (3), имеют ограниченное применение.

Кроме того, существенно важно отметить невозпроизводимость экспериментальных результатов и их большой разброс по сравнению с теорией.

Несколько иначе дело обстоит с короткими трещинами.

Рост микроструктурно коротких трещин следует рассматривать с позиций деформационного подхода. Рост таких трещин определяется [4]:

$$da/dN = A\Delta\gamma_p^\alpha (d - a), \quad (4)$$

где A и α – постоянные материала; d – размер самого прочного барьера; a – длина трещины; $\Delta\gamma_p^\alpha$ – размах пластической сдвиговой деформации.

Для роста физически коротких трещин, имеющих тенденцию ускоренного развития, справедливо [4]:

$$da/dN = B\Delta\gamma_p^\beta a - c, \quad (5)$$

где B и β – постоянные материала; c – характеризует пороговое условие перехода от микроструктурных трещин к более длинной трещине.

В работе [9] на основании (5) с существенными допущениями (влиянием трещин друг на друга пренебрегается, вероятность зарождения микротрещин одинакова везде на поверхности материала, параметр « c » в выражении (5) не учитывается и т. д.) получено выражение для средней длины трещин к моменту времени t :

$$a = \frac{a_o \exp(\alpha\Delta\gamma^m T)}{T\alpha\Delta\gamma^m}, \quad (6)$$

и суммарной длины трещины:

$$a_s = \frac{a_o \exp(\alpha\Delta\gamma^m T)\mu}{\alpha\Delta\gamma^m}, \quad (7)$$

где a_o – размер начальной трещины, который полагают равным 3 мкм.

Долговечность рассчитывается по выражению:

$$\tau = T(k) + \frac{a_c^{(2-m)/2} - a_o^{(2-m)/2}}{[(2-m)/2]\alpha\Delta\gamma^m \pi \frac{m}{2}}, \quad (8)$$

где второе слагаемое правой части получено интегрированием уравнения Пэриса, а $T(k)$ – время, необходимое для образования магистральной трещины.

Чтобы воспользоваться результатами предложенной модели, надо экспериментально получить по очень трудоемкой и сложной процедуре испытаний ряд параметров усталостного разрушения – среднюю скорость зарождения микротрещин, средние по ансамблю постоянные законы роста микротрещин и постоянные уравнения роста магистральных трещин [9].

Как отмечается в [4], все классические работы по вопросам сопротивления усталости за последние 100 лет, «должны быть пересмотрены с позиции механики коротких трещин», все факторы – коррозионная среда, размер зерна, твердость, пределы прочности и текучести, остаточные напряжения – «должны быть проанализированы с точки зрения их влияния на закономерности роста коротких трещин».

Это связано с тем, что такой анализ и знание закономерностей накопления повреждаемости на начальных стадиях представляют большой не только научный, но и практический интерес, так как основной ресурс оборудования реализуется в условиях роста микроструктурно коротких трещин, на который приходится 80–90 % долговечности. Оставшиеся 10 % определяются ростом магистральной трещины вплоть до окончательного разрушения [9].

Теория усталости в настоящее время отсутствует, поэтому обычно говорят не о ней, а гипотезах или закономерностях усталостного разрушения [3].

Механика разрушения сводится к изучению условий, при которых в структуре материала будет развиваться трещина или система трещин. Таким образом, определены три вида усталостных трещин. Рост каждой из таких трещин, их количественный анализ не может производиться с единых позиций, а требует использования своего отдельного раздела механики разрушения.

Разрушение при циклическом деформировании представляется возникновением микроповреждений, их накоплением, образованием микротрещин, их слиянием в макротрещины, что приводит к окончательной потере прочности. В этой связи актуальными остаются экспериментальные подходы по установлению предельного состояния структуры материала, приводящего к разрушению.

В настоящей работе в качестве экспериментального применен образец в виде шлифа размером (20×20×2) мм из сертифицированной стали 08X18H10T промышленной плавки Г-45704 с концентрацией компонент: Cr – 17,91 %; Ni – 10,2 %; Mn – 0,33 %; Si – 1 %; Ti – 0,48 %; V – 0,17 %; Mo – 0,16 %; Cu – 0,25 %; C – 0,08 %; P – 0,03 %; S – 0,02 %.

Плосконапряженное состояние создавалось циклическим деформированием исследуемого образца с применением гидравлического пресса при фиксированном значении внешнего давления. После каждого цикла нагружения производилось рентгенографирование наружной и внутренней поверхностей исследуемого образца с использованием медного монохроматизированного излучения трубки с длиной волны $\lambda_{\text{кр}} = 1,39217 \text{ \AA}$. Полученные значения внутренних напряжений, плотности дислокаций и размеров кристаллитов образца стали 08X18H10T от величины приложенного внешнего давления представлены на рисунках 1, 2.

Согласно известному энергетическому критерию А.А. Гриффитса разрушение произойдет тогда, когда при малом удлинении будет выделяться больше упругой энергии, чем это требуется для удельной энергии образования новых поверхностей. Т.е. поверхностная энергия должна быть меньшеосвобождающейся упругой энергии.

В этой связи релаксацию внутренних напряжений, при которой высвобождается энергия, можно связать с развитием трещины. При этом, чем больше глубина релаксации, тем больше высвобождается энергии, тем сильнее продвигается трещина.

Если трещина при релаксации превосходит несколько размеров диаметра структурного зерна, значит, межзеренные границы уже не являются барьером для их продвижения и далее разрушение может происходить самопроизвольно (лавинно).

Для оценки разрушения зерна в ходе холодного деформирования образца используется формула Котрелла приведенная в [10], с помощью которой можно оценить длину зональной трещины $l_{зон}$, зависящей от внутренних напряжений первого рода σ_I и длину интеркристаллитной трещины L , зависящей от внутренних микронапряжений второго рода σ_{II} :

$$L = \frac{2 \cdot \gamma \cdot G}{\pi \cdot (1 - \mu) \cdot \sigma_n^2},$$

где γ – поверхностная энергия, МПа·см; $\gamma = 0,1 \cdot G \cdot b$, где b – диаметр атома железа, $b = 2,48 \cdot 10^{-8}$ см; $G = 8 \cdot 10^4$ – модуль сдвига, МПа; $\mu = 0,27$ – коэффициент Пуассона; σ_n – остаточные после каждого деформирования напряжения, МПа.

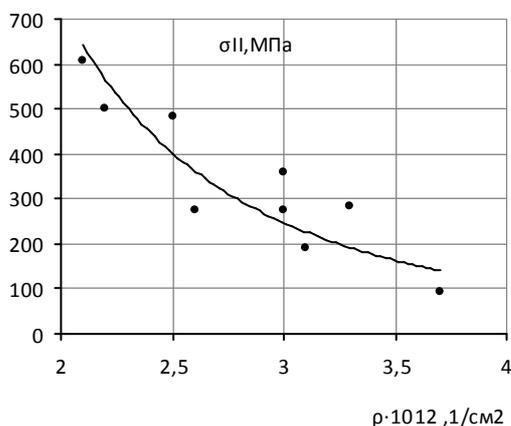


Рис. 1. Влияние циклического нагружения на распределение внутренних напряжений σ_{II} в зависимости от плотности дислокаций ρ . Сталь 08X18H10T (наружная сторона)

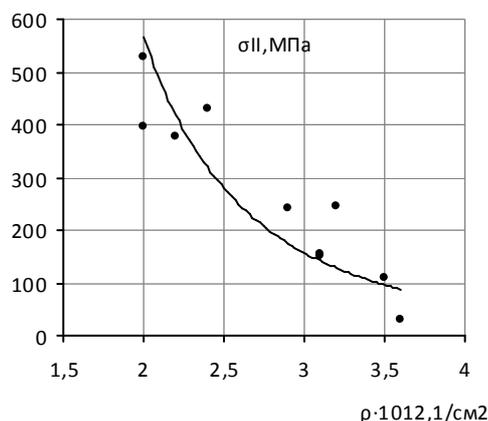


Рис. 2. Влияние циклического нагружения на распределение внутренних напряжений σ_{II} в зависимости от плотности дислокаций ρ . Сталь 08X18H10T (внутренняя сторона)

Значения длины кристаллитных и зональных трещин в зависимости от внешней нагрузки и стороны образца представлены на рисунках 3–6.

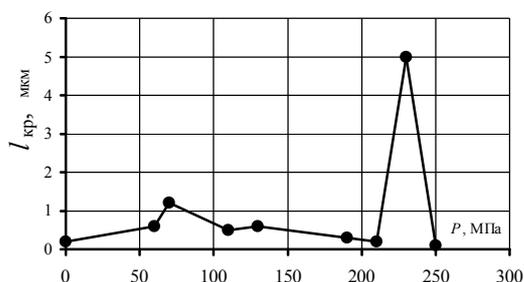


Рис. 3. Зависимость длины кристаллитной трещины $l_{кр}$ от внешней нагрузки в образце трубы из стали 08X18H10T (наружная сторона)

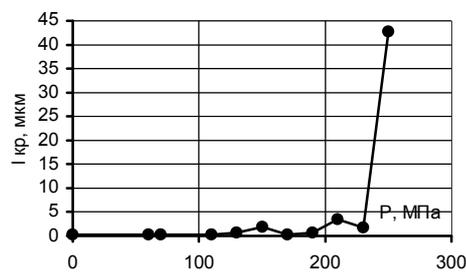


Рис. 4. Зависимость длины кристаллитной трещины $l_{кр}$ от внешней нагрузки в образце трубы из стали 08X18H10T (внутренняя сторона)

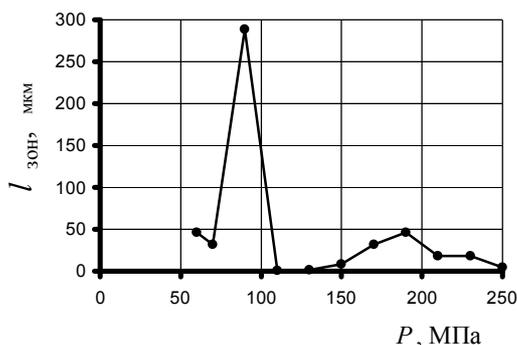


Рис. 5. Зависимость длины зональной трещины $l_{зон}$ от внешней нагрузки в образце трубы из стали 08X18H10T (наружная сторона)

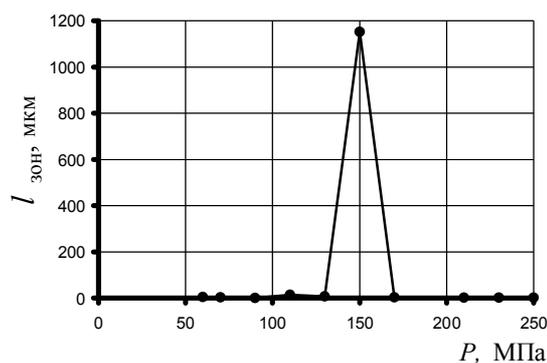


Рис. 6. Зависимость длины зональной трещины $l_{зон}$ от внешней нагрузки в образце трубы из стали 08X18H10T (внутренняя сторона)

Таким образом, механоциклическими испытаниями достигнуто следующее:

1. Установлены количественные кривые зависимости внутренних напряжений от плотности дислокаций, подтверждающие качественную гипотезу Одинга – Бочвара – сопротивление деформированию от плотности дислокаций (см. рис. 1, 2). Как и на гипотетических кривых Одинга – Бочвара, любая точка на экспериментальной зависимости характеризует реальную прочность материала и его текущее физическое состояние.

2. Установлены внутренние напряжения, определяющие реальную прочность и соответствующие $\sigma_{\text{в}}$, которые могут быть определены из рисунков 1 и 2 по левому верхнему положению на кривых зависимостей « σ_{II} – плотность структурных дефектов»:

- для наружной поверхности трубы – $\sigma_{\text{в}} = 608$ МПа, рисунок 1;
- для внутренней поверхности трубы – $\sigma_{\text{в}} = 526$ МПа, рисунок 2;

3. Установлен условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, величина которого соответствует напряжениям релаксации и составляет:

- для наружной поверхности трубы – $\sigma_{0,2} = 210$ МПа, рисунок 3;
- для внутренней поверхности трубы – $\sigma_{0,2} = 230$ МПа, рисунок 4.

4. По этим данным установлено критериальное отношение $\sigma_{0,2}/\sigma_{\text{в}}$, характеризующее склонность к хрупким разрушениям:

- для наружной поверхности трубы – $\sigma_{0,2}/\sigma_{\text{в}} = 210/608 = 0,40$ (см. рис. 1, 3);
- для внутренней поверхности трубы – $\sigma_{0,2}/\sigma_{\text{в}} = 230/526 = 0,44$ (см. рис. 2, 4).

Эти результаты показывают, что наружная и внутренняя поверхности не склонны к процессам охрупчивания.

5. Установлен предел выносливости σ_{-1} , которым может считаться наименьшее напряжение, при котором образовалась первая большая трещина:

Для межзеренных границ:

- для наружной поверхности трубы $\sigma_{-1} = 90$ МПа (см. рис. 5);
- для внутренней поверхности трубы $\sigma_{-1} = 150$ МПа (см. рис. 6).

Для зерен:

- для наружной поверхности трубы $\sigma_{-1} = 210$ МПа (см. рис. 3);
- для внутренней поверхности трубы $\sigma_{-1} = 230$ МПа (см. рис. 4).

Эти результаты показывают, что исследуемый материал в большей степени проявляет склонность к разрушениям по границам зерен.

6. Становится возможным оценивать прочность зерен и прочность межзеренных границ реального материала, определяющую индивидуальный ресурс стали теплопередающих поверхностей.

Работа поддержана грантом РФФИ № 11-08-00782a (№ 012011598308) в 2011 г.

Список литературы:

1. Конструкционные материалы ядерных реакторов. В 2-х ч. Ч. II. Структура, свойства, назначение. / Под общей ред. Н.М. Бескоровайного. – М.: Атомиздат, 1977. – 256 с.

2. Смыков В.Б. Коррозионные проблемы эксплуатации парогенераторов ЯЭУ. – М.: ЦНИИАтоминформ, 1985. – 61 с.
3. Смирнов А.Н., Герике Б.Л., Муравьев В.В. Диагностирование технических устройств опасных производственных объектов. – Новосибирск: Наука, 2003. – 244 с.
4. Миллер К.Ж. Усталость металлов – прошлое, настоящее и будущее // Заводская лаборатория. – 1994. – № 3. – С. 31–44.
5. Партон В.З., Морозов Е.М. Механика упруго-пластического разрушения. – М.: Наука, 1974. – 416 с.
6. Серенсен С.В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению. – М.: 1975. – 192 с.
7. Мороз Л.С. Механика и физика деформаций и разрушения материалов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1984. – 224 с.
8. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1974. – 640 с.
9. Петерсен Т.Б., Ботвина Л.Р. Статистическая модель накопления повреждаемости в металлах при циклических нагружениях // Заводская лаборатория. – 1993. – № 1. – С. 39–42.
10. Иванова В.С., Гордиенко А.К., Геминев В.И. Роль дислокаций в упрочнении и разрушении металлов. – М.: Металлургия, 1991. – 383 с.

УДК 662.933.2:533.6.08

УПРАВЛЕНИЕ АЭРОДИНАМИКОЙ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В ВИХРЕВОЙ ТОПКЕ

Ануфриев И.С., к.ф.-м.н., Аникин Ю.А., к.т.н., Красинский Д.В., к.т.н.,
Саломатов В.В., д.т.н., Шадрин Е.Ю., Шарыпов О.В., д.ф.-м.н.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: anufriev@itp.nsc.ru

В теплоэнергетике с целью повышения эффективности процессов сжигания распыленного угольного топлива широко применяются вихревые технологии. Закрутка потока в топочной камере приводит к его стабилизации, лучшему заполнению объема камеры, интенсификации процессов тепломассопереноса за счет усиления перемешивания и увеличения времени пребывания частиц топлива в камере горения, а следовательно – к уменьшению габаритов котлоагрегата. Возможность достижения заданных теплотехнических и экологических показателей при сжигании топлива в вихревом потоке в основном обеспечивается совершенством внутренней аэродинамики топочного устройства. И напротив, появление таких аэродинамических факторов, как рециркуляционные зоны и возвратные течения, прецессия вихревого ядра, эффект Коанда, может оказывать негативное влияние на протекание топочных процессов, и, соответственно, на энергоэффективность и другие показатели котла. Поэтому при разработке или модернизации топочных устройств, использующих вихревую технологию сжигания, необходимо

детальное изучение сложной пространственной структуры их внутренней аэродинамики, а также всей совокупности протекающих топочных процессов, основанное, в частности, на результатах физического моделирования.

В данной работе исследуется перспективное вихревое топочное устройство новой конструкции с горизонтальной осью вращения и расщепленным по периметру тангенциальным вводом топливовоздушных струй (патент РФ № 2042084). Основными отличительными особенностями новой конструкции вихревой топки (по сравнению с известной топкой Н.В. Голованова [1]) является: дополнительный тангенциальный подвод топлива, расположенный в нижней части камеры сгорания, и увеличенная ширина горловины диффузора. Наличие в исследуемой конструкции вихревой топки расщепленных по периметру (условной окружности камеры горения) горелочных струй, ориентированных в противоположном направлении, обеспечивает гибкость управления структурой течения и режимными параметрами, а горизонтальная ось вращения потока увеличивает полноту выгорания топлива.

Результаты предыдущей работы авторов [2] показали, что наличие дополнительных (нижних) горелок (по сравнению с конструкцией Н.В. Голованова) позволяет эффективно управлять аэродинамикой потока, создавая более благоприятные режимы работы топки. Однако, как и в топке Голованова [1], в конструкции с расщепленным вводом топливовоздушных струй наблюдается негативный фактор – прецессия вихревого ядра [2]. Для устранения указанной особенности вихревого течения было предложено новое конструктивное решение, предусматривающее цилиндрическую вставку, установленную на условной оси горизонтальной камеры горения и позволяющую зафиксировать ось потока.

В данной работе, по аналогии с [1, 2], с целью исследования предложенного способа управления аэродинамикой течения, выполнено физическое моделирование структуры турбулентного закрученного потока в изотермической лабораторной модели вихревой топки (см. рис. 1) с использованием метода лазерной доплеровской анемометрии (ЛДА). Модель изготовлена из оргстекла толщиной 10 мм (размеры 300×1200×300 мм). Отношение диаметра цилиндрической вставки к диаметру камеры сгорания составляет 0,37 (условный диаметр топки 300 мм). В качестве рабочей среды использовался сжатый воздух.

Для диагностики течения применялся двухкомпонентный лазерный доплеровский анемометр ЛАД-06, разработанный в ИТ СО РАН. Описание экспериментальной установки и методики проведения ЛДА-измерений изложено в работах [1, 2]. Число Рейнольдса, рассчитанное по диаметру камеры сгорания, составляло $Re = 3 \cdot 10^5$ (при этом средне-

расходные скорости на срезе каждого сопла задавались равными 15 м/с). Измерения проводились в двух сечениях XOY: по центру сопла и в плоскости симметрии. Пространственный шаг сетки составлял 5 мм. Для получения среднего значения в каждой точке было сделано 2000 измерений (погрешность измерения средней скорости – не более 2 %).

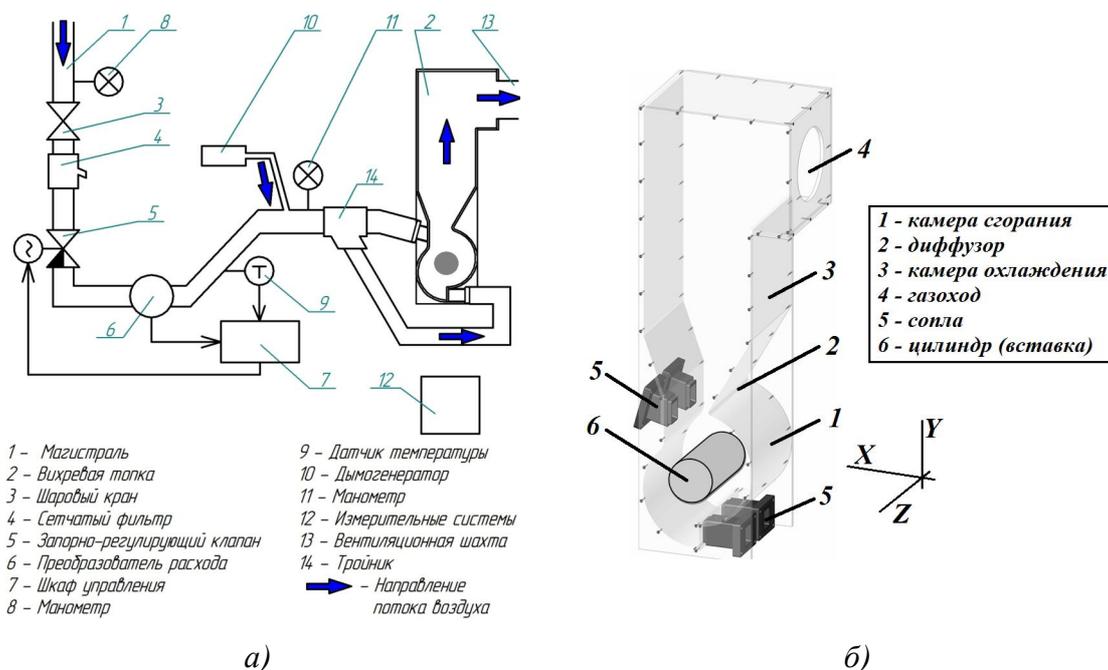


Рис. 1. Схема экспериментального стенда для исследования аэродинамики в вихревой топке (а); схема модели новой конструкции вихревой топки (б)

Результаты измерений представлены на рисунках 2а, 3а. Векторные поля средней скорости построены в пакете Surfer. Цветом показана визуализация модуля средней скорости. Для сравнения на рисунках 2б, 3б приведены результаты численного 3-D моделирования изотермического течения, проведенного для таких же входных условий и геометрии лабораторной модели топки, но без цилиндрической вставки [2]. Анализ полученных результатов показывает, что наличие цилиндрической вставки позволяет устранить прецессию вихревого ядра. Однако, в сечении по центру сопла (см. рис. 2а) слева от цилиндрической вставки возникает дополнительный вихрь. Кроме этого, в плоскости симметрии между соплами (см. рис. 3а) над цилиндрической вставкой имеет место незначительная закрутка потока, а слева от цилиндра присутствуют противотоки, вызванные перераспределением течения вдоль оси z.

Остальные качественные особенности структуры потока, в целом, остаются практически без изменений. Полученные результаты позволяют поставить задачу определения оптимального диаметра цилиндрической вставки на основе вариантных численных расчетов.

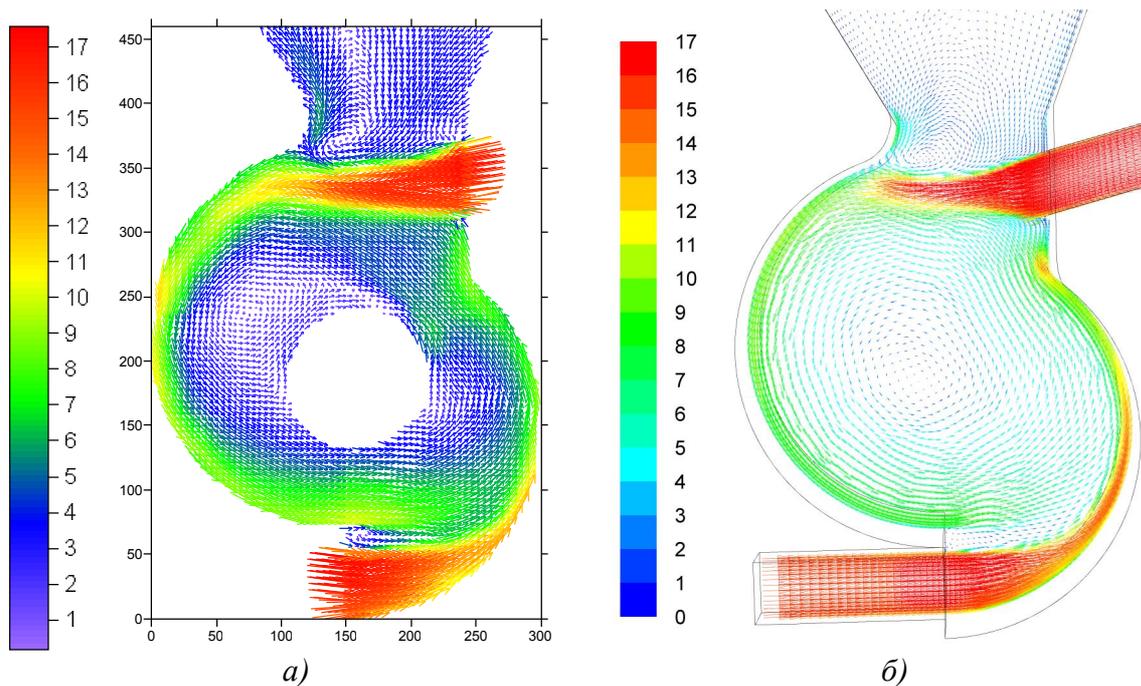


Рис. 2. Векторное поле скорости в сечении по центру горелки (м/с):
(а) с цилиндрической вставкой; (б) без вставки [2]

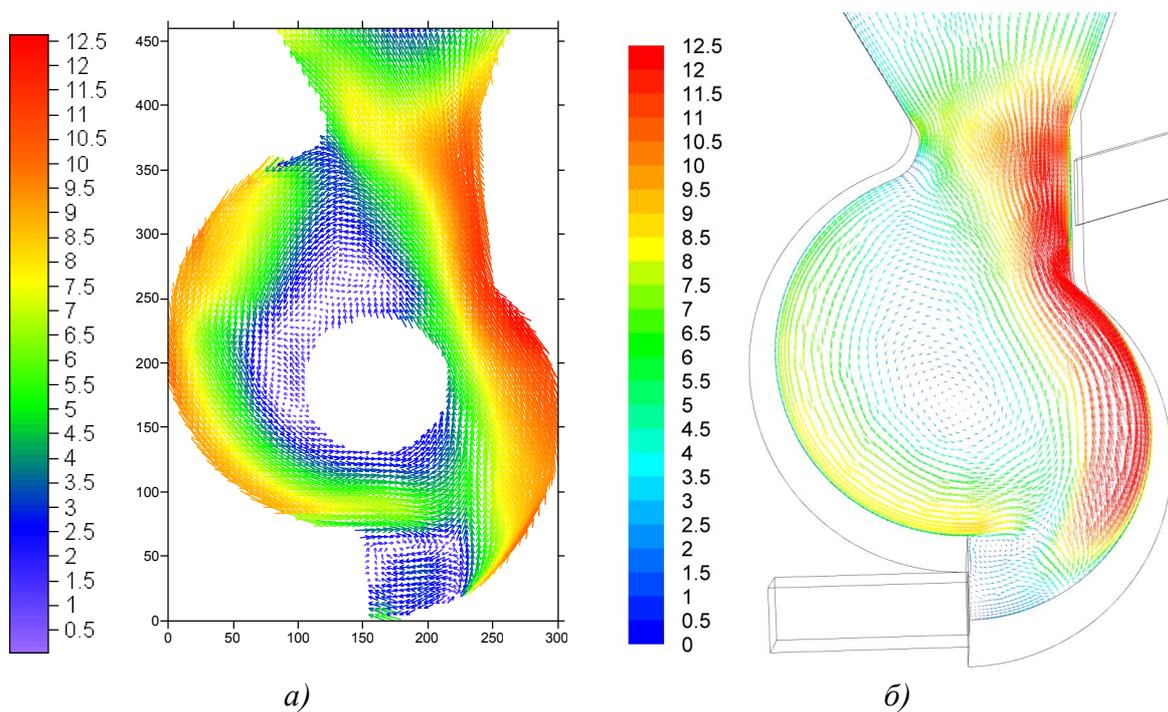


Рис. 3. Векторное поле скорости в плоскости симметрии (м/с):
(а) с цилиндрической вставкой; (б) без вставки [2]

Исследования выполнены при поддержке РФФИ (гранты №№ 12-08-31004-мол_а, 13-08-90700-мол_рф_нр) и Стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам СП-987.2012.1.

Список литературы:

1. Саломатов В.В., Красинский Д.В., Аникин Ю.А., Ануфриев И.С., Шарыпов О.В., Энхжаргал Х. Экспериментальное и численное исследование аэродинамических характеристик закрученных потоков в модели вихревой топки парогенератора // Инженерно-физический журнал. – 2012. – Т. 85. – № 2. – С. 266–276.
2. Аникин Ю.А., Ануфриев И.С., Красинский Д.В., Саломатов В.В., Шарыпов О.В. Физическое и численное моделирование внутренней аэродинамики вихревой топки с рассредоточенным вводом горелочных струй // Вестник Новосиб. гос. ун-та. Серия: Физика. – 2013. – Т. 8. – Вып. 2. – С. 86–94.

УДК 662.94:662.61:62-643:536.46

**ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКЕЛА ПРИ САЖЕПАРОВОМ РЕЖИМЕ
ГОРЕНИЯ ЖИДКИХ УГЛЕВОДОРОДОВ**

Алексеев С.В., д.ф.-м.н., Ануфриев И.С., к.ф.-м.н., Вигриянов М.С.,
Дулин В.М., к.ф.-м.н., Копьев Е.П., Шарыпов О.В., д.ф.-м.н.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: anufriev@itp.nsc.ru

Истощение запасов доступных качественных видов топлива, используемого в теплоэнергетике, обуславливает интерес к дешевым низкокачественным видам топлив. К таким видам топливам относятся и различные виды горючих производственных отходов (отработанные масла и смазочные жидкости, сырая нефть, мазуты и др.). Основная причина недостаточного использования некондиционных топлив в топливно-энергетическом балансе заключается в отсутствии технологий сжигания, отвечающих современным требованиям эффективности и экологической безопасности.

Одной из перспективных технологий является сжигание низкокачественных углеводородных топлив в сажепаровом режиме [1]. Предварительные исследования, проведенные в ИТ СО РАН [2], показали, что процесс горения жидких углеводородов резко интенсифицируется при подаче в зону горения перегретого водяного пара. Для создания высокоэффективных горелочных устройств, работающих в таком режиме, необходимы исследования основных закономерностей сложных процессов, происходящих при горении в модельных устройствах, включая выяснение механизмов реакций, анализ тепломассопереноса и процессов термического разложения топлива, газификации и воспламенения компонентов, а также состава продуктов горения и теплового эффекта. В данной работе исследуется структура течения в факеле при сажепаровом режиме горения дизельного топлива в лабораторной модели горе-

лочного устройства. Принципиальной особенностью данного режима сжигания топлива [1] является высокая концентрация перегретого водяного пара, подаваемого в зону горения.

Научное обоснование выбора конструктивных характеристик и режимных параметров горелочных устройств требует создания адекватной математической модели. Режим сажепарового горения находится в начальной стадии исследования, связанной с формированием представлений об основных механизмах реакций и роли физических факторов. Имеющиеся в настоящее время экспериментальные данные [2] недостаточны для необходимой верификации математической модели изучаемых процессов. Целью экспериментальных исследований являлось получение данных о распределении скорости в факеле, в котором во внешней атмосфере происходит догорание продуктов газификации (синтез-газа).

Экспериментальный стенд для исследования сажепарового режима горения жидких углеводородов состоит из горелочного устройства с топливным баком и манометром, системой вентиляции. Горелка мощностью до 10 кВт и объемом бачка-испарителя $\sim 300 \text{ см}^3$ непрерывно работает на дизельном топливе при атмосферном давлении (рабочее давление в бачке-испарителе 0,7–1,0 МПа). Расход топлива 0,8–1,2 л/час. Размеры горелки: диаметр 120 мм, высота 200 мм. Все элементы изготовлены из стали марки 12Х18Н10Т. Для запуска устройства используется сухое горючее. Горелка состоит из (см. рис. 1а): цилиндрического корпуса (1) с топкой (2), топливопровода (3), воздухопроводов (4), встроенного парогенератора (5) с форсункой (6) и камеры газогенерации (7). Парогенератор имеет форму кольцевой камеры и содержит три отдельных блока: бачок-испаритель (8), паросепаратор (9), пароперегреватель (10). Вертикальная цилиндрическая камера газогенерации расположена в центре, а паровая форсунка установлена соосно с ней. В объем горелки отдельно подаются топливо, воздух и перегретый водяной пар. Поток перегретого пара генерируется в горелочном устройстве за счет тепла, выделяемого при горении.

На начальной стадии в отсутствие интенсивной струи пара формируется факел, содержащий большое количество сажи см. (рис. 1б), характерный для горения дизельного топлива. При этом происходит нагрев воды и повышение давления в бачке-испарителе. Часть тепла, выделяющегося при горении, расходуется на дополнительный нагрев пара в пароперегревателе. При подаче струи перегретого водяного пара в первичный сажистый факел происходит паровая газификация продуктов разложения топлива с образованием синтез-газа. Это приводит к повы-

шению температуры факела и скорости горения, изменению состава продуктов горения (повышению полноты сгорания топлива). В результате реализуется режим бессажного горения (см. рис. 1в) и обеспечивается высокая энергоэффективность горелочного устройства.

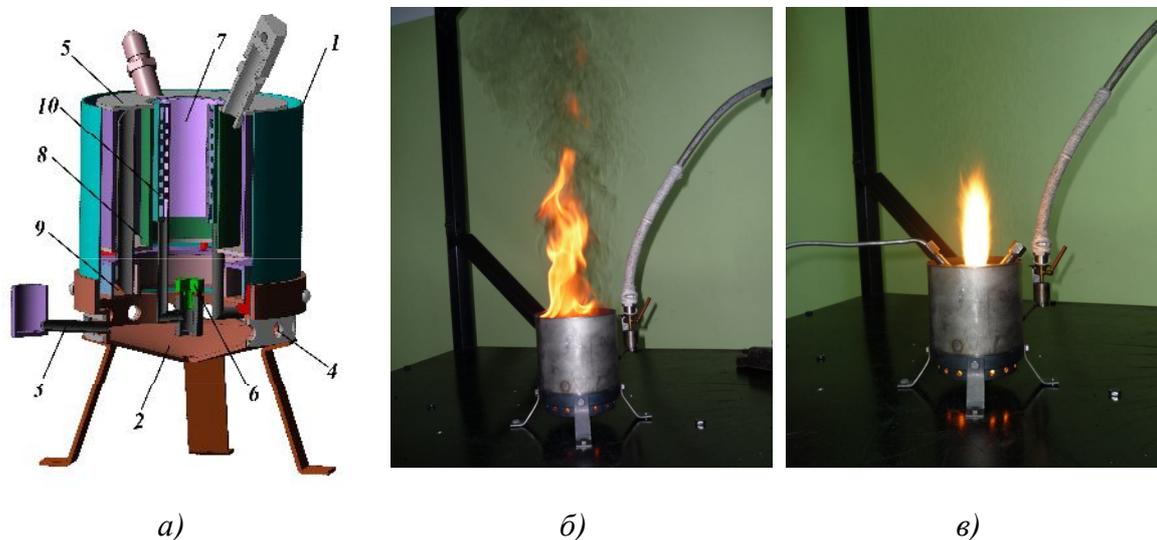


Рис. 1. Схема горелочного устройства (а); начальный режим горения дизельного топлива (б); установившийся сажепаровый режим горения (в)

Измерения поля скорости в факеле осуществлялись с использованием 2D PIV-системы «Полис», разработанной в ИТ СО РАН. Для засева потока трассерами использовалось силиконовое масло ПМС-5, добавляемое в жидкую фазу. Подробное описание методики измерения скорости высокотемпературного реагирующего потока при свободном поступлении окислителя из окружающей атмосферы приведено в [3].

Предварительные эксперименты показали, что собственная яркость исследуемого факела очень высока для PIV-измерений, что приводит к локальному засвечиванию кадров при большом времени экспозиции (128 мс) используемой цифровой камеры. Применение световых фильтров не позволило полностью решить указанную проблему. В связи с этим в измерениях была использована высокоскоростная камера PCO.1200hs, имеющая минимальное время экспозиции кадра 50 нс и частоту до 636 Гц. При этом на объектив устанавливался один оптический фильтр L.O.T.-Oriel с полосой пропускания 532 ± 10 нм.

Были проведены три серии измерений (по 500 реализаций каждая) в плоскости симметрии факела. Для обработки данных использовался итерационный кросскорреляционный алгоритм расчёта полей скорости с разбиением расчётной области на ячейки размером 64×64 пикселей с пространственным перекрытием в 50 %. Визуализация полей скорости

осуществлялась в программе Surfer. Давление в бачке-испарителе горелки при проведении измерений составляло 0,7 МПа. На рисунке 2 представлены характерные результаты измерения распределения средней по времени скорости потока. Максимальная скорость достигает 30 м/с на оси факела на некотором расстоянии от среза горелки.

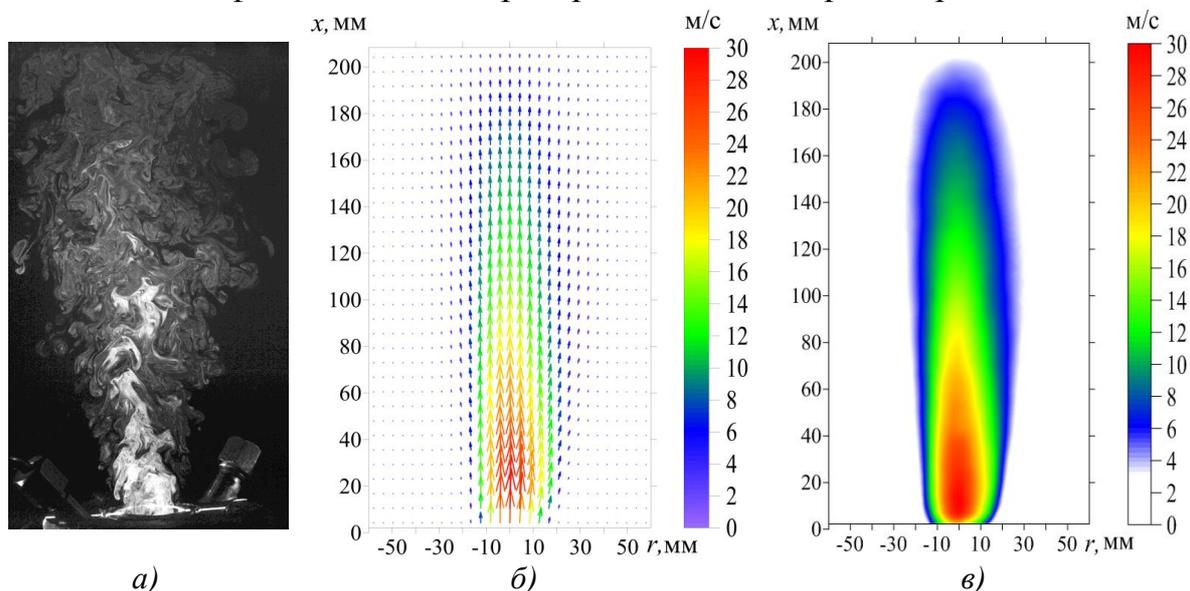


Рис. 2. PIV фотография потока (а); Векторное поле средней по времени скорости потока (б); распределение аксиальной компоненты скорости (в)

Полученные данные по скорости в факеле горелочного устройства при сажепаровом режиме горения дизельного топлива дают необходимую информацию для количественного сопоставления с результатами численного моделирования и верификации используемой математической модели процесса.

Работа выполнена при финансовой поддержке Программы Президиума РАН «Горение и взрыв» и Программы совместных фундаментальных исследований СО РАН и НАНБ 2012-2014 гг. (проект № 6).

Список литературы:

1. Пат. 2219435 Россия. МПК F23C11/00, F23L7/00. Способ бесплажного сжигания топлива / М.С. Вигриянов, В.В. Саломатов, С.В. Алексеенко. Заявлено 11.02.2002. Опубл. 20.12.2003. – 5 с.: ил.
2. Алексеенко С.В., Пашенко С.Э., Саломатов В.В. Нанокластерное инициирование горения неконденсированных углеводородных топлив // Инженерно-физический журнал. – 2010. – Т. 83. – № 4. – С. 682–693.
3. Alekseenko S.V., Anufriev I.S., Bobrova L.N., Dulin V.M., Krasinsky D.V., Salomatov V.V., Sharypov O.V. Experimental and Numerical Study of Steam-Enhanced Regime of Liquid Hydrocarbon Fuel Combustion in a Pilot Burner // Proc. of the 6th European Combustion Meeting. – Lund, Sweden, 2013. – P. 6

СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ БЕНЗ(А)ПИРЕНА ВПРЫСКИВАНИЕМ ВЛАГИ В ЗОНУ АКТИВНОГО ГОРЕНИЯ

Грига А.Д., д.т.н., Иваницкий М.С.

Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Волжский

E-mail: mseiv@yandex.ru

Энергетические котлы являются источником выбросов в атмосферу вредных веществ. Наиболее токсичным среди них является бенз(а)пирен (БП). В настоящее время вопросы снижения выбросов бенз(а)пирена в окружающую среду привлекают большое количество специалистов-экологов. Разработка малозатратных режимно-технологических методов снижения негативного воздействия ТЭЦ на окружающую среду является важной задачей экологии и энергетики.

Широко исследуемым методом снижения выбросов вредных веществ является ввод воды или пара в зону активного горения, а также сжигание водотопливных эмульсий. В работах [1–3] установлено, что вне зависимости от способа ввода в топку пара или воды в количестве до 7 % от массы топлива наблюдается снижение выхода БП в дымовых газах (см. рис. 1).

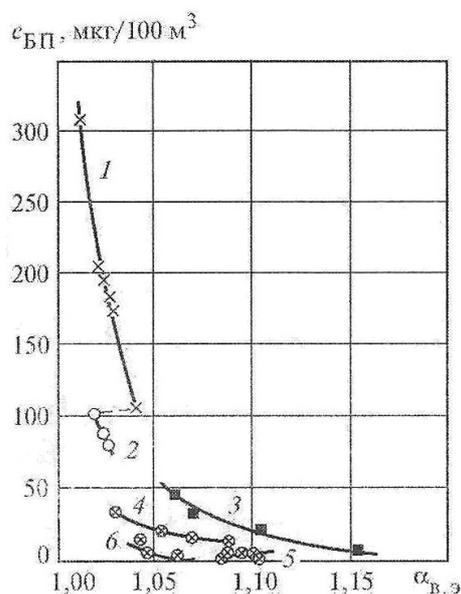


Рис. 1. Влияние ввода добавочной влаги в зону горения на содержание бенз(а)пирена в дымовых газах при сжигании природного газа и мазута в паровых котлах [3]:

1 – природный газ без ввода влаги, котел ТГМП-204ХЛ; 2 – то же, что и 1, но с впрыском 0,64 т/ч воды в зону горения; 3, 4 – мазут, паровой распыл, котлы ТГМ-84 и ТГМ-84Б; 5 – то же, что и 4, но сжигание водомазутной эмульсии, $W = 7\%$; 6 – то же, что и 3, но с впрыском 10 % воды (от расхода топлива)

Сжигание водомазутных эмульсий является эффективным способом снижения выбросов канцерогенных углеводородов. Для котла ПК-41-1 (топливо – мазут) эмиссия БП уменьшалась с $(0,2-0,3)$ мкг/м³ до $(0,06-0,12)$ мкг/м³ при различных способах подачи влаги в зону горения [2]. В результате проведенных опытов на котле ТГМ-84 [4] получены данные по снижению концентрации БП в продуктах сгорания при номинальной нагрузке и $\alpha = 1,08 - 1,1$ с $0,2$ мкг/м³ до $0,08$ мкг/м³ при переходе с мазута на водомазутную эмульсию с водотопливным соотношением 7 %.

Более обстоятельно вопросы сжигания водотопливных эмульсий рассмотрены в работе [4], где отмечается, что, кроме влажности, важнейшим параметром является дисперсный состав частиц, который оценивается средним заутеровским диаметром частиц воды в топливе. Проведенные на котле ДКВР-4-13 опыты по сжиганию мазута и водомазутной эмульсии в диапазоне изменения нагрузки (75–100) % и $\alpha = 1,1-1,5$ показали, что при увеличении водотопливного соотношения от 0 до 15 % концентрация БП снижается на (65–80) %. При дальнейшем повышении влажности до 20 % эмиссия БП начинает снова расти. Влияние дисперсности фазы воды оценивалось при оптимальной влажности $W_{\text{опт}} = 12$ %. Из данных, представленных в работе [4], видно, что минимальный уровень выхода БП наблюдается при $d = 8-12$ мкм. Переход на более мелкодисперсную эмульсию $d = 3-5$ мкм приводит к росту концентрации БП.

Положительное влияние на снижение БП путем ввода воды в пристенную зону топки котла было отмечено в работах [1, 5]. Ввод воды в зону горения позволяет снизить температуру факела. При вводе воды в водотопливном соотношении (5–10) % температура снижается на 20–50 К, при вводе пара на 10–20 К. Кроме понижения температуры происходит перестройка температурного поля факела: максимальная температура горения смещается к корню факела. Это вызвано интенсификацией реакции горения на начальном участке факела, в основном за счет дожигания СО, в связи с появлением дополнительных радикалов ОН, образующихся в результате диссоциации водяных паров.

Интенсификация процесса горения способствует уменьшению количества окислителя, необходимого для полного сжигания топлива. По причине расхода тепла на испарение воды замедляется рост температуры факела.

Относительно использования этого метода в топках котлов ТЭЦ существуют противоречивые мнения и результаты, возможное объяснение – несоответствие конструкции впрыскивающих аппаратов конкретного котла. Все это выдвигает требования к аппаратам ввода воды и пара в топку по месту их расположения, дальности и качеству рас-

пыла. Место ввода влаги должно обеспечивать ее попадание в соответствующую зону факела. В работах [1, 5, 6] рассматривается два способа ввода: в пристенную зону топки и зональный впрыск, при вводе в дутьевой воздух. Дальнобойность аппарата гарантирует охват необходимой зоны факела. При вводе воды требуется, чтобы капли были определенного размера – тогда они могут полностью испариться в необходимой зоне.

Установлено, что во всем диапазоне изменения режимных параметров впрыск влаги приводит к снижению концентраций сажи и БП в уходящих газах котлов не менее чем в 2,5 раза, а при работе оборудования в докритической области (по коэффициенту избытка воздуха) наблюдается значительное снижение концентрации химического недожога, что позволяет частично или полностью окупить затраты на создание системы впрыска.

Можно заключить, что ввод влаги в зону горения является одним из путей сокращения выбросов БП. Метод позволяет снизить выбросы БП на (20–85) % [1, 6].

Список литературы:

1. Технология сжигания горючих газов и жидких топлив: Учебник для вузов / Р.Б. Ахмедов, Л.М. Цирульников. – Л.: Недра, 1984. – 283 с.
2. Васильев В.П., Цирульников Л.М., Кадыров Р.А. и др. О некоторых особенностях образования токсичных и агрессивных продуктов горения газа и мазута // Теплоэнергетика. – 1983. – № 3. – С. 60–62.
3. Кормилицын В.И., Лысков М.Г., Румынский А.А. Комплексная экосовместимая технология сжигания водомазутной эмульсии и природного газа // Теплоэнергетика. – 1996. – № 9. – С. 13–17.
4. Сжигание водотопливных эмульсий и снижение вредных выбросов: Монография / В.А. Корягин. – СПб.: Недра, 1995. – 304 с.
5. Аничков С.Н., Глебов В.П. Снижение выбросов ванадия и бенз(а)пирена: Информационный сборник. – М.: Издательский дом МЭИ. – 2007. – С. 230–238.
6. Росляков П.В. Методы защиты окружающей среды: Учебник для вузов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 336 с.

УДК 621.311.22.662.9

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ПРИ СЖИГАНИИ ТОПЛИВА НА ВЫБРОСЫ БЕНЗ(А)ПИРЕНА

Грига А.Д., д.т.н., Иваницкий М.С.

Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Волжский
E-mail: mseiv@yandex.ru

Выбросы продуктов неполного сгорания топлива являются косвенным показателем эффективности использования топлива, а следовательно и экономичности работы котла. Бенз(а)пирен (БП) является ярким представителем продуктов химического недожога, канцерогенным

веществом. Изучение механизмов образования, конверсии и снижения концентрации бенз(а)пирена в дымовых газах является важной и актуальной задачей экологии. Установлено, что режимные параметры оказывают значительное влияние на процесс генерации бенз(а)пирена, в частности, коэффициент избытка воздуха в топочной камере.

В работах [1–4] показано, что при увеличении коэффициента избытка воздуха содержание БП снижается экспоненциально. При увеличении α даже в пределах режимных карт можно достичь значительного снижения выбросов БП в (5–6) раз.

На рисунке 1 показано влияние избытков воздуха на содержание вредных примесей в рассечке водяного экономайзера и за дымососом котельной установки ТПЕ-430 [4].

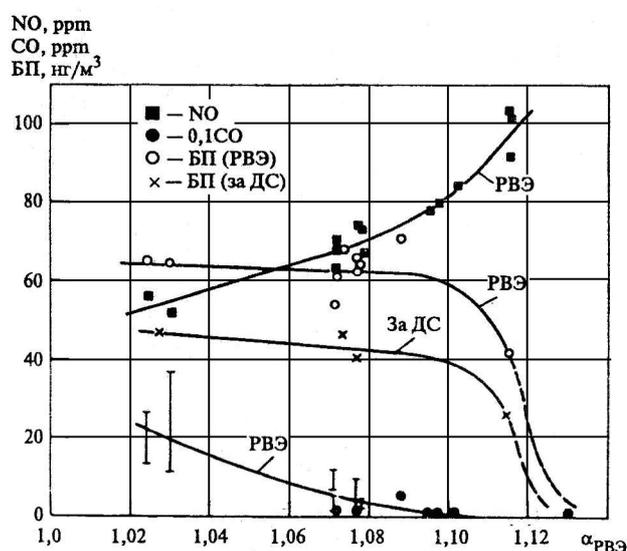


Рис. 1. Влияние избытков воздуха на содержание вредных примесей в рассечке водяного экономайзера и за дымососом, котельная установка ТПЕ-430, $D = 365 - 375 \text{ т/ч}$ [4]

Анализ зависимости концентрации CO от содержания БП в режимном сечении РВЭ (см. рис. 1), дает возможность сделать вывод о том, что содержание CO может косвенно характеризовать содержание БП в дымовых газах. Во всех режимах сжигания природного газа большим концентрациям CO в режимном сечении РВЭ всегда соответствовали большие концентрации БП. Однако это прямо пропорциональное соответствие несколько отличается для обычных режимов сжигания и режимов сжигания с недожогом, а количественную связь между концентрациями CO и БП установить достаточно сложно.

Содержание БП в топочных газах в сечении за дымососом при реализации режимов с недожогом может в 2 раза и более превышать со-

держание БП при обычных режимах сжигания природного газа (см. рис. 1). Тем не менее, даже эти значения существенно ниже выхода БП при сжигании жидких и твердых топлив [1, 3, 4].

Сжигание топлива с малыми избытками воздуха относится к способам одновременного снижения выбросов БП и оксидов азота NO_x . При этом не требуется каких-либо дополнительных капитальных и эксплуатационных затрат, а все расходы на его внедрение сводятся к стоимости режимно-наладочных испытаний котельной установки. Снижение избытка воздуха возможно лишь до тех пор, пока это не приводит к интенсивному росту количества продуктов неполного сгорания. Уменьшение α ниже определенного критического значения приводит к резкому увеличению химического недожога и возрастанию содержания CO , сажи, БП. Кроме того, это приводит к увеличению содержания горючих в уносе, возрастает интенсивность шлакования поверхностей нагрева и высокотемпературной коррозии экранов [3].

Для перехода на сжигание топлива с предельно малыми избытками воздуха требуется проведение трудоемких подготовительных работ. Связано это с тем, что значение $\alpha_{\text{кр}}$ зависит от присосов холодного воздуха в топку, равномерности раздачи топлива и воздуха, типа горелочных устройств. Поэтому перед внедрением данного мероприятия производят уплотнение топки, поверку штатных приборов и устранение перекосов в топливоздушных трактах. Последнее позволяет оптимизировать процесс сжигания топлива и уменьшить выход монооксида CO и ПАУ. При этом максимальные значения концентрации NO_x практически не изменяются, но вся кривая зависимости концентрации NO_x (α) сдвигается в область меньших избытков воздуха (см. рис. 2).

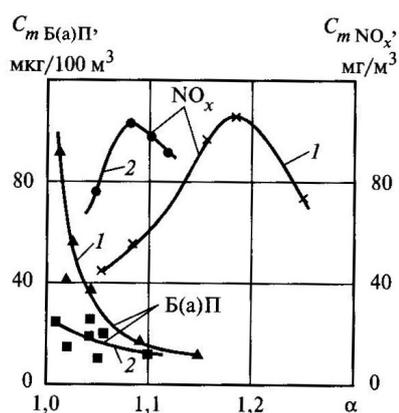


Рис. 2. Зависимость концентраций БП и NO_x от избытка воздуха: 1, 2 – до и после мероприятий по уплотнению топки и устранения перекосов в топливоздушном тракте [3]

После этого проводятся режимно-наладочные испытания, в ходе которых определяются значения $\alpha_{\text{кр}}$ и рабочих $\alpha_{\text{раб}}$ избытков воздуха на различных нагрузках и разрабатываются режимные карты котельных установок [5].

Снижать избытки воздуха можно до уровня, не вызывающей повышения объемной концентрации СО в дымовых газах сверх 0,02 % (200 ppm или 250 мг/м³). Конкретное значение $\alpha_{\text{раб}}$ соответствующее этому уровню концентрации СО, зависит от совершенства горелочного устройства и равномерности распределения топлива и воздуха между горелками. Данное мероприятие позволяет снизить выход БП на 20–60 % при минимальных затратах [5].

Список литературы:

1. Мариненко Е.Е., Комина Г.П. Экологические характеристики сжигания биогаза и природного газа: Учеб. пособие. – М.: ВНИИЭгазпром, 1992. – 40 с.
2. Экология энергетики: Учебное пособие / Под общей ред. В.Я. Путилова. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 716 с.
3. Росляков П.В. Методы защиты окружающей среды: Учебник для вузов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 336 с.
4. Росляков П.В., Закиров И.А., Ионкин И.Л., Егорова Л.Е. Исследование процессов конверсии оксида углерода и бенз(а)пирена вдоль газового тракта котельных установок // Теплоэнергетика. – 2005. – № 4. – С. 44–50.
5. Иваницкий М.С., Грига А.Д. Методика к составлению режимных карт котельных установок с пониженными выбросами бенз(а)пирена // Материалы IV всероссийской научно-практической конференции «Ресурсо-энергосбережение и эколого-энергетическая безопасность промышленных городов». – Волжский: Изд-во Волжский филиал МЭИ, 2012. – С. 34–38.

УДК 621.18

**IV ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТУРБУЛЕНТНЫХ
ТЕЧЕНИЙ В МОДЕЛЯХ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ**

Ануфриев И.С., к.ф.-м.н.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: anufriev@itp.nsc.ru

В связи с увеличением потребления тепловой и электроэнергии возникает необходимость в активном развитии энергетической отрасли, в частности в увеличении количества тепловых электростанций и их КПД. На сегодняшний день такое развитие осуществляется за счет расширения топливной базы, вовлечения в использование низкосортных углей. Это требует создание новых технологий и аппаратов для энергоэффективного и экологического безопасного сжигания угольного топлива. Как следствие, повышаются требования к характеристикам парогенераторов, и возникает необходимость применения новых подходов при создании топочных устройств. Необходимым этапом при разработке таких устройств является физическое моделирование топочных про-

цессов на уменьшенных лабораторных моделях, целью которого является научное обоснование оптимальных конструктивных и режимных параметров.

Данная часть работ посвящена экспериментальному исследованию внутренней аэродинамики новой вихревой топки с горизонтальной осью вращения и рассредоточенным по периметру тангенциальным вводом топливно-воздушных струй [1]. Измерения проводились на изотермической модели изготовленной из оргстекла.

Основными элементами экспериментального стенда для исследования аэродинамики и процессов смешения в модели вихревой топки являются: автоматизированный комплекс регулирования подачи сжатого воздуха; изотермическая лабораторная модель вихревой топки нового типа; контролирующие приборы; стенд подключен к сети сжатого воздуха; установка оснащена устройством засева потока – генератор тумана MartinMagnum 1800; стенд подключен к системе вентиляции.

Исследование внутренней аэродинамики проводилось при помощи 2D-PIV системы «Полис», разработанной в ИТ СО РАН. Система позволяет измерять две компоненты вектора скорости. Измерительный комплекс «Полис» включает в себя: импульсный Nd:YAG лазер QuanteLEVG с энергией в импульсе 145 мДж; объектив для формирования лазерного ножа; цифровую кросс-корреляционную камеру Видеоскан 4021 с разрешением 2048×2048 пикселей; широкоугольный объектив Nikon 28 mmF/2.8 D; синхронизирующий процессор; персональный компьютер с программным обеспечением ActualFlow. Принцип метода PIV (particleimagevelocimetry) состоит в следующем [2]. Импульсный лазер создает тонкий световой нож и освещает мелкие частицы (трассеры), взвешенные в исследуемом потоке. Положения частиц в момент двух последовательных вспышек лазера регистрируются на два кадра цифровой камеры. Скорость потока определяется расчетом перемещения, которое совершают частицы за время между вспышками лазера. Определение перемещения основано на применении корреляционных методов к трассерным картинкам, с использованием регулярного разбиения на элементарные области. В качестве трассеров использовались микрокапли (1–5 мкм) специальной жидкости на основе глицерина.

Получены мгновенные поля скорости потока в продольном сечении в последовательные моменты времени. Установлено, что истекающая из верхнего сопла струя испытывает сильные пульсации в вертикальном направлении. Это вызвано подпиранием верхней струи дополнительно вдуваемым потоком в нижней части камеры сгорания. Вблизи центра вихревой камеры сгорания четко выражена область центра вихря, положение которой зависит от времени, что указывает на наличие прецессии вихревого ядра.

Структура течения в сечениях XOZ по центру нижних и верхних сопел показана на рисунках 1, 2. Поля осредненной скорости получены в результате статистической обработки 200 мгновенных полей. Измерения выполнены при среднерасходной скорости на срезе каждого сопла 10 м/с. При этом число Рейнольдса, рассчитанное по диаметру вихревой камеры сгорания составляло $Re = 2 \cdot 10^5$. Анализ результатов показывает, что входящие струи размываются вдоль вогнутых стенок камеры сгорания и поток распределяется в поперечном направлении.

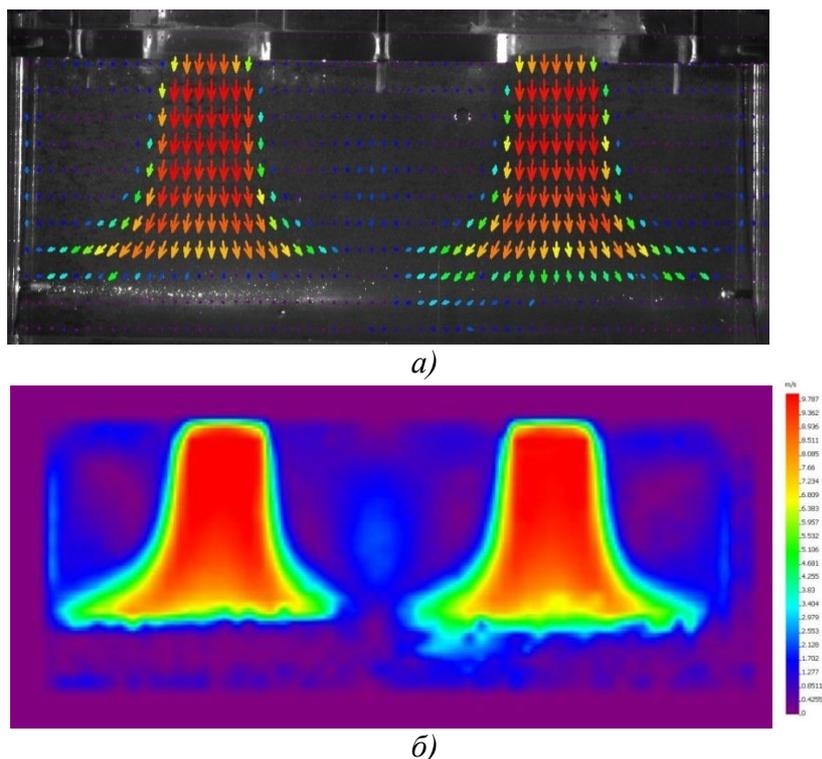


Рис. 1. Структура течения в сечении XOZ по центру нижних сопел ($Re = 2 \cdot 10^5$):
 а) векторное поле средней скорости;
 б) модуль средней скорости (м/с)

На рисунке 3 приведены распределения горизонтальной U и аксиальной W компонент вектора средней скорости в этом же сечении, построенные вдоль горизонтальной линии, проходящей через центр горловины диффузора. Анализ результатов показывает, что профиль аксиальной компоненты W скорости является устойчивым и свидетельствует о симметричности течения в поперечном направлении, в тоже время профиль горизонтальной U компоненты вектора средней скорости указывают на «перчаточный» характер течения в диффузорной части, вынос потока происходит в плоскости симметрии и вблизи торцевых стенок модели.

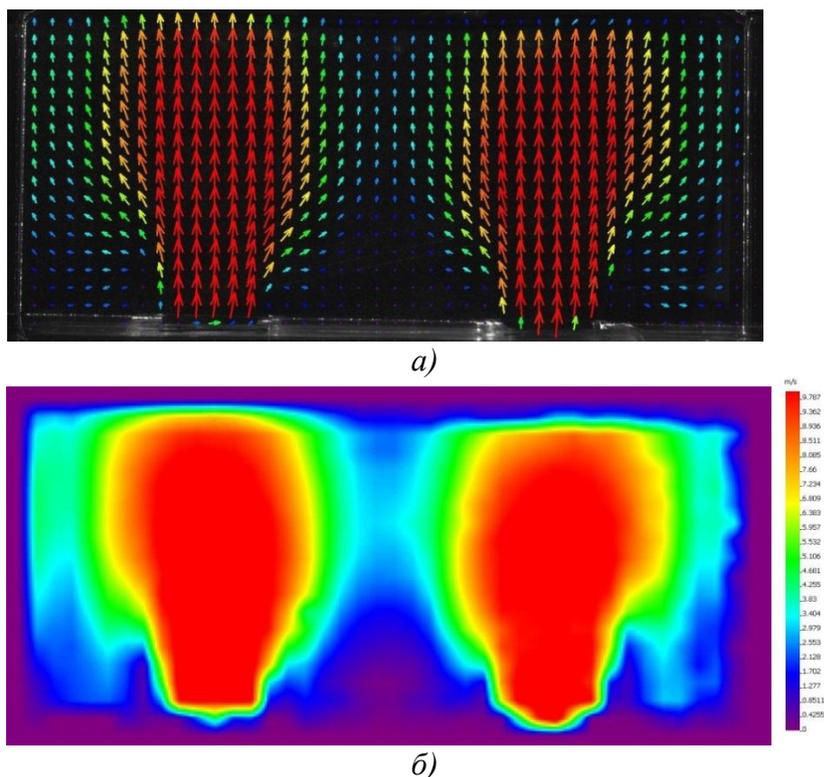


Рис. 2. Структура течения в сечении ZOX по центру верхних сопел ($Re = 2 \cdot 10^5$):
 а) векторной поле средней скорости;
 б) модуль средней скорости (м/с)

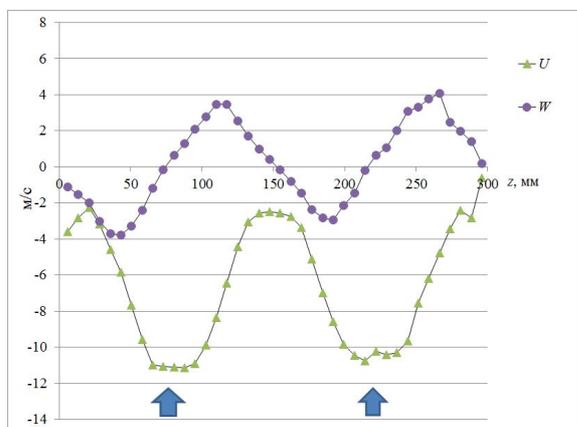


Рис. 3. Профили горизонтальной U и аксиальной W компонент вектора средней скорости

Из анализа результатов следует, что входная струя отклоняется вверх от своего первоначального направления и происходит частичный вынос потока в камеру охлаждения. Данный эффект на практике может приводить к механическому недожогу топлива. В области над верхним соплом располагается зона рециркуляции.

Полученные результаты были сопоставлены с известными данными численных расчетов [3]. На рисунке 4 приведены профили вертикальной U и горизонтальной V компонент осредненной скорости в сече-

ниях XOY, построенные вдоль горизонтальной линии, проходящей вблизи центра вихревой камеры. Анализ результатов показывает, что профиль вертикальной компоненты скорости в вихревой камере является устойчивым и близким к осесимметричному для сечения по центру сопла, что соответствует распределению скорости в течении с потенциальным вихрем.

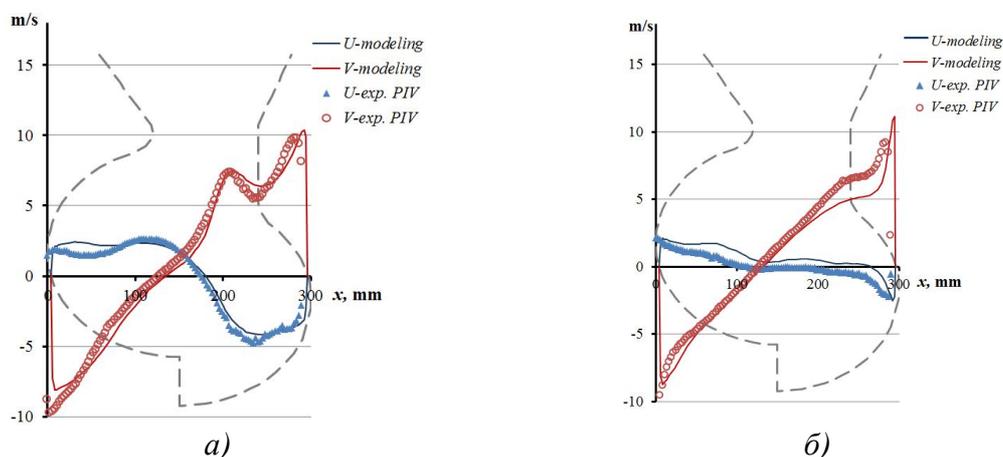


Рис. 4. Сравнение результатов эксперимента и численного моделирования: а) сечение XOY вблизи торцевой стенки; б) сечение XOY по центру сопла

Сопоставление данных эксперимента и численного моделирования по внутренней аэродинамике новой вихревой топки показывает приемлемое для инженерной практики соответствие. Указанные особенности аэродинамики турбулентного потока в вихревой топке необходимо учитывать при проектировании новых топок данного типа и при реконструкции котлов с переводом их в режим вихревого сжигания с улучшенными характеристиками.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 4.В37.21.2071).

Список литературы:

1. А.с 042084 Россия. МПК F23C5/32. Вихревая топка. / Н.В. Голованов, В.Е. Накоряков, А.П. Бурдуков, В.В. Саломатов, А.А. Дорожков. Заявлено 19.11.1990. Оpubл. 20.08.1995. – 5 с.: ил.
2. Алексеенко С.В., Бильский А.В., Маркович Д.М. Применение метода цифровой трассерной визуализации для анализа турбулентных потоков с периодической составляющей // Приборы и техника эксперимента. – 2004. – № 5. – С. 145–153.
3. Аникин Ю.А., Ануфриев И.С., Красинский Д.В., Саломатов В.В., Шадрин Е.Ю., Шарыпов О.В. Вихревой парогенератор нового типа: моделирование топочных процессов // Материалы XIV минского Международного форума по тепло-массообмену. – Минск, 2012. – С. 31.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧЕТЫРЕХВИХРЕВОЙ СХЕМЫ СЖИГАНИЯ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ КОТЛОВ

Брикман И.А.

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

E-mail: Vanes7@mail.ru

Математическое моделирование топочных устройств, становится одним из важнейших способов получения информации об аэродинамике, локальном и суммарном теплообмене. Эта информация крайне необходима при проектировании новых котельных агрегатов.

В данной работе использовалась математическая модель реализованная в пакете программ «SigmaFlame».

Математическая модель течения газа с частицами основана на решении системы осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса в стационарной постановке.

Моделирование движения частиц проводится в рамках лагранжева подхода. Учет турбулентности потока на движение частицы производится введением случайных флуктуаций скорости газа в уравнение движения частиц.

Для решения уравнений сохранения для газовой фазы используется широко известный метод контрольного объема, суть которого заключается в разбиении расчетной области на контрольные объемы и интегрировании исходных уравнений сохранения по каждому контрольному объему для получения конечно-разностных соотношений. Для вычисления диффузионных потоков на гранях контрольного объема используется центрально-разностная схема, имеющая второй порядок точности. При аппроксимации конвективных членов использовалась схема второго порядка точности. Для решения полученной системы уравнений используется метод неполной факторизации D-ILU [1], в котором факторизованы только диагональные члены.

Для связи поля давления и скорости в настоящей работе использовалась SIMPLE-подобная процедура на совмещенных сетках [2]. Для устранения осцилляций поля давления, возникающих при использовании совмещенных переменных, используется подход Рхи-Чоу, при котором в уравнение для поправки давления в правую часть вводится монотонизатор [3]. При движении частиц через контрольный объем формируется источниковый член, через который учитывается обмен импульсом газом и дисперсной фазой [4].

Одним из возможных вариантов организации вихревого сжигания пылеугольного топлива является схема с фронтальным расположением

горелочных устройств. При данной схеме, горелки располагаются на фронтальной стенке котельного агрегата в два яруса по четыре горелочных устройств в каждом ярусе. При данном способе организации топочного процесса, необходимо выбрать оптимальные азимутальные углы наклона горелок на каждом ярусе, а также оптимальную скорость пылеугольной смеси. В противном случае возникает вероятность наброса факела на тыльный экран топочной камеры, что приведет к его интенсивному шлакованию.

На рисунке 1 представлены геометрия топочной камеры котла БКЗ-320(270)-140-ПТ2 Красноярской ТЭЦ-1 и расчетная математическая сетка.

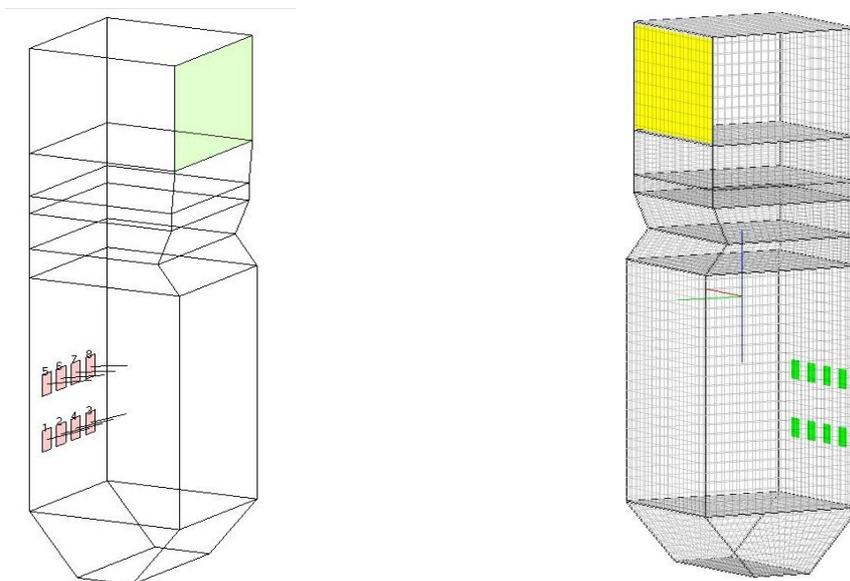


Рис. 1. Геометрия и расчетная сетка топочной камеры котла БКЗ-320(270)-140 Красноярской ТЭЦ-1 с фронтальным расположением горелочных устройств

Особое внимание при моделировании уделялось области топочной камеры до пережима, поэтому расчетная сетка в этой области была построена более детально и составляла 100000 ячеек.

Основной задачей исследования данного варианта организации сжигания твердого топлива, являлись поиск оптимальных углов наклона горелочных устройств, оптимальной скорости пылеугольной смеси на выходе из горелок, оптимальной глубины топочной камеры по условиям ее шлакования.

Математическое моделирование вихревой схемы сжигания с фронтальным расположением горелочных устройств проводилось при угле наклона 10 градусов. Результаты приведены на рисунках 2, 3.

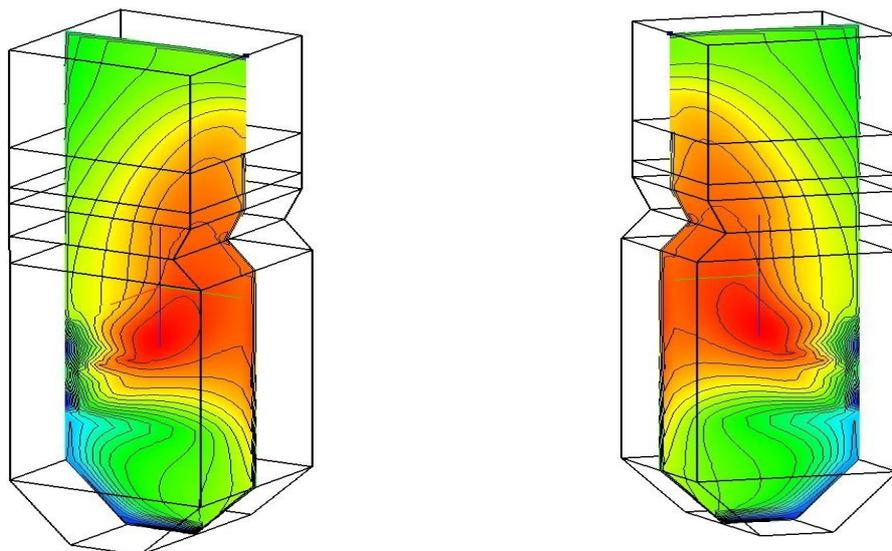


Рис. 2. Поле температур

Из рисунка 2 видно, что при данном варианте организации вихревого сжигания распределение температурного поля по объему топочной камеры не равномерно. На тыльной стенке котла преобладают высокие значения температурного поля, что может привести к ее интенсивному шлакованию. Неравномерное распределение температурного поля увеличивает вероятность механического недожога частиц и тем самым потери с q_4 . Вследствие наклона горелок вверх, на выходе из топочной камеры также наблюдается повышенная температура, что приводит к вероятности шлакования ширмовых поверхностей нагрева и более высокой температуры уходящих газов.

Наклон горелочных устройств более 10°C приводил к еще более высоким значениям температуры на выходе из топочной камеры, что усиливало вероятность шлакования пароперегревателя и увеличивало потери тепла с уходящими газами. При уменьшении угла наклона горелок наблюдалось повышение температуры у тыльной стенки котла и провал невыгоревших частиц в холодную воронку, что увеличивало потери с механическим недожогом топлива.

Из рисунка 3 видно, что при схеме с фронтальным расположением горелочных устройств, на выходе из топочной камеры преобладают высокие значения оксидов азота NO_x , что недопустимо при современной политике экологической безопасности.

Результаты численного моделирования показали, что фронтальное расположение горелок не является оптимальным вариантом, так как при нем тяжело обеспечить оптимальные технико-экономические показатели работы котельного агрегата и снизить уровень оксидов азота на выходе из топочной камеры.

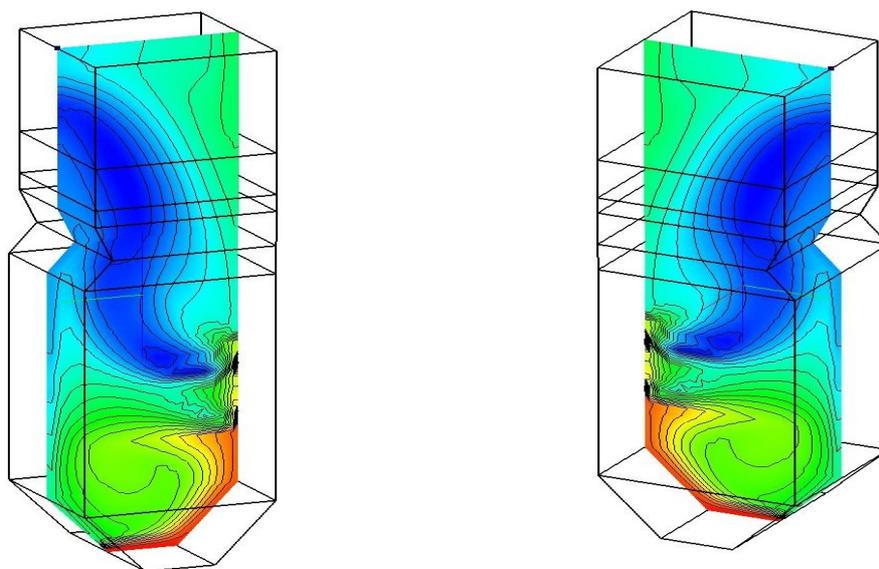


Рис. 3. Распределение оксидов азота

Вторым вариантом организации вихревого сжигания пылеугольного топлива является четырехвихревая схема. При данном варианте горелочные устройства располагаются на боковых стенках котла в два яруса. Основной задачей при исследовании данного варианта организации сжигания, являлся поиск оптимальных углов наклона горелочных устройств, скорости выхода пылеугольной смеси и геометрии топочной камеры по условиям ее шлакования. На рисунке 4 представлены геометрия и расчетная сетка котельного агрегата.

При математическом моделировании данной схемы, расчетная сетка состояла из 50000 ячеек.

Установлено, что при организации четырехвихревой схемы сжигания, частицы топлива находятся в вихревом потоке, что исключает их провал в холодную воронку, обеспечивает лучшее выгорание и тем самым уменьшаются потери с механическим недожогом топлива (q_4). Поле температур равномерно распределено по объему топочной камеры в горизонтальном сечении на уровне горелочных устройств. Из рисунка 6 видно, что максимальные значения температурного поля преобладают в центре топочной камеры, в пристеночной области преобладает «холодный» пристеночный слой, что исключает возможность их шлакования.

Недостатком данной схемы является сложность в эксплуатации при снижении нагрузки. При отключении одного яруса горелочных устройств, нарушается четырехвихревая схема, наблюдается смещение вихрей к стенкам топочной камеры и возникает опасность их интенсивного шлакования.

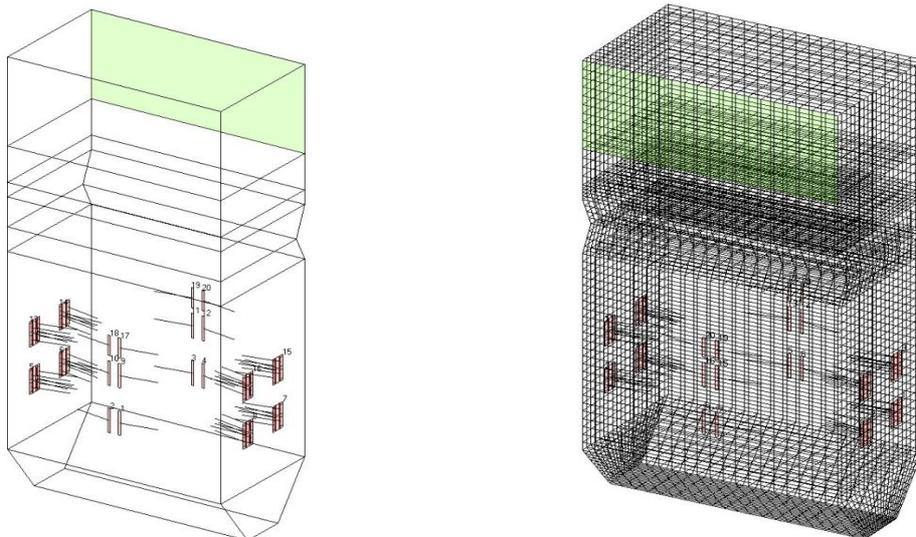


Рис. 4. Геометрия и расчетная сетка топочной камеры котла БКЗ-320(270)-140 Красноярской ТЭЦ-1 с четырехвихревой организацией сжигания пылеугольного топлива

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

Список литературы:

1. Barrett R., Berry M., Chan T. Templates for the Solution of Linear Systems: Building Blocks for Iterative Methods. // SIAM. – 1994. – P. 141.
2. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 124 с.
3. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
4. Crow C.T., Sharma M.P., Stock D.E. The Particle-Source-In Cell (PSI-CELL) Model for gas droplet flows. // Journal of Fluids Engineering. – 1977. – Vol. 99. – P. 325–332.

УДК 621.181:519.876

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СЖИГАНИЯ
ПАВЛОВСКОГО УГЛЯ В ТОПКЕ КОТЛА БКЗ-210-140
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ НАГРУЗКАХ**

Гиль А.В., к.т.н., Буслов Д.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: AndGil@tpu.ru

Паровые котельные агрегаты БКЗ-210-140 различных модификаций имеют широкое распространение по регионам Сибири, Дальнего Востока и Приморского Края. К примеру, Владивостокская ТЭЦ-2 укомплек-

тована 14 котлами БКЗ-210-140. Котельный агрегат, вертикально-водотрубный, однопарабанный, с естественной циркуляцией, П-образной компоновки, с твердым шлакоудалением. Топочная камера объемом 1093 м³ оборудована четырьмя тангенциально установленными прямоточными горелками и четырьмя мельницами-вентиляторами. Номинальная паропроизводительность 210 т/ч; давление перегретого пара 14 МПа; температура перегретого пара 570 °С; расчетный КПД (брутто) 90,3 %.

Котельный агрегат выпускается с 1959 г. и в настоящее время повсеместно наблюдается снижение эксплуатационных характеристик в особенности при пониженных эксплуатационных режимах в следствие снижения качества проектных углей или использования замещающих твердых топлив.

Котлы Владивостокской ТЭЦ-2 запроектированы на сжигание чихезского бурого угля с характеристиками рабочей массы: влажность $W_i^r = 41 \%$; зольность $A^r = 8,9 \%$; низшая теплота сгорания $Q_i^r = 12260$ кДж/кг. В настоящее время в котлах, не переоборудованных на сжигание природного газа в качестве базового топлива используются угли Павловского месторождения с влажностью $W_i^r = 41,5 \%$, зольностью $A^r = 19,6 \%$ и низшей теплотой сгорания $Q_i^r = 91300$ кДж/кг [1].

Снижение качественных характеристик сжигаемого топлива приводит к увеличению нагрузки на систему топливоприготовления, снижению стабильности процесса горения и в целом негативно отражается на эффективности работы энергетического оборудования.

Поскольку котельный агрегат оборудован системой пылеприготовления с прямым вдуванием, то увеличение нагрузки на мельницы приводит к перераспределению топливно-воздушного потока по горелочным устройствам, что в последствие отражается на формировании тангенциально закрученного факела в топке котла. Смещение факела или низко интенсивное формирование вихря приводит к шлакованию экранных поверхностей нагрева и к неполноте выгорания топлива, что приводит к снижению надежности и эффективности работы котельного агрегата, особенно при пониженных нагрузках.

В настоящее время развитие моделей описания турбулентного движения многокомпонентной неизотермической газовой среды при наличии полидисперсной пыли, радиационного переноса, химического реагирования газов, процессов сушки и пиролиза угольной пыли, горения достигло того уровня, когда стало возможным построение физико-математических моделей процессов, происходящих в топочной камере, с достаточной для инженерной практики точностью воспроизводящей

работу реального оборудования. Развитие вычислительной техники позволило реализовать эти модели в виде программных комплексов для доступных персональных ЭВМ.

В данной работе использован Эйлерово-Лагранжев способ описания аэротермохимических процессов в газодисперсных средах на базе пакета прикладных программ FIRE 3D [2]. Турбулентные характеристики газа рассчитываются с использованием двухпараметрической « $k-\varepsilon$ » модели турбулентности, также учитывающей влияние движущихся частиц. Радиационный теплообмен в двухфазном потоке представляется в рамках P1 приближения метода сферических гармоник, который показывает хорошие результаты применения к пылеугольным топкам.

Задание граничных условий для систем уравнений определяется типом границы. Для входных границ используются известные однородные распределения для всех характеристик. На выходных границах ставятся мягкие граничные условия, причем положение выходных границ в этом случае должно быть достаточно удалено от зон возможной рециркуляции потока. Если течение является симметричным относительно некоторой плоскости, то эта плоскость симметрии выбирается в качестве границы, и на ней задаются условия симметрии (равенство потоков через эту границу и производных по нормали к ней). В качестве граничных условий на стенках топочного объема используются условия прилипания для скорости, граничные условия первого рода для температуры газа, равенство нулю производной по нормали концентраций компонент газа.

На рисунке 1 представлены результаты численного моделирования средних температур в горизонтальных сечениях и концентрации кислорода при трех нагрузках 100, 70 и 50 % от паропроизводительности котла. Также необходимо отметить, что при нагрузке в 70 % одnogорелочное устройство отключается, а при 50 % нагрузке в работе остаются две горелки.

Профили кривых во всех трех случаях имеют схожий вид. Сравнивая результаты численного моделирования можно отметить, что более равномерное распределение температур по объему топочной камеры имеет место при работе котла на 100 % и 50 % нагрузках, так как движение потока имеет симметричный характер относительно экранов. Значение температур на высоте 7 м имеют минимальные значения во всех случаях вследствие сжигания топлива в прямоточных горелках и сушкой топлива газами рециркуляции. Температуры на выходе из топочной камеры при 100 % – 970 °С, при 70 % – 940 °С, а при 50 % – 850 °С.

Концентрация кислорода во всех вариантах исследования имеет близкие значения, а профиль кривой соответствует процессу горения в

камерной топке (см. рис. 1). На выходе из топочной камеры значение концентрации составляет 3–4 %.

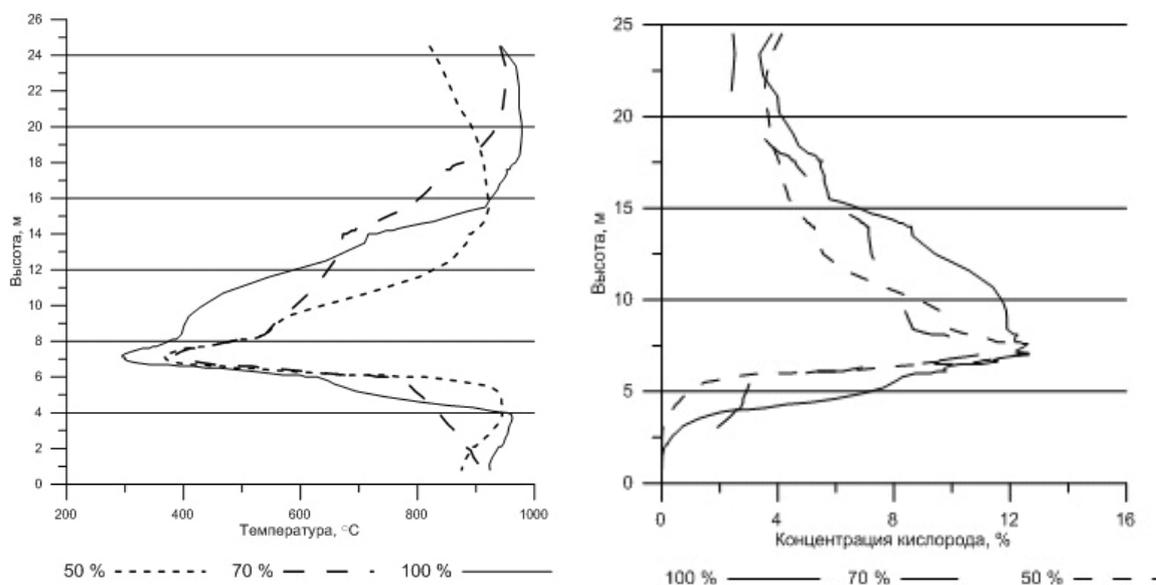


Рис. 1. Изменение средних температур и концентрации кислорода по высоте топочной камеры

Концентрация летучих невелика при всех режимах работы и в среднем составляет 1 % (см. рис. 2). Изменение концентрации CO соответствует изменению температурного уровня в топочной камере и на выходе из нее составляет минимальное значение.

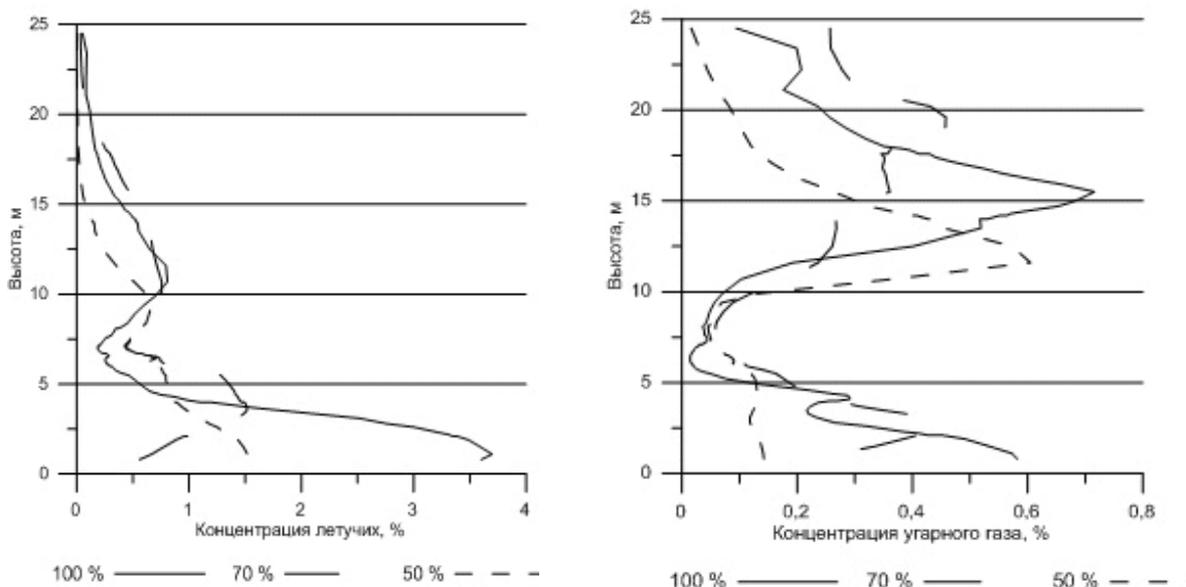


Рис. 2. Изменение концентрации летучих и CO по высоте топочной камеры

На основании выполненных исследований можно сделать следующее заключение. Наиболее устойчиво процесс горения протекает при работе котла на 100 % нагрузке, так как при данном режиме обеспечивается наиболее тщательное перемешивание топлива с воздухом, аэродинамическая структура более равномерна по всему топочному объему. При работе котла на 70 % нагрузке наблюдается асимметрия факела относительно вертикальной оси топки, что создает благоприятные условия для шлакования поверхностей нагрева, расположенных в топочной камере. В наибольшей степени этому подвержены фронтальный экран и боковые поверхности нагрева. При работе котла на 50 % нагрузке наблюдается затягивание процесса выгорания пылеугольного топлива, что негативно отразится на бесшлаковочной работе пароперегревателя котла.

Список литературы:

1. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
2. Гиль А.В., Старченко А.В. Математическое моделирование физико-химических процессов сжигания углей в камерных топках котельных агрегатов на основе пакета прикладных программ FIRE 3D // Теплофизика и аэромеханика. – 2012 – №. 5 – С. 655–671.

УДК 665.775:66.011

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БИТУМА
ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ**

Ермолаев Д.В., к.т.н.

Исследовательский центр проблем энергетики КазНЦ РАН, г. Казань
E-mail: energoed@mail.ru

Природные битумы являются ценным химическим и энергетическим сырьем, для переработки которого применяют термические и термохимические методы. Для производства энергии битумы могут быть газифицированы. Газификация представляет собой процесс получения генераторного газа из углеводородного сырья в присутствии окислителя, при этом получаемое газообразное топливо может служить альтернативой природному газу в парогазовых установках и паровых котлах. Для моделирования процесса газификации и последующего проектирования технологических схем одним из важнейших моментов является определение теплофизических свойств битума, поскольку его структура весьма сложна и неоднородна, и существенно меняется с увеличением температуры.

В работе рассмотрены теплоемкость, теплопроводность, плотность и вязкость, которые зависят от температуры и состава битума и имеют определяющее значение для проведения процесса газификации.

Алгоритм определения рассматриваемых свойств битума представлен на рисунке 1.

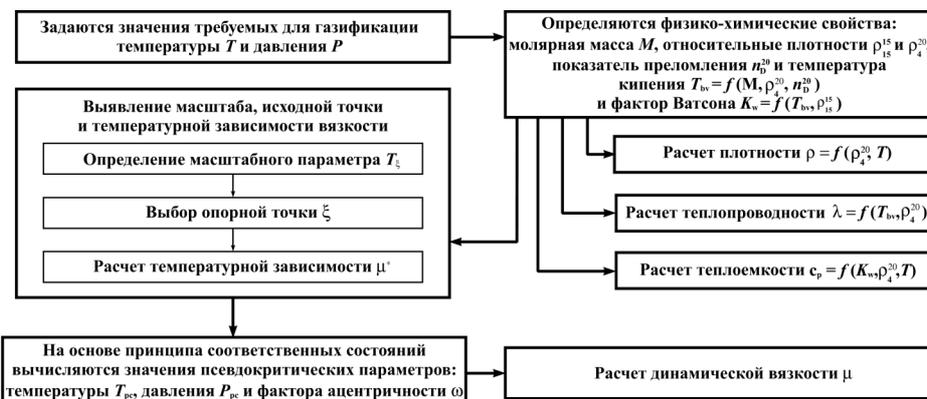


Рис. 1. Алгоритм расчета теплофизических свойств битума

В качестве исходных данных задаются значения требуемых температуры T (К) и давления P (МПа).

Далее определяются физико-химические показатели – молярная масса M (г/моль), относительные плотности ρ_{15}^{15} и ρ_4^{20} (г/см³), показатель преломления n_D^{20} , объемная температура кипения T_{bv} , являющиеся интегральными показателями состава смеси.

Показатель преломления определяется по следующей зависимости:

$$n_D^{20} = 1,218 + 0,358 \cdot (\rho_4^{20})^2. \quad (1)$$

Относительная плотность битума при 15 °С ρ_{15}^{15} (г/см³), определяемая из отношения:

$$\rho_{15}^{15} = 1,0009 \cdot [\rho_4^{20} - \gamma \cdot (15 - t_0)], \quad (2)$$

где $\gamma = (1,706 - \frac{43,65}{M \cdot R_E})^{-1}$ – температурная поправка плотности, t_0 – температура затвердевания, °С;

$R_E = \frac{(n_D^{20})^2 - 1}{(n_D^{20} + 0,4) \cdot \rho_4^{20}}$ – удельная рефракция

(преломление) по Эйкману.

Объемная температура кипения битума определяется по соотношению [1]:

$$T_{bv} = \exp \left(\frac{3,321052 + 0,5106442 \cdot (\ln M + \rho_4^{20} \cdot \ln n_D^{20})}{-4,290274 \cdot 10^{-5} \cdot M + 0,2105286 \cdot \rho_4^{20}} \right), \quad (3)$$

Фактор Ватсона, учитывающий углеводородный состав битума, определяется по соотношению:

$$K_w = 1,216 \cdot \frac{T_{bv}^{1/3}}{\rho_{15}^{15}}. \quad (4)$$

На основании полученных значений определяются рассматриваемые теплофизические свойства битума.

Для определения плотности битума может применяться полуэмпирическая зависимость для сложных углеводородов, где существенную роль играет температура, г/см³ [1]:

$$\rho = \frac{\rho_4^{20}}{1 + (0,0025 - 0,002 \cdot \rho) \cdot (T - 20)}, \quad (5)$$

где $\rho_4^{20} = 0,9645$ – относительная плотность битума при 20 °С, г/см³; T – требуемая температура битума, °С.

Определить теплопроводность битума можно по следующему полуэмпирическому выражению, представленному ниже [2], Вт/м·К:

$$\lambda = 101 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{bv} - 273,15) + \frac{0,10081 \cdot (T_{bv} - 273,15) + 27,535}{T_{bv} \cdot \rho_4^{20} + 100} + 0,00294 \cdot \rho_4^{20-2,381} + \quad (6)$$

$$+ 0,00147 \cdot \rho_4^{20-3,381} - (97 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_4^{20-2,381} + 24,8 \cdot 10^{-6}) \cdot (T_{bv} - 273,15).$$

Теплоемкость, как термодинамическая характеристика, определяется по следующему выражению [1]:

$$Cp = (1,71659 + 0,20934 \cdot K_w) \left[\begin{array}{l} 0,198 + \frac{0,186}{0,9952 \cdot \rho_4^{20} + 8,12 \cdot 10^{-4}} + \\ + \left(0,314 + \frac{0,149}{0,9952 \cdot \rho_4^{20} + 8,12 \cdot 10^{-4}} \right) 2 \cdot 10^{-3} \cdot T \end{array} \right], \quad (7)$$

Поскольку существующие уравнения расчета температурной зависимости вязкости имеют частный характер, так как предназначены в основном для ограниченного круга веществ в узких диапазонах температур, вопрос об определении вязкости для многокомпонентных углеводородных смесей с большой молярной массой остается открытым. В этой связи была разработана методика расчета динамической вязкости, которая позволила бы получить значения в широком диапазоне температур [3].

В связи со сложной структурой битума, на основе принципа соответственных состояний [1] вводятся псевдокритические температура T_{pc} и давление P_{pc} , определение значений которых позволяет обеспечить связь с критическими параметрами на основании средней температуры кипения, рассчитанной ранее. Расчет псевдокритических показателей производится по зависимости:

$$\theta = a \cdot \theta_1^b \cdot \theta_2^c, \quad (8)$$

где θ – прогнозируемое свойство, θ_1 и θ_2 – интегральные показатели состава, принимаемые по данным таблицы 1.

Таблица 1. – Значения коэффициентов уравнения (6)

θ	θ_1	θ_2	a	b	c
T_{pc}, K	T_{bv}, K	ρ_{15}^{15}	19,0623	0,58848	0,3596
P_{pc}, MPa	T_{bv}, K	ρ_{15}^{15}	$5,5303 \cdot 10^6$	-2,3125	2,3201

С псевдокритическими свойствами неразрывно связан критерий Питцера или фактор ацентричности. Он введен для учета ацентричности (несферичности) молекул вследствие неравномерного воздействия на них разностных сил.

При соотношении $\tau_b = \frac{T_{bv}}{T_{pc}} \leq 0,8$ критерий Питцера равен:

$$\omega = \frac{\ln \pi_b - 5,92714 + \frac{6,09648}{\tau_b} + 1,28862 \cdot \ln \tau_b - 0,169347 \cdot \tau_b^2}{15,2518 - \frac{15,6875}{\tau_b} - 13,4721 \cdot \ln \tau_b + 0,43577 \cdot \ln \tau_b^6}, \quad (9)$$

где $\pi_b = \frac{0,101325}{P_{pc}}$; при $\tau_b > 0,8$:

$$\omega = -7,904 + 0,1352 \cdot K_w - 0,007465 \cdot K_w^2 + 8,359 \cdot \tau_b + \frac{1,408 - 0,01063 \cdot K_w}{\tau_b}. \quad (10)$$

Далее определяется масштабный параметр, представляющий собой температуру фиксированного значения вязкости, зависящую от углеводородного состава, K:

$$T_\xi = \tau_\xi \cdot T_{pc}, \quad (11)$$

где $\tau_\xi = 0,4679284 + 0,2524385 \cdot \omega - 5,547472 \cdot 10^{-2} \cdot \omega^2 - 4,853257 \cdot 10^{-3} \cdot K_w$.

Для масштабирования вязкости производится выбор исходной точки:

$$\xi = \frac{M^{1/2} \cdot P_{pc}^{2/3}}{T_{pc}^{1/6}} \quad (12)$$

Определяется температурная зависимость вязкости, мкПа·с:

$$\mu^* = \xi \cdot \left[2,22156 \cdot \exp\left(\frac{3,74097}{\tau}\right) + 3,4072 \cdot 10^{-4} \cdot \exp\left(\frac{9,71159}{\tau}\right) \right], \quad (13)$$

где $\tau = \frac{T}{T_\xi}$ – связь между масштабом и требуемым значением температуры.

Уравнение обобщенной вязкости примет следующий вид, мкПа·с:

$$\mu = \mu^* \cdot \left[1 + A \cdot \ln\left(\frac{B + \pi}{B + 1}\right) \right], \quad (14)$$

где $\pi = \frac{P}{P_{pc}}$ – параметр давления, А и В – температурные функции:

$$A = \frac{9,8746 \cdot \tau - 2,9749}{\tau - 0,5009} \text{ и } B = \frac{-1104,14 \cdot \tau + 2315,1}{\tau + 0,8865}. \quad (15)$$

Таким образом, с помощью полученных зависимостей можно рассчитать теплофизические свойства битума в требуемом диапазоне температур для проведения процесса газификации.

Работа выполнена в рамках гранта № СП-1754.2012.1 на получение стипендии Президента РФ молодыми учеными и аспирантами 2012–2014 гг.

Список литературы:

1. Григорьев Б.А., Богатов Г.Ф., Герасимов А.А. Теплофизические свойства нефти, нефтепродуктов, газовых конденсатов и их фракций. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 372 с.
2. Ермолаев Д.В. Определение теплопроводности битума при газификации. // Тезисы докладов X Международной конференции молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидродинамики». – Новосибирск, 2012. – С. 45.
3. Ермолаев Д.В. Определение вязкости природных битумов при подготовке к процессу термической переработки. // Технологии нефти и газа. – 2009. – №6. – С. 48–51.

УДК 621.18:62-61

ВЛИЯНИЕ КЛИМАТИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ РЕСПУБЛИКИ САХА (ЯКУТИЯ) ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЛОВ НА ЕСТЕСТВЕННОЙ ТЯГЕ

Игнатъев В.С.

Институт физико-технических проблем Севера СО РАН, г. Якутск

E-mail: ignatiev_vs@inbox.ru

Климат Якутии характеризуется как резко-континентальный, с длительным холодным периодом с отрицательными температурами наружного воздуха.

Исследователями климатических условий Якутии предлагается делить Север России и в том числе территорию Якутии на следующие зоны [1, 2]:

- Крайний Север – абсолютно-дискомфортная (арктическая);
- Приравненная к Крайнему Северу – экстремально дискомфортная (субарктическая);
- Собственно Север – дискомфортная (южнее субарктической);
- Приравненная к Северу – относительно дискомфортная (южнее третьей зоны).

В арктической и в субарктической зоне РС (Я) расположены 14 муниципальных районов, которые занимают огромную территорию в 1,6 млн.км². Здесь проживает не более 75 тыс. человек, и в основном в районных центрах, что предопределяет очень низкую плотность населения в этих районах Республики. Это осложняет и сдерживает хозяйственное освоение данной территории.

Абсолютные колебания температуры наружного воздуха здесь превышают 100 °С, и фактически получается, что по зимним температурам и годовым амплитудам колебания температуры Якутия превосходит все регионы Северного полушария. И самая низкая температура зафиксированная на обитаемой части Земли находится здесь в п. Оймякон.

В последнее время комплексное влияние этих параметров принято оценить введением понятия градусо-суток отопительного периода (ГСОП). В таблице 1 приведены климатические показатели некоторых населенных пунктов Республики.

Таблица 1. – Градусо-сутки и продолжительность отопительного периода

Населенный пункт	Средняя температура самой холодной пятидневки, t_{ext} , °С	Градусо-сутки D_d °С сут/продолжительность отопительного периода, z_{ht} , сут. (ГСОП)		
		Здания:		
		Жилые, школьные и др. общественные, кроме перечисленных в столбцах 4 и 5	Поликлиник и лечебных учреждений, домов интернатов	Дошкольные учреждения
1	2	3	4	5
Мирный	-50	9715/264	9912/280	10192/280
Нерюнгри	-45	10125/270	10260/285	10545/285
Якутск	-54	10650/256	10814/269	11083/269
Тикси	-44	12556/365	12556/365	12921/365
Чокурдах	-49	12243/318	12848/365	12701/365
Майя	-54	10445/255	10665/270	10935/270
Амга	-55	10956/259	11111/273	11384/273
Усть-Янск	-49	12245/310	12483/332	12815/332

В 2007 г. в Республике Саха (Якутия) действовало 1183 котельных с установленной тепловой мощностью до 3,5 Мвт, в которых установлены котлы теплопроизводительностью от 0,3 до 1,0 Мвт, в которых вырабатывается до 14417 тыс. Мдж тепловой энергии в год. Теплоснабжение отдельных потребителей производится от более 100 тысяч автономных источников тепла, в которых установлены котлы теплопроизводительностью до 50 кВт.

В Республике в качестве топлива во многих районах используются угли местных угольных месторождений и дрова местной заготовки и отходы деревообрабатывающей промышленности при переработке леса для получения различных пиломатериалов; это кора, опилки, щепа, стружки, сучья и т. д. Использование этих отходов в качестве топлива для малых котлов теплопроизводительностью до 1 МВт мог бы дать хороший экономический эффект при их использовании для получения тепловой энергии для населения.

Особенностью работы малых котлов теплопроизводительностью до 1 МВт обеспечивающих теплом системы теплоснабжения, является их относительно малое аэродинамическое сопротивление по газовому тракту.

Как известно, одним из необходимых условий при работе котла является постоянная подача воздуха и удаление дымовых газов. Перемещение воздуха и дымовых газов по газовоздушному тракту котельной установки обычно осуществляется по двум схемам: первое – это использование естественной тяги, создаваемый за счет разности давлений воздуха поступающего в топку и продуктов сгорания удаляемых из котла. Второе – это система удаления продуктов сгорания дымососом, а воздуха вентилятором.

Величина самотяги, создаваемая при использовании естественной тяги в условиях Якутии при высоте дымовых труб от 10 до 30 метров больше на 26 %, чем в центральных районах России.

Предлагается использовать этот природный фактор при создании, проектировании и эксплуатации малых котлов на естественной тяге, отказавшись от применения механического побуждения при подаче воздуха в топку котлов и удаления дымовых газов.

Серийно выпускаемые котлы конструктивно не учитывают эту особенность условий эксплуатации и тот факт, что отопительные котлы работают в зависимости от тепловой нагрузки, изменяющейся от температуры наружного воздуха. Снижение естественной тяги при повышении температуры наружного воздуха будет компенсироваться за счет снижения объема дымовых газов, которая снижается прямо пропорционально снижению тепловой производительности, что связано с уменьшением тепловых потерь отапливаемого здания. Аэродинамическое сопротивление котла также снижается и притом в квадратичной зависимости [3].

Основной предпосылкой для разработки котла работающей с использованием естественной тяги на местных видах топлива является фактическое отсутствие малых котлов для децентрализованного теплоснабжения, учитывающих особенности климата Республики и обеспечения топливно-энергетическими ресурсами.

Создание котлов на конкретно определенном виде топлива позволяет достижению экономичной, эффективной работы и самое главное, надежного обеспечения теплом потребителей, вырабатываемой на местном топливе. Это особенно важно в суровых условиях зимних холодов и сложной, дорогостоящей схемы доставки топлива в большинстве малых населенных пунктов. Обычно в теплоснабжении этих населенных пунктов преобладают децентрализованные системы теплоснабжения. В этих системах источниками теплоты являются теплогенераторы малой мощности до 50 кВт.

Как показывает практика эксплуатации малых котлов различных марок со слоевым сжиганием топлива в Республике Саха (Якутия), теплопроизводительность и коэффициент полезного действия малых котлов с ручным обслуживанием топочного процесса не достигает рекомендованных заводами изготовителями.

Результаты испытаний котлов в эксплуатационных условиях, позволяют сделать вывод, что теплопроизводительность котлов с ручным обслуживанием топочного процесса в силу периодичности загрузки топлива, увеличения избытка воздуха во время подачи топлива в топку, удаления очаговых остатков имеет переменную величину.

Процессы тепломассообмена в топках малых котлов, ввиду их конструктивной особенности имеют свои различия по сравнению с котлами средней и большой мощности. К ним можно отнести малый объем топочного пространства, малые расстояния между поверхностями нагрева и слоем горящего топлива, большими значениями коэффициента избытка воздуха до 1,8 и более, относительно большими величинами присоса воздуха [4]. Исследованиями [5, 6] проведенными в ИФТПС установлено, что в топках малых котлов процесс теплообмена происходит без преобладания лучистой составляющей, как это происходит в топках крупных котлов. Большую роль начинает играть конвективная составляющая теплообмена. Этому способствует повышенное в сравнении с крупными котлами избыток воздуха в малом объеме, чем вызывается снижение температуры в объеме топки, уменьшающее радиационную составляющую теплообмена.

Существуют проблемы энергоснабжения таких котельных, связанные с острой дефицитностью, трудностями доставки и высокой стоимостью топлива для дизельных электростанций, вырабатывающих электроэнергию для них. Стоимость выработки электроэнергии в этих установках, особенно в северных улусах Республики, достигает до 300 руб за кВт/ч.

В этих условиях снижение уровня потребления электроэнергии приобретает большое значение. Создание и внедрение котлов теплопро-

изводительностью до 1 МВт специальной конструкции, учитывающих эту особенность эксплуатации котлов на Севере, позволит снизить потребление электроэнергии до 30 тыс. кВт/ч в год на 1 МВт присоединенной тепловой нагрузки. В усредненных ценах (2 руб./кВт-ч.) действующих на настоящий момент в условиях Якутии это составит 60 тыс. руб. в год, а фактически при существующей себестоимости электроэнергии экономия составит более 9,0 млн. рублей в год на 1 МВт присоединенной тепловой нагрузки.

Список литературы:

1. Гаврилова М.К. Климат холодных регионов Земли. – Якутск: СО РАН, 1998. – 206 с.
2. Гаврилова М.К., Федорова Е.Н., Лазебник О.А. О районировании Севера России по дискомфорту проживания. // Наука и образование. – 2003. – № 2. – С. 16–24
3. СНиП 2.01.01-82. Строительная геофизика и климатология. – М.: Госстрой СССР, 1982. – 139 с.
4. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). – изд. 3-е. – Л.: Энергия, 1977. – 255 с.
5. Отчет о НИР по теме «Отработка технологии сжигания угля Тихонского месторождения в котельных Центральная с. Соболах...». Договор № В-2228, 2003. Якутск.
6. Отчет о НИР по теме «Опытно-экспериментальная установка котла КСВ-1,1 ж (0,6) с разработкой топочного устройства и проведения балансовых испытаний на угле Тихонского месторождения». Договор №3.23, 2004. Якутск.

УДК 621.182.4

**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖИГАНИЯ ОТХОДОВ
УГЛЕОБОГАЩЕНИЯ В КОТЛЕ ТП-30 ТЭЦ-12
ОАО «ИРКУТСКЭНЕРГО»**

Коваль Т.В., к.т.н., Кудряшов А.Н., к.т.н., Коваль В.Н.
Иркутский государственный технический университет, г. Иркутск
E-mail: kovaltv@istu.edu, kan@istu.edu

Сжигание отходов углеобогащения является одной из актуальных тем, особенно в тех регионах, где уже накоплено значительное количество таких отходов. Ново-Гришевская обогатительная фабрика (Иркутская область) обогащает каменные угли Черемховского месторождения, зольность которого составляет 30 %, а обогащенный концентрат имеет зольность около 10 %. Габаритные размеры шламохранилища примерно 500×500 м. Запасы отходов углеобогащения (ОУ) Ново-Гришевской обогатительной фабрики составляют порядка 36 млн. т. Всего в окрестностях г. Черемхово расположено 9 полей с общим объемом около 100 млн. т.

В результате опытного сжигания ОУ Ново-Гришевской обогатительной фабрики на одной из ТЭЦ ОАО «Иркутскэнерго» получены следующие результаты. Сжигание не вызвало особых затруднений, кроме процесса подачи ОУ в мельницы на помол. При этом практически на всем тракте наблюдалось зависание и отложение частиц отходов, приводящих к ограничению производительности системы пылеприготовления котла. В связи с этим принято решение подвергнуть ОУ грануляции, чтобы беспрепятственно подать их в мельницы и сжечь. Кроме того, для подавления оксидов серы в топке принято решение добавлять в топливные гранулы на стадии их получения кальцийсодержащие отходы, а именно мраморную крошку. В составе мраморной крошки содержатся элементы, необходимые для процесса десульфуризации ($\text{CaO} = \text{MgO}$) в количестве $\sim 64\%$. Гранулы производятся при помощи гранулятора тарельчатого типа. В качестве связующего используется битумная эмульсия (до 10% от общего состава). Гранулы обычно имеют шарообразную форму, средний диаметр которых может колебаться в диапазоне от 3 до 20 мм.

В ходе теплового расчета выявлено, что целесообразно сжигание смеси гранул с углем, оптимальное соотношение которых составляет $50/50\%$ [1]. При расчете теплового баланса котла ТП-30 на номинальную нагрузку полный расход топлива при сжигании угля с теплотой сгорания $Q_i^r = 19350$ кДж/кг составляет $1,3$ кг/с; а при сжигании смеси угля и гранул, низшая теплота которой равна $Q_i^r = 16510$ кДж/кг, составляет $1,6$ кг/с. При этом КПД котла составляет соответственно $88,24\%$ и $85,6\%$.

Несмотря на увеличение расхода топлива экономический эффект достигается за счет снижения стоимости топлива, так как стоимость смеси гранул с углем ниже стоимости исходного топлива [1].

Возможность промышленного использования отходов углеобогащения определяется также составом и свойствами их минеральной части, которые могут быть причиной загрязнения и шлакования поверхностей нагрева котельных агрегатов. Опыт эксплуатации котельных установок показывает, что основные ограничения в работе котельного оборудования связаны со шлакующими свойствами топлива.

Шлакование и загрязнение поверхностей нагрева котельных установок имеют следующие неблагоприятные последствия: рост температуры уходящих газов с соответствующим снижением КПД котла и электрофильтров, что приводит к перерасходу топлива; повышение затрат на периодическую очистку поверхностей нагрева при работе котла; снижение ресурса очищаемых поверхностей нагрева (термоциклические

напряжения, парозоловой эрозионный износ); повреждение скатов холодной воронки и шлаковых комодов при падении шлаковых отложений; вынужденный останов котлов на расшлаковку и очистку; затраты на механическую ручную очистку поверхностей нагрева в период остановов котла и др.

Оценку шлакующих и загрязняющих свойств углей, несмотря на существование большого количества зарубежных критериев, рекомендуется выполнять с использованием показателей УралВТИ, рассчитываемых по химическому составу [2, 3]. Поэтому для оценки шлакующих и загрязняющих свойств углей были использованы физико-химические характеристики головинского угля и смеси головинского угля и ОУ с добавкой мраморной крошки (в соотношении 50/50), представленные в таблице 2.

Таблица 2. – Расчетные характеристики топлив

Наименование	Топливо	
	Головинский уголь	Смесь головинского угля и ОУ
1	2	3
Низшая теплота сгорания рабочего топлива, Q_i^r , кДж/кг	19350	16510
Общая влага рабочего состояния, W_i^r , %	14	18,68
Зольность топлива на сухую массу, A^d , %	22,91	27,31
Содержание общей серы на сухую массу, S_i^d , %	1,396	1,39
Выход летучих веществ на сухую беззольную массу, V^{daf} , %	50,72	49,18
Оксид кремния, SiO_2 , %	59,8	52,29
Оксид алюминия, Al_2O_3 , %	22,73	26,812
Оксид титана, TiO_2 , %	0,5	0,594
Оксид железа, Fe_2O_3 , %	8,4	5,713
Оксид кальция, CaO , %	3,5	5,862
Оксид магния, MgO , %	2,2	1,776
Оксид калия, K_2O , %	1,1	1,193
Оксид натрия, Na_2O , %	0,2	0,124

Таким образом, в соответствии с формулами, приведенными в [2, 3] были рассчитаны основные показатели и индексы загрязнения и шлакования для котельного агрегата ТП-30 и основные из них представлены в таблице 3.

Таблица 3. – Оценка шлакующих и загрязняющих свойств в котельном агрегате ТП-30 головинского угля и смеси головинского угля с ОУ

Наименование	Топливо	
	головинский уголь	смесь головинского угля и ОУ
Индекс шлакования топочной камеры, R_s^{UR}	0,746	0,821
Индекс загрязнения ширм, R_F^{UR}	0,75	0,81
Склонность к образованию железистых отложений, R_{Fe}	0,787	0,813
Склонность угля к образованию сульфатно-кальциевых отложений, P_{Ca}	18,35	51,54
Склонность к образованию отложений на базе активных щелочей, P_{Na}	-0,045	-0,077
Дополнительный показатель склонности к образованию сульфатно-кальциевых отложений, P_{Ca}^*	0,422	0,553
Склонность угля к образованию сульфатно-кальциевых отложений, P_{Ca}^a	0,624	0,738
Склонность к образованию отложений на базе активных щелочей, P_{Na}^a	0,202	0,185

В соответствии с данными, приведенными в таблице 3, можно констатировать, что сжигаемая смесь головинского угля и ОУ имеет склонность к образованию железистых отложений, поэтому возможно их интенсивное образование практически на всех поверхностях нагрева топочной камеры (особенно в зонах, где температура газов превышает 900 °С). В связи с этим целесообразно котлы оснастить аппаратами водяной обдувки, что позволит увеличить беспылаковую мощность котлов.

Склонность к образованию сульфатно-кальциевых отложений также велика при сжигании смеси по сравнению с головинским углем, поэтому они будут образовываться интенсивно и могут наблюдаться в основном на поверхности водяного экономайзера. Скорее всего, одной из основных проблем, которая может возникнуть при сжигании смеси головинского угля и ОУ будет загрязнение конвективных поверхностей нагрева прочными сульфатно-связанными отложениями в неочищаемых зонах. Поэтому для предотвращения ограничений нагрузки котла по условиям тяги необходимо оснастить паровой обдувкой водяной экономайзер и более эффективно использовать дробеочистку воздухоподогревателя.

Полученные значения P_{Na} и P_{Na}^a указывают на то, что угли имеют низкую склонность к образованию отложений на базе активных щело-

чей. Поэтому при сжигании смеси головинского угля и ОУ подобные отложения образовываться не будут, что связано с низким содержанием щелочных компонентов в минеральной части этих углей.

Учитывая вышеизложенное, напрашивается вывод, что отходы углеобогащения Ново-Гришевской фабрики достаточно эффективно можно сжигать в топках энергетических котлов на ТЭЦ ОАО «Иркутскэнерго». Однако для обеспечения беспыльчатой работы котлов, в связи с опасностью образования железистых и сульфатно-кальциевых отложений на поверхностях нагрева котлов, необходимо их своевременное удаление современными средствами очистки, иначе будут неизбежны трудоемкие механические очистки поверхностей в периоды вынужденных остановов котлов.

Список литературы:

1. Использование вторичных ресурсов (отходов углеобогащения) для сжигания в топках ТЭЦ ОАО «Иркутскэнерго» / А.Н. Кудряшов, В.В. Воронков, Т.В. Коваль // Доклады VIII Всерос. конф. с междунар. участием «Горение твердого топлива». – Новосибирск: Изд-во Института теплофизики СО РАН, 2012 (электр. издание).
2. Шлакование и отложения в газовом тракте котлов / А.Н. Алехнович, В.В. Богомоллов, В.Е. Гладков, Н.А. Артемьева // Теплоэнергетика. – 1997. – № 3. – С. 64–68.
3. Методические рекомендации по исследованию шлакующих и загрязняющих свойств углей. – Челябинск: Урал ВТИ, 1998. – 66 с.

УДК 621.18

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕЗАКТИВАЦИИ КОКСА,
ПОЛУЧЕННОГО ИЗ БУРЫХ УГЛЕЙ**

Марков А.О.

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

E-mail: dir_efir@sfu-kras.ru

Для определения критических условий процесса самовозгорания кокса использовалась специальная экспериментальная установка. Установка предназначена для определения кинетических параметров процессов самонагрева материала.

В качестве материала для исследований использовалась мелочь коксовая (МК-1) из угля марки 2Б разреза «Берёзовский-1» ОАО «СУ-ЭК-Красноярск», отобранная непосредственно после производства в котельной разреза, где используется технология карбонизации угля «ТЕРМОКОКС-КС» [1, 2], в герметичные ёмкости для предотвращения реагирования с окружающим воздухом.

На первом этапе экспериментальных работ была выполнена серия опытов по нагреву образцов свежего (активного) кокса в термостате при

различных температурах последнего. Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1.

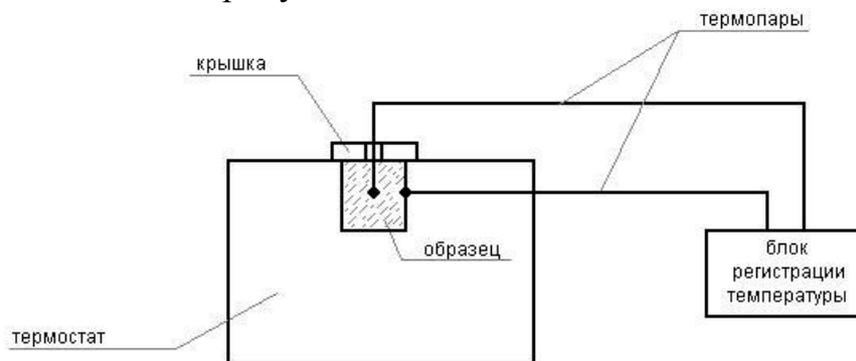


Рис. 1. Схема лабораторной установки для определения параметров саморозогрева бурого угольного среднетемпературного кокса

Проба кокса массой около 10 г в цилиндрической корзинке диаметром и высотой 30 мм помещалась в соответствующую по размерам рабочую камеру (ячейку) термостата. В центр пробы устанавливалась термопара. Термостат снабжён собственной штатной системой регулирования температуры с точностью $\pm 0,5$ град. Температура термостата в каждом опыте имела единственное значение. Точность определения температуры составляла $\pm 0,5$ град. Каждый опыт по нагреву пробы кокса в термостате продолжался до тех пор, пока температура в центре образца, пройдя максимальную отметку, не выходила на постоянное значение либо не превышала 570 К (начиналось неконтролируемое возрастание температуры).

Для определения критических условий саморозогрева кокса нагрев проб выполняли при температурах термостата от 433 до 470 К (от 180 до 196 °С) с шагом в 1 град. В результате опытов была определена такая температура термостата T_0' , при достаточно малом (около 0,5 град.) превышении которой процесс саморозогрева кокса переходил в возгорание. Результаты опытов вблизи значения T_0' представлены графически на рисунке 2. Наряду с T_0' была также определена соответствующая максимально достигаемая температура в центре образца (T_B). Были получены следующие значения указанных величин (см. рис. 3): $T_0' \approx 467$ К (194 °С), $T_B \approx 531$ К (258 °С).

На рисунке 3 представлены результаты экспериментального исследования процесса дезактивации. Проба кокса в навеске помещалась в термостат при температуре, близкой к T_0' (192,5, 193,5 °С). По достижении максимума температуры навеску выдерживали в термостате раз-

личное время: 10, 15 и 30 минут (кривые без маркеров на рис. 3), после чего извлекали и охлаждали на воздухе. Затем навеску повторно помещали в термостат при той же температуре (кривые с маркерами на рис. 3). Из рисунка 3 видно, что при повторном нагреве не происходит интенсивного саморазогрева проб, то есть активные центры кокса были «отравлены» при первом разогреве навески. Из этого следует, что при первоначальном нагреве происходит дезактивация кокса.

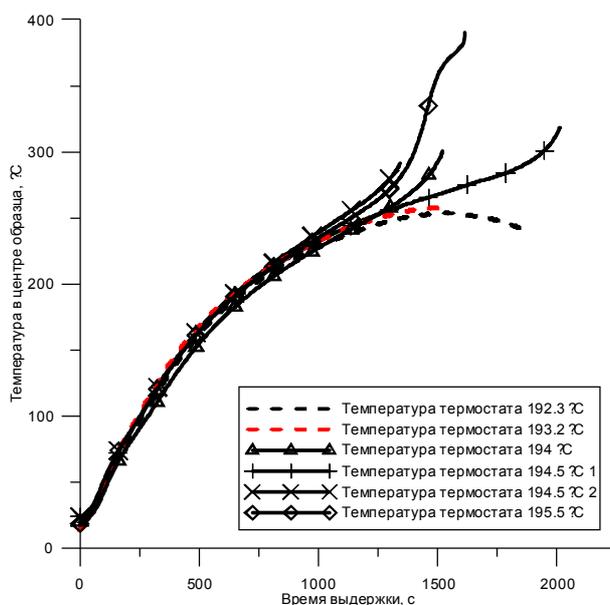


Рис. 2. Термограммы нагрева проб исходного кокса при температурах термостата вблизи T_0'

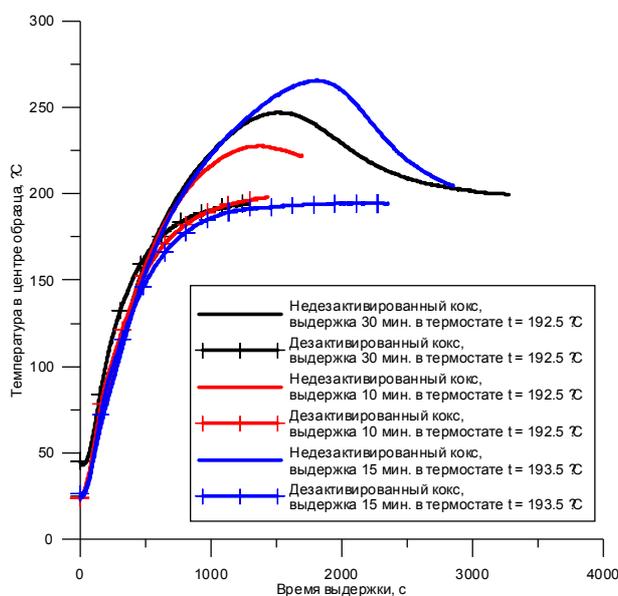


Рис. 3. Влияние дезактивации на процесс нагрева навески кокса в термостате

После того, как была установлена принципиальная возможность ускоренной дезактивации среднетемпературного кокса из берёзовского угля за счёт окисления окружающим воздухом, в целях определения оптимальных условий такой дезактивации были выполнены опыты по нагреву сравнительно больших навесок (1 дм^3) кокса в термостатическом шкафу, позволяющем поддерживать температуру в рабочей камере с точностью ± 2 град.

Навеска дезактивируемого кокса в данном случае представляла собой четыре герметично закрытых ёмкости по $0,25 \text{ дм}^3$, в которые производился отбор проб кокса непосредственно после его производства. Ёмкости в закрытом виде помещались в термостатический шкаф, в крышках ёмкостей проделывались отверстия, в которые вставлялись термопары для контроля температур в центре и вблизи поверхности образца, после чего партия нагревалась до исследуемой температуры дезактивации (далее – $T_{\text{дез}}$), изменявшейся – с учётом полученного ранее значения $T_{\text{В}}$ – в диапазоне от 210 до 260 °С. При разработке технологического решения по ускоренной дезактивации кокса также учитывалось, что технология карбонизации угля «ТЕРМОКОКС-КС» предусматривает термическую переработку его при температуре 700 °С, после которой требуется охлаждение получаемого кокса до температуры окружающей среды.

Контроль достижения заданной $T_{\text{дез}}$ осуществляли по показаниям термопар в центрах ёмкостей. По достижении заданной температуры всю партию кокса извлекали из термостатического шкафа, рассыпали тонким слоем (не более 10 мм) по металлическому листу и давали остыть до температуры окружающей среды (20 – 30 °С).

По результатам опытов в качестве оптимального для дезактивации кокса было взято максимальное значение $T_{\text{дез}}$, при котором гарантированно не происходило возгорания кокса после рассыпания его по металлическому листу: этому условию соответствует температура 240 °С.

При выгрузке навески кокса из ёмкостей происходила его ускоренная дезактивация за счёт взаимодействия с окружающим воздухом. Благодаря малой толщине слоя кокса на металлическом листе остывание до 30 °С происходило примерно за 10 мин. После остывания кокс подвергали испытанию на склонность к самовозгоранию по ГОСТ 19433.

В результате настоящего исследования предложено технологическое решение по дезактивации вновь произведённого среднетемпературного кокса из бурого угля, включающее следующие основные мероприятия:

- 1) охлаждение вновь произведённого среднетемпературного кокса до 240 °С без доступа воздуха;

- 2) приведение кокса во взаимодействие с воздушной средой;
- 3) охлаждение кокса до температуры не более 30 °С в воздушной среде не более чем за 10 мин.

Важной особенностью данного технологического решения является полное сохранение физических характеристик (влажности, зольности, выхода летучих) среднетемпературного кокса после дезактивации. Для иллюстрации этой особенности в таблице 2 представлены результаты анализа кокса в топливной лаборатории ООО «Сибтермо». Расхождение по показателю зольности обусловлено неоднородностью этого параметра в исследованных пробах кокса, связанной с особенностями процесса его производства.

Таблица 1. – Результаты технического анализа бурого угольного среднетемпературного кокса до и после его дезактивации

Показатель	До дезактивации	После дезактивации
Технический анализ, %:		
W^r	0,6	0,6
A^d	8,7	8,2
V^{daf}	7,6	7,6

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

Список литературы:

1. Евразийский пат. 007801. МПК С10В 49/10. Способ получения металлургического среднетемпературного кокса / С.Р. Исламов, С.Г. Степанов. Заявлено 25.10.2005. Оpubл. 27.02.2007. Бюл. ЕАПО № 1. – 11 с.
2. Пат. 2285715 Россия. МПК С10В 49/10. Способ получения металлургического среднетемпературного кокса / С.Р. Исламов, С.Г. Степанов. Заявлено 29.07.2005. Оpubл. 20.10.2006. Бюл. № 29. – 5 с.

УДК 621.18

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Минаков А.В., к.ф.-м.н.

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

E-mail: Tov-andrey@yandex.ru

Решена задача струйного горения метана в ограниченном объеме. На рисунке 1 представлена геометрия задачи. Результаты экспериментальных исследований взяты из работы [1].

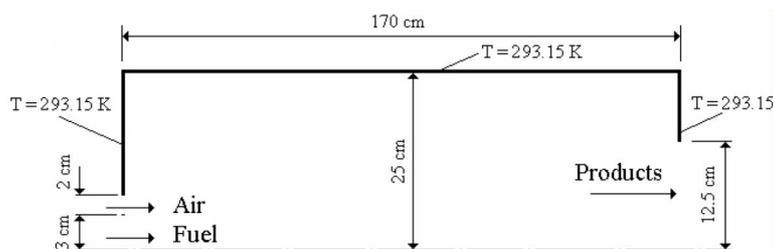


Рис. 1. Геометрия камеры сгорания

Граничные условия:

Состав топлива: CH_4 (90 %) и N_2 (10 %). В воздухе присутствует 1 % водяного пара. Температура топлива 40°C и температура воздуха 50°C . Скорость топлива $7,76$ м/с, скорость воздуха – $36,29$ м/с. Температура стенок – 20°C . Величины интенсивности турбулентности I и масштаба турбулентных пульсаций l соответственно равны: для топлива – $I = 0,05$ и $l = 0,0042$, для воздуха – $I = 0,03$ и $l = 0,0014$. Коэффициент динамической вязкости $\mu = 2,97 \cdot 10^{-5}$ Па·с, коэффициент диффузии $D = 2,88 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Предполагалось, что горение в мелком масштабе происходит при постоянном давлении, с начальными условиями, для текущей компоненты и температурой в ячейке. Реакция происходит в течение временного масштаба τ^* регулируемая скоростью реакции Аррениуса.

Источниковый член в уравнении сохранения для средней i -ой компоненты моделируется как

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i),$$

где Y_i^* – тонкомасштабная массовая доля i -ой компоненты после реагирования в течение τ^* .

Модель EDC может включать подробные химические механизмы в турбулентных реагирующих потоках. Однако, численное интегрирование многостадийных механизмов достаточно затратно в плане вычислительных ресурсов. Следовательно, модель должна использоваться только в случаях, где приближение быстрой химии является некорректным, таких как моделирование медленного выгорания CO.

Для моделирования струйных реагирующих течений использовалась двухпараметрическая k - ϵ модель турбулентности. Для химического реагирования применялись гибридная модель eddydissipation/finiterate и модель EDC (EddyDissipationConcept). Рассматривались 2-х, 4-х и многостадийные механизмы реагирования метана.

2-х стадийный механизм реагирования метана взят из работы [1].

На рисунках 2–6, показаны типичные картины распределения температуры и концентраций газовых компонент.

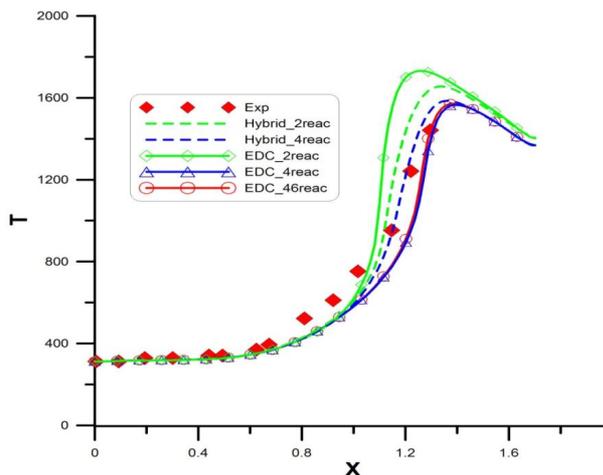


Рис. 2. Осевое распределение температуры

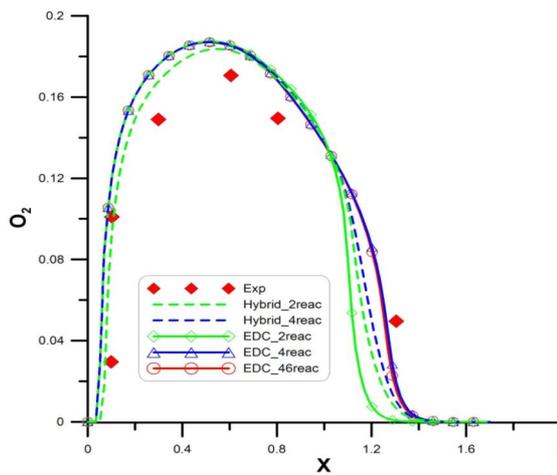


Рис. 3. Осевое распределение массовой концентрации кислорода

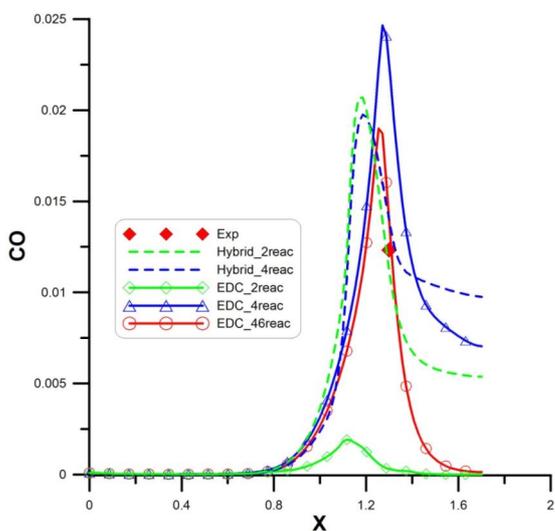


Рис. 4. Осевое распределение массовой концентрации оксида углерода

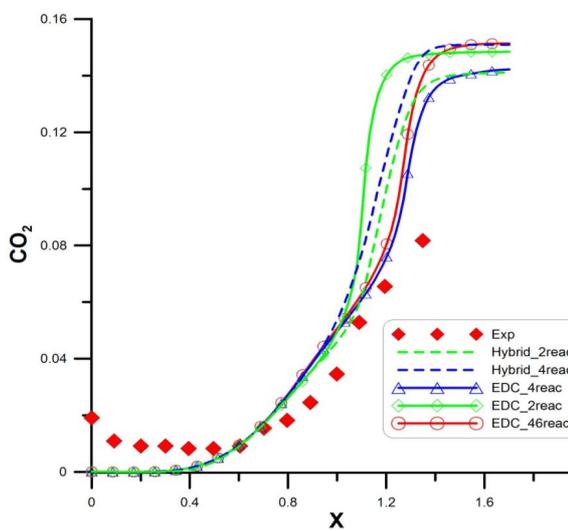


Рис. 5. Осевое распределение массовой концентрации углекислого газа

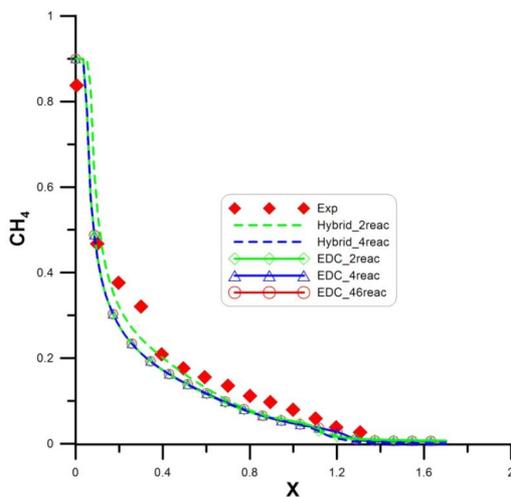


Рис. 6. Осевое распределение массовой концентрации метана

Результаты моделирования показали, что для данной задачи применение двухстадийного механизма как для гибридной, так и для EDC модели, дает завышение температуры. Заметное улучшение дает 4-х стадийный механизм. Применение его с обеими моделями дает достаточно хорошее согласование с экспериментальными данными. Применение более сложной схемы реакций с моделью EDC дает очень близкие к 4-х стадийной схеме результаты для температуры, CH_4 и O_2 . Небольшие отличия наблюдаются лишь на графиках концентрации CO и CO_2 .

Проведен анализ существующих методик моделирования турбулентных реагирующих течений основанных на сочетании кинетических механизмов моделирования и моделей описывающих турбулентные механизмы смешения газовых компонент. В результате установлено, что достаточно реалистичные результаты при моделировании факелов метана можно получить при использовании RANS моделей турбулентности с применением EDC турбулентного горения и относительно небольших (порядка 50 реакций) механизмов реакций.

Для тестирования данной методики было проведено решение задачи с ограниченным струйным горением метана. При этом были рассмотрены EDM и EDC модели турбулентного реагирования с 2-х, 4-х, 46 и 58-ми схемами реакций. Результаты тестирования показали, что использование 4-х стадийных реакций горения метана позволяет хорошо описывать процесс горения для ограниченного пламени и лишь качественно предсказывать температуру и концентрации для свободного факела. Достоверное моделирование неограниченного факела возможно при использовании EDC модели с использованием многоступенчатых механизмов реагирования.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

Список литературы:

1. Da Silva C.V., Vielmo H.A. França F.H.R. Numerical Simulation of the Combustion of Methane and Air in a Cylindrical Chamber. // Thermal Engineering. – 2006. – Vol. 5. – № 1. – С. 13–21.

УДК 621.18

ОПЫТНОЕ СЖИГАНИЕ КОРОДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ В ТОПКЕ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КОТЛА

Назаров М.Н.

СибВТИ Красноярского филиала Е4 ЗАО «Сибирский энергетический научно-технический центр», г. Красноярск

E-mail: NazarovMN@pochta.ru

Проведено опытное сжигание кородревесных отходов (КДО) в топке пылеугольного энергетического котла. КДО были разделены на опилки, кору и щепу.

Анализ характеристик сожженного в опытах при тепловых испытаниях КДО показал следующее:

– опилки: по низшей теплоте сгорания – 1900–2190 ккал/кг (7,95–9,17 МДж/кг), влажность – 50,5–43,6 %, зольность на рабочую массу – 1,36–5,58 %, выход летучих – 85–87 %, содержание серы на сухую массу мало – 0–0,1 %, склонность к шлакованию топочных экранов и фес-тона имеет средний ранг вплоть до высокого, образование прочных связанных железистых отложений отсутствует; максимально-допустимая температура газов на выходе из топки – 1160 °С, температура начала шлакования – 980 °С, склонность к образованию сульфатно-кальциевых отложений в конвективной шахте – средняя, натриевые отложения возможно со временем будут медленно прогрессировать, износ практически исключен; взрывоопасность КДО – четвертой группы взрывоопасности (весьма опасной), когда максимально допустимая температура за мельницей при воздушной сушке составляет 80 °С. Последнее для всех котлов БКЗ-75 филиала ТИ и ТС Иркутской ТЭЦ-6 (с учетом нашей рекомендации по сжиганию части КДО в смеси с углем, организованной на открытом складе угля) следует учитывать при изменении уставки на температуру сушильного агента за мельницами при сжигании ирбейского угля в неорганизованной смеси с КДО (с 90 до 80 °С);

– кора: по низшей теплоте сгорания ~ 3280 ккал/кг (~ 13,7 МДж/кг), влажность ~ 24 %, зольность на рабочую массу – 4,09 %, выход летучих – 75,6 %, отсутствует сера на сухую массу – 0 %, остальные характеристики близки к данным по опилкам;

– щепы: по низшей теплоте сгорания ~ 1420 ккал/кг (~ 2,95 МДж/кг), влажность ~ 61 %, зольность на рабочую массу – 0,43 %, выход летучих – 85,5 %, отсутствует сера на сухую массу – 0 %, остальные характеристики близки к данным по опилкам.

Следует отметить, что при совместном или раздельном сжигании в котле топлив, относящихся к различным группам взрывоопасности, средства взрывопредупреждения и взрывозащиты выбираются по наиболее взрывоопасному топливу [1]. Повышению взрывоопасности способствует наличие двух накопительных силосов в системе топливоподачи, которые можно воспринимать (учитывая мелкодисперсность подсушенных опилок), как промежуточные бункера для работы в ночную смену, но Правилами взрывобезопасности [1] для топлив четвертой категории, к которой относятся КДО, вариант пылесистем с промбункером даже не рассматривается. В связи с этим, необходимо запретить пневмотранспорт горячим воздухом при работе через силосы, используя только пневмотранспорт дымовыми газами дымососом рециркуляции ДР-9 с содержанием кислорода менее 16 %.

Система топливоподачи КДО [2] предназначена для входного контроля, классификации, первичной сортировки кородревесных отходов. Максимальная производительность участка приема до 75 м³/ч древесной массы с размером частиц не более 20–50 мм по наибольшей стороне. Участок приема КДО имеет открытую компоновку. Проектом предусмотрена эксплуатация комплекса преимущественно в бесснежный сезон по причине открытости склада.

Одним из основных недостатков открытых складов КДО является отсутствие бетонного основания, способного предотвратить попадание большого количества камней в систему подачи КДО при зачистке погрузчиком.

В связи со множеством недочетов в проекте и его реализации, выявленных в ходе испытаний, особый интерес представляют опыты по совместному сжиганию кородревесных отходов и бурого угля ирбейского месторождения при подаче отходов через угольный склад.

Результаты обработки основных балансовых опытов в виде расчетных коэффициентов тепловой эффективности (ψ) поверхностей нагрева котла показали, что тепловая эффективность топки и конвективного пароперегревателя на угле с КДО в обработанных опытах выше проектной величины и рекомендаций теплового расчета котельных агрегатов [3]. Тепловая эффективность поверхностей нагрева расположенных в конвективной шахте также оказалась выше проектной. КПД котла превысил 92 %.

Получена зависимость оптимального коэффициента избытка воздуха в режимном сечении от нагрузки котла. На номинальной нагрузке он составляет ~ 1,25 при сжигании ирбейского угля в чистом виде и для смеси с КДО с воздушной сушкой (в/с). При сушке газами (г/с), а также при подаче КДО через угольный склад (ч/з ШМТ) избыток воздуха будет несколько выше ~ 1,4.

В рабочем диапазоне нагрузок КПД котла «брутто» составляет при сжигании 100 % ирбейского угля от 89,81 до 91,59 %, с выраженным максимальным значением 92,3 % на нагрузке порядка 60 т/ч (80 % от номинальной нагрузки). Для смеси с КДО с воздушной сушкой от 90,78 до 92,67 %, с выраженным максимальным значением 92,5 % на нагрузке порядка 65 т/ч (87 % от номинальной нагрузки).

На рисунках 1–6 представлены зависимости от нагрузки ($D_{пр}$) потерь тепла с механическим недожегом (q_4), с уходящими газами (q_2), температуры уходящих газов (T_{yx}), коэффициента полезного действия брутто котла и удельного расхода электроэнергии на тягу и дутье ($\mathcal{E}_{тд}$), а также зависимость коэффициента полезного действия брутто котла от тепловой доли КДО ($q_{кдо}$).

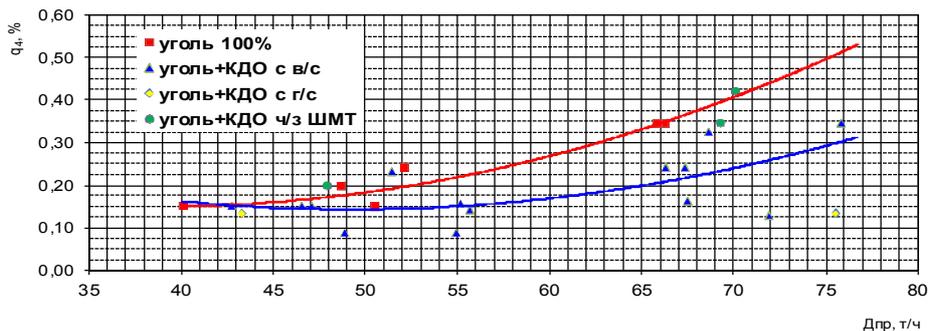


Рис. 1. Зависимость потерь тепла с механическим недожегом от нагрузки

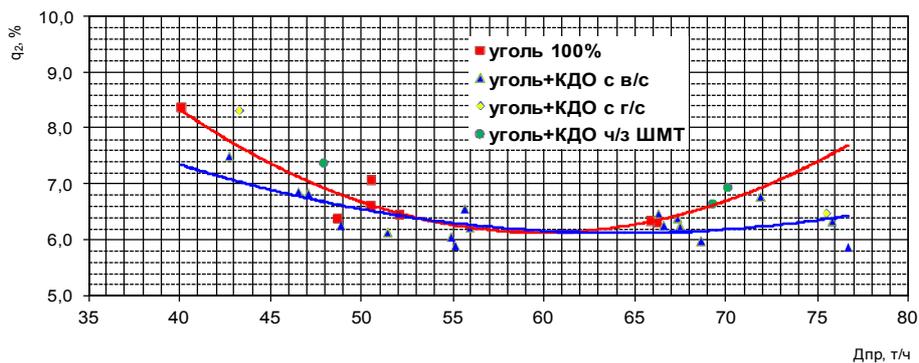


Рис. 2. Зависимость потерь тепла с уходящими газами от нагрузки

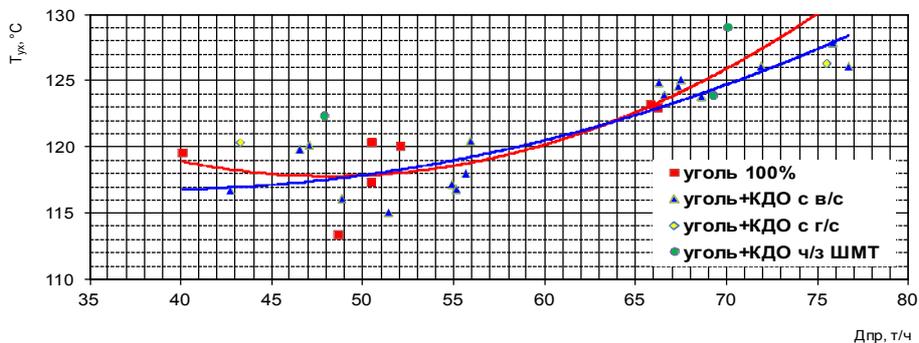


Рис. 3. Зависимость температуры уходящих газов от нагрузки

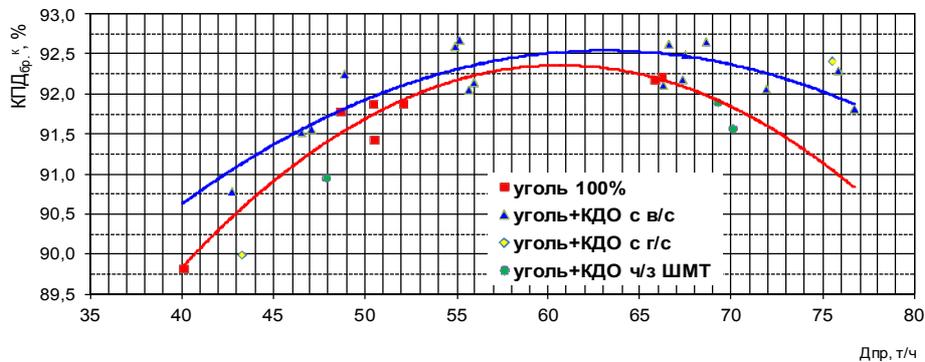


Рис. 4. Зависимость коэффициента полезного действия брутто котла от нагрузки

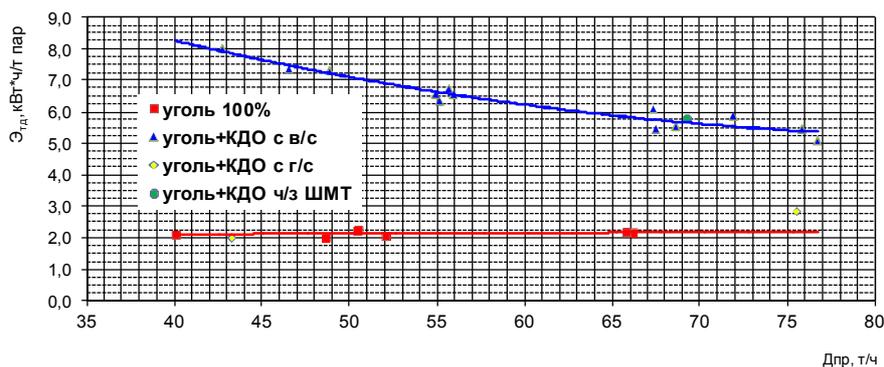


Рис. 5. Зависимость удельного расхода электроэнергии на тягу и дутье от нагрузки

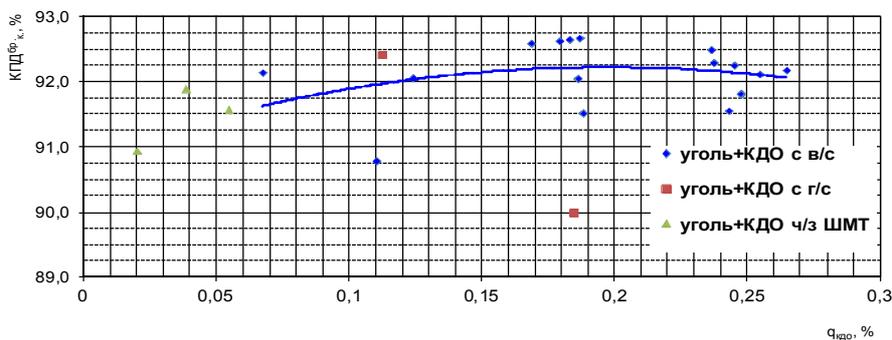


Рис. 6. Зависимость коэффициента полезного действия брутто котла от тепловой доли КДО

Установлено, что с увеличением тепловой доли КДО в смеси при воздушной сушке КПД «брутто» котла растет и в оптимальных режимах устойчивый максимум $\sim 92,75\%$ может быть достигнут при тепловой доле $\sim 0,2$. Дальнейшее увеличение доли КДО в смеси, учитывая высокие удельные расходы электроэнергии на агрегаты КДО, при воздушной сушке целесообразны с точки зрения улучшения экологических показателей (существенное снижение выбросов NO_x).

Анализ результатов обработки основных балансовых опытов в виде расчетных коэффициентов тепловой эффективности (ψ) поверхностей нагрева котла показывает, что тепловая эффективность топки и конвективного пароперегревателя на угле и смеси с КДО в обработанных опытах выше проектной величины. Тепловая эффективность поверхностей нагрева расположенных в конвективной шахте также оказалась выше проектной. В рабочем диапазоне нагрузок КПД котла «брутто» составляет при сжигании 100 % ирбейского угля 89,8–92,3 %. Для смеси с КДО с воздушной сушкой от 90,8 до 92,7 %. На номинальной нагрузке концентрация оксидов азота в уходящих газах составляет 600 мг/нм^3 при сжигании ирбейского угля (концентрации оксидов азота приведена к коэффициенту избытка воздуха равному 1,4). В смеси с КДО этот показатель снижается до $\sim 425 \text{ мг/нм}^3$.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

Список литературы:

1. СО 153-34.03.352-2003. Инструкция по обеспечению взрывобезопасности топливоподачи и установок для приготовления и сжигания пылевидного топлива. – М., 2003. – 26 с.
2. Техническое задание на разработку проектной и рабочей документации по объекту «Перевод котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ ст. №9 участка ТИиТСПадунского района на совместное сжигание угля и кородревесных отходов» (приложение №1 к договору №253-010/10).
3. Тепловой расчет котельных агрегатов: (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.

УДК 536.7

**ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ УЧАСТКА ТРУБЫ ЗМЕЕВИКА
ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ С НАЛИЧИЕМ ЗАГРЯЗНЕНИЙ НА ЕГО
ВНЕШНЕЙ И ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ**

Парпиев А.Т., Логинов В.С., д.ф.-м.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: azatparpiev@mail.ru

Пароперегреватели по сравнению с другими поверхностями нагрева работают в наиболее тяжелых условиях [1]. В связи с этим исследование тепловых процессов пароперегревателей парогенераторов является одной из актуальных задач теплоэнергетической отрасли в наши дни.

Основными методами изучения повреждения пароперегревателей являются экспериментальный метод и метод теплофизического и гидравлического расчетов [2–5]. Данные способы имеют свои характерные недостатки. Экспериментальный метод требует соответствующего оборудования и больших финансовых затрат на проведение эксперимента, а результаты же теплофизического и гидравлического расчетов являются неточными. В связи с этим использование методов численного моделирования для этих целей является наиболее рациональным способом.

В данной работе представлены результаты, полученные в ходе расчета физико-математической модели температурного режима участка трубы змеевика пароперегревателя парогенератора с чистой поверхностью и с наличием загрязнений на его внешней и внутренней поверхности.

Научная новизна настоящей работы заключается в следующем. В соответствии с физикой процессов, протекающих в конвективном паро-

перегревателе парогенератора, сформулирована физико-математическая модель температурного режима участка трубы змеевика пароперегревателя, проанализирована адекватность результатов, полученных при расчете данной модели.

Практическая значимость данной работы заключается в возможности применения сформулированной в ней физико-математической модели для расчетов нестационарных режимов работы пароперегревателей парогенераторов.

На рисунке 1 представлено схематичное изображение исследуемого объекта, который представляет собой цилиндрическую стенку трубы змеевика пароперегревателя парогенератора БКЗ-75-39, которая с наружной стороны покрыта слоем сажи и омывается дымовыми газами, а с внутренней стороны покрыта слоем накипи и омывается паром. Распределение температур в цилиндрической стенке с загрязнениями на внешней и внутренней поверхности определяется с помощью системы двумерных нестационарных уравнений теплопроводности. Температуры на границах первой (слой накипи), второй (цилиндрическая стенка) и третьей областей (слой сажи) определяются с помощью граничных условий первого, третьего и четвертого рода (1).

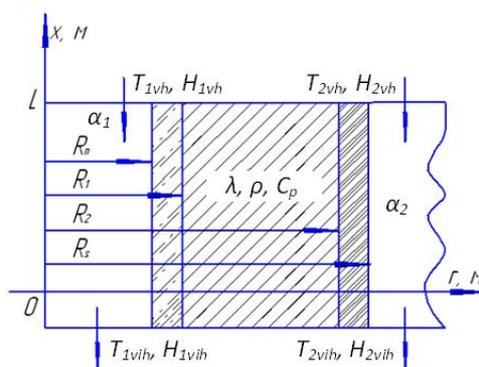


Рис. 1. Схематичное изображение физических процессов в цилиндрической стенке трубы змеевика пароперегревателя парогенератора, покрытой слоем золовых отложений на внешней поверхности и накипью на внутренней поверхности

Теплофизические свойства цилиндрической стенки, отложений накипи и сажи считаются постоянными и известными величинами [6]. Исходные данные приведены в таблице 1. Алгоритм расчета известен [7]. При постановке задачи приняты следующие основные допущения:

1. Теплофизические параметры дымовых газов, материала стенки труб и пара считаются постоянными и известными величинами.
2. Как дымовые газы, так и пар считаются несжимаемыми средами, а теплотой трения пренебрегаем.

Таблица .1. – Исходные данные

Обозначение	Характеристика	Значение
R_0	Внутренний радиус цилиндрической стенки, покрытой слоем накипи	$13 \cdot 10^{-3}$ м
R_1	Внутренний радиус цилиндрической стенки	$14 \cdot 10^{-3}$ м
R_2	Внешний радиус цилиндрической стенки	$19 \cdot 10^{-3}$ м
R_3	Внешний радиус цилиндрической стенки, по-	$21 \cdot 10^{-3}$ м
δ_1	Толщина слоя накипи	$1 \cdot 10^{-3}$ м
δ_2	Толщина цилиндрической стенки	$5 \cdot 10^{-3}$ м
δ_3	Толщина слоя сажи	$2 \cdot 10^{-3}$ м
L	Длина цилиндрической стенки	$5 \cdot 10^{-2}$ м
λ_1	Коэффициент теплопроводности слоя накипи	$8 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С)
λ_2	Коэффициент теплопроводности слоя накипи	20,4 Вт/(м·°С)
λ_3	Коэффициент теплопроводности слоя сажи	$29 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С)
C_{p1}	Теплоемкость слоя накипи	$0,8 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С)
C_{p2}	Теплоемкость цилиндрической стенки	$0,5 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С)
C_{p3}	Теплоемкость слоя сажи	$0,8 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С)
ρ_1	Плотность слоя накипи	$0,3 \cdot 10^3$ кг/м ³
ρ_2	Плотность цилиндрической стенки	$7,8 \cdot 10^3$ кг/м ³
ρ_3	Плотность слоя сажи	$1,0 \cdot 10^3$ кг/м ³
α_1	Коэффициент теплоотдачи к пару	$1,7 \cdot 10^3$ Вт/(м ² ·°С)
α_2	Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов	56 Вт/(м ² ·°С)
t_{1vh}	Температура пара на входе	335 °С
t_{2vh}	Температура дымовых газов на входе	815 °С
t_n	Начальное распределение температур	50 °С
H_{1vh}	Энтальпия пара на входе	$3,06 \cdot 10^6$ Дж/кг
H_{1vih}	Энтальпия пара на выходе	$3,31 \cdot 10^6$ Дж/кг
G_1	Расход пара	0,289 кг/с
G_2	Расход дымовых газов	0,394 кг/с
t_n	Начальное распределение температур	50 °С
τ_z	Время нагрева	500 с
$N1$	Количество узлов в направлении оси x (I обл.)	8
$M1$	Количество узлов в направлении оси r (I обл.)	9
$N2$	Количество узлов в направлении оси x (II обл.)	8
$M2$	Количество узлов в направлении оси r (II обл.)	9
$N3$	Количество узлов в направлении оси x (III обл.)	8
$M3$	Количество узлов в направлении оси r (III обл.)	9
$\Delta\tau$	Временной шаг сетки	0,01 с

3. В работе рассматривается прямой круглый вертикальный участок трубы змеевика пароперегревателя с определенными геометрическими характеристиками без внутренних дефектов во внутрикристаллической структуре (наличие трещин и т. п.).

4. Данный участок трубы, который, как с внутренней, так и с внешней стороны омывается средами с гидродинамически и термически стабилизированным течением. Поэтому принимаются средние значения коэффициентов теплоотдачи и температур обеих сред по длине рассматриваемого участка трубы.

В качестве частного случая в постановке задаче рассматривается температурный режим цилиндрической стенки чистого участка трубы змеевика. Для этого также используется двумерное нестационарное уравнение теплопроводности для цилиндрической стенки. Для определения температур на внешних границах цилиндра конечных размеров используются граничные условия первого и третьего рода (2). Исходные данные приведены в таблице 1. В данном случае также учитываются вышеприведенные допущения.

Для решения данной задачи используется численный метод с использованием явной разностной схемы, которая в данном случае вполне применима [8, 9].

Температурный режим участка трубы змеевика с наличием загрязнений определяется с помощью математической модели с начальными и граничными условиями следующего вида:

$$\begin{aligned}
 C_{p1}\rho_1 \frac{\partial t_1}{\partial r} &= \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 t_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2} \right); \\
 C_{p2}\rho_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 t_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2} \right); \\
 C_{p3}\rho_1 \frac{\partial t_3}{\partial r} &= \lambda_3 \left(\frac{\partial^2 t_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_3}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_3}{\partial x^2} \right); \\
 \tau = 0, \quad t_i &= t_{ni}; \quad i = 1, 2, 3; \\
 r = r_1, \quad -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial r} &= \alpha_1(t_{c1} - t_{ep}); \quad r = r_2, \quad \lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r}, \quad t_1 = t_2; \\
 r = r_3, \quad \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \lambda_3 \frac{\partial t_3}{\partial r}, \quad t_2 = t_3; \quad r = r_4, \quad -\lambda_3 \frac{\partial t_3}{\partial r} = \alpha_2(t_{c2} - t_{ep}); \\
 x = 0, \quad t_i &= t_1, \quad i = 1, 2, 3; \quad x = l, \quad t_i = t_2; \quad i = 1, 2, 3.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Для частного случая постановки задачи используется следующая математическая модель:

$$\begin{aligned}
 C_{p2}\rho_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 t_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2} \right); \\
 \tau = 0, \quad t_2 &= t_{n2}; \\
 r = r_1, \quad -\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \alpha_1(t_{c1} - t_{cp}); \\
 r = r_2, \quad -\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \alpha_2(t_{c2} - t_{cp}); \\
 x = 0, \quad t &= t_1; \quad x = l, \quad t = t_2.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где t_{c1}, t_{c2} – температура дымовых газов и пара соответственно, °С; t_{cp} – температура на граничной поверхности цилиндрической стенки, °С.

Для проверки результатов полученных при решении данной задачи применяется поверочный тепловой расчет для установившегося стационарного режима [10], а также эти данные сравниваются с результатами, полученными при решении подобных задач, в работах других авторов [11, 12].

В ходе решения математической постановки задачи получены результаты, представленные на рисунках 2, 3.

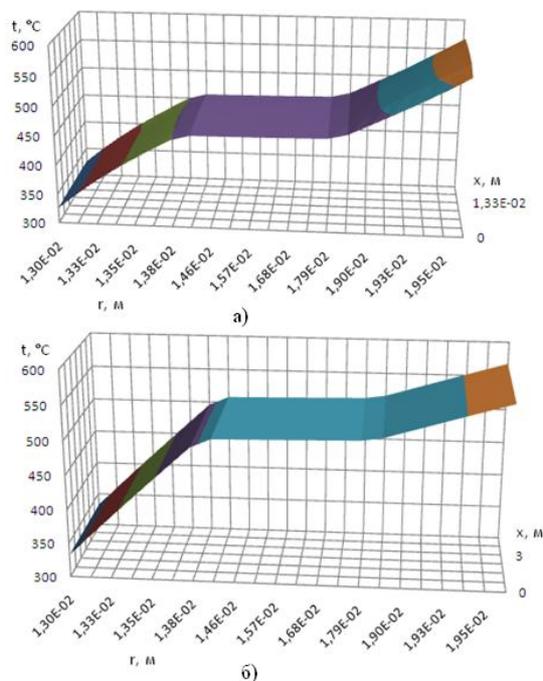


Рис. 2. Распределение температуры в цилиндрической стенке трубы меевика пароперегревателя с наличием загрязнений при длине рассматриваемого участка:
 а) $x = 0,02$ м; б) $x = 3$ м

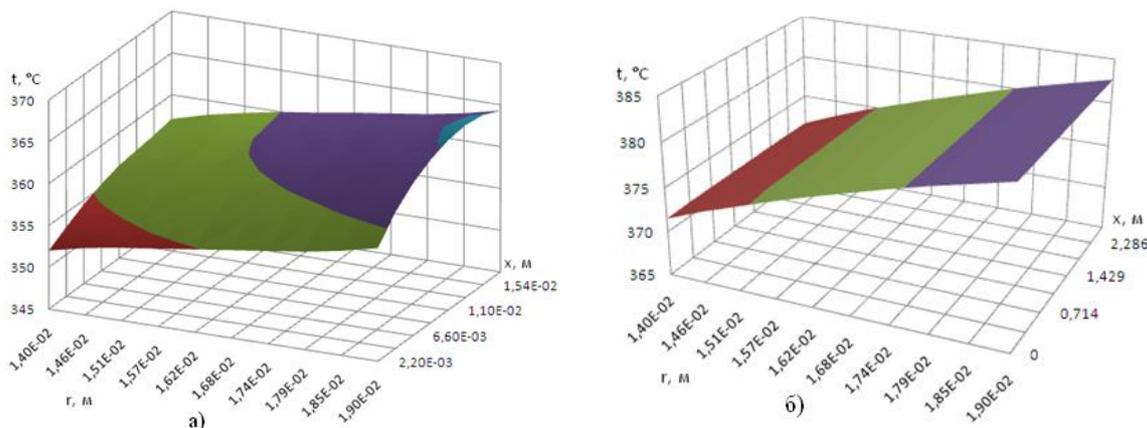


Рис. 3. Распределение температуры в цилиндрической стенке чистого участка трубы змеевика пароперегревателя при длине рассматриваемого участка:
 а) $x = 0,02$ м; б) $x = 3$ м

Ниже приводится таблица 2 для сравнения результатов, полученных при решении математической постановки задачи численным методом и с помощью поверочного теплового расчета.

Из таблицы 2 видно, что погрешность результатов, полученных при решении задачи методом поверочного теплового расчета и по методу конечных разностей не превышает 1 % в диапазоне длин рассматриваемого участка трубы змеевика пароперегревателя от 0,02 до 3 м. Далее при увеличении длины участка погрешность расчетов возрастает.

Таблица 2. – Результаты

Длина, м	Средняя температура поверхности, рассчитанная методом теплового поверочного расчета, °С				Средняя температура поверхности, полученная по методу конечных разностей, °С			
	t_n	t_2	t_1	t_s	t_n	t_2	t_1	t_s
Для участка трубы змеевика с наличием загрязнений на внешней и внутренней поверхности								
0,2	326	507	509	557	329	509	513	560
1	327	508	510	558	329	510	513	560
2	328	508	511	558	331	508	512	559
3	328	509	512	558	331	509	512	559
Для чистого участка трубы змеевика								
	t_{c2}	t_{c1}	t_{c2}	t_{c1}				
0,02	358	364	359	365				
1	365	369	366	371				
2	367	374	368	377				
3	373	379	374	383				

В результате проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Основываясь на расчетных значениях температур, полученных при решении математической постановки задачи, погрешность расчетов по методу поверочного теплового расчета и методом конечных разностей не превышает 1 %. Сравнительный анализ данных результатов с результатами, приведенными при решении подобных задач, в работах других известных авторов показывает, что погрешность результатов не превышает 1 %. Отсюда следует, что физико-математическая модель температурного режима участка трубы змеевика пароперегревателя, сформулированная в данной работе пригодна для расчета распределений температур в рассматриваемом участке при установившемся стационарном режиме и при постоянных теплофизических свойствах среды. При этом диапазон длин рассматриваемого участка составляет от 0,02 до 3 м.

2. Данная физико-математическая модель в дальнейшем будет применяться для расчетов нестационарных режимов пароперегревателей.

Список литературы:

1. Лезин В.И., Липов Ю.М., Селезнев М.А., Сыромятин В.М. Пароперегреватели котельных агрегатов. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 288 с.
2. Артамонов В.В. О признаках эксплуатационных разрушений пароперегревателей под действием перегрева // Контроль. Диагностика. – 2010. – № 1. – С. 8.
3. Артамонов В.В. Электрохимическая диагностика пароперегревателей. Часть 2. Определение остаточного ресурса // Контроль. Диагностика. – 2007. – № 10. – С. 62.
4. Приймак Е.Ю., Трякина Н.Ю., Грызунов В.И., Соколов С.О. Анализ повреждений пароперегревателей из стали 12Х1МФ при эксплуатации // Металловедение и термическая обработка металлов. – 2013. – № 1. – С. 43.
5. Богачев В.А., Таран О.Е. Влияние тепловой неравномерности на температуру и надежность металла конвективных пароперегревателей // Электрические станции. – 2002. – № 2. – С. 21.
6. Чудновский А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. – М.: Физматгиз, 1962. – 456 с.
7. Дорохов А.Р., Заворин А.С., Казанов А.М., Логинов В.С. Моделирование тепловыделяющих систем: Учебное пособие. – Томск: Изд-во НТЛ, 2000. – 234 с.
8. Mitchell A.R., Griffiths D.F. The Finite Difference Method in Partial Differential Equations. – Wiley, 1980. – 284 p.
9. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1977. – 656 с.
10. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
11. Компонировка и тепловой расчет парового котла: Учеб. пособие для вузов. / Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, Т.В. Валенский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.
12. Тепловые схемы котлов / А.А. Паршин, В.В. Митор, А.Н. Безгрешнев и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ УГЛЕЙ

Шмельков Ю.Б., Самуйлов Е.В., д.т.н.
ОАО ЭНИН им. Г.М. Кржижановского, Москва
E-mail: yurezsm@mail.ru

Продукты сгорания органических топлив, и в частности продукты сгорания углей, представляют собой сложную многокомпонентную систему. Значительную роль в такой системе играют физико-химические превращения, происходящие при нагреве топлива. Не всегда имеется возможность провести экспериментальное исследование для определения теплофизических свойств продуктов сгорания топлив в широком диапазоне температур, поэтому важную роль при решении таких задач приобретает численное моделирование рассматриваемых процессов

В данной работе предложена модель расчета теплофизических свойств сложных, многокомпонентных, химически реагирующих систем, основанная на работах [1–2]. Подробное описание предложенной модели приводится в статье [3]. Моделирование вклада в теплофизические свойства за счет протекающих в системе химических реакций проводилось при помощи двух методов: с использованием известной методики, изложенной в работах [4–5] и с помощью метода, предложенного авторами доклада. Ниже приводится его краткое описание, на примере влияния химических реакций на теплопроводность смеси.

Вклад в теплопроводность смеси за счет протекающих в ней химических реакций обозначается λ_R и выражается через потоки компонентов смеси следующим образом:

$$\lambda_R \text{ grad } T = - \sum_{i=1}^{\mu} \bar{W}_i H_i,$$

где H_i – энтальпия компоненты i ; \bar{W}_i – поток молекул сорта i . Для каждой i -й реакции из набора ν можно записать:

$$\sum_{k=1}^{\mu} n_{ik} X_k = 0,$$

где X_k – химический символ компоненты k ; n_{ik} – молярные стехиометрические коэффициенты реакции. Для каждой реакции из набора ν можно записать:

$$\sum_{k=1}^{\mu} n_{ik} W_k = 0,$$

а также:

$$\sum_{k=1}^{\mu} n_{ik} H_k = \Delta H_i,$$

где ΔH_i – изменение энтальпии в реакции i . В итоге гимеем:

$$\lambda_R grad T = \sum_{i=1}^{\nu} W_i \Delta H_i.$$

Для нахождения потока молекул воспользуемся выражением:

$$W_i = \left(\frac{n^2}{\rho}\right) \cdot \sum_{k=1}^{\mu} D_{ik} M_k grad x_k.$$

Здесь ρ – массовая плотность; D_{ik} – коэффициент многокомпонентной диффузии; M_k – молекулярная масса компоненты k ; x_k – мольная доля. В итоге получаем выражение для реакционной составляющей теплопроводности:

$$\lambda_R = \left(\frac{n^2}{\rho}\right) \cdot \sum_{k=1}^{\mu} \sum_{i=1}^{\nu} \Delta H_i D_{ik} M_k \frac{\partial x_k}{\partial T}.$$

Коэффициент многокомпонентной диффузии может быть выражен через коэффициенты бинарной диффузии, которые в свою очередь зависят от концентраций компонент в системе и их свойств. В итоге, для определения реакционного вклада в теплопроводность необходимо иметь данные по составу системы и его температурной зависимости, которые в данной работе получались при помощи программы химической термодинамики ТЕТРАН. Также необходимо иметь данные по параметрам взаимодействия компонент и параметрам химической реакции. Разработанный авторами код обеспечивается базой данных по интегралам столкновения для наиболее важных пар компонент, образующихся при сгорании органических топлив. Также база содержит данные по свойствам индивидуальных веществ и наиболее важных химических реакций, протекающих в рассматриваемых системах.

Результаты расчетов, проведенных по указанному выше методу, сравнивались для проверки с известными авторам экспериментальными и теоретическими данными. В качестве веществ для проведения сравнения были выбраны азот, кислород, водяной пар и воздух, сравнивались значения вязкости, плотности и теплопроводности для диапазона температур 500–3000 К. Помимо этого имеются результаты для водорода и углекислого газа и ряда других компонент. Экспериментальные данные по вязкости, плотности и теплопроводности для проведения сравнения были взяты из работы [6] для азота, кислорода и водяного пара и из

книги [7] для воздуха. В качестве источника расчетных данных использовалась общедоступная база данных NIST (National Institute of Standards and Technology). Ниже, в таблице 1 приведены диапазоны отклонений результатов расчета от известных данных. Первая цифра – это отклонение от расчетных данных, вторая – от экспериментальных.

Таблица 1. – Отклонение результатов расчета от известных данных

	N ₂	O ₂	H ₂ O	Воздух
Динамическая вязкость	1,2–8,6 %	0,6–8,9 %	4,5–5,1 %	3,6 %
Плотность	0,5–1,2 %	1,5– 1,2 %	1,9–2,4 %	0,9 %
Теплопроводность	8,2–5,0 %	6,2–9,3 %	12,4–10,7 %	9,1 %

В качестве примера определения теплофизических свойств продуктов сгорания углей в данной работе на рисунке 1 представлены результаты расчета теплопроводности для угля Кузнецкого бассейна ТРОК I. Для наглядности отдельно показан вклад в теплопроводность за счет химических реакций и так называемая «замороженная» теплопроводность, т. е. в без учета химических реакций.

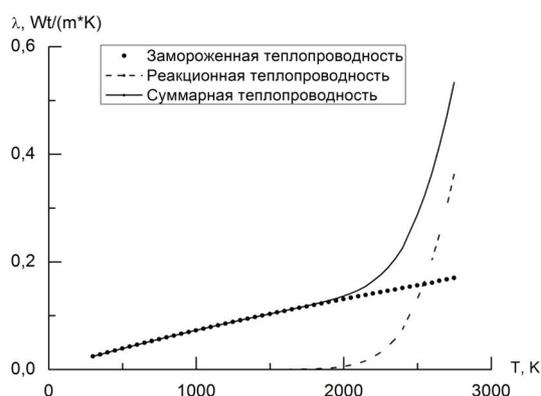


Рис. 1 Составляющие теплопроводности продуктов сгорания угля ТРОК I

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 10-08-00468.

Список литературы:

1. Mason E.A., Monchick L. Heat conductivity of polyatomic and polar gases. // J. Chem. Phys. – 1962. – V. 6. – № 6. – P. 1622–1639.
2. Uribe F.J., Mason E.A., Kestin J. A correlation scheme for the thermal conductivity of polyatomic gases at low density. // Physica A. – 1989. – V. 156. – P. 467–491.
3. Шмельков Ю.Б., Самуйлов Е.В. Моделирование теплофизических свойств газовой фазы продуктов сгорания твердых топлив. // Тепловые процессы в технике. – 2011. – № 7. – С. 325–332.
4. Brokaw R.S., Buttler J.N. Thermal conductivity of gas mixtures in chemical equilibrium. // The J. of Chem. Phys. – 1957. – V. 26. – № 6. – P. 1636–1643.

5. Brokaw R.S. Thermal conductivity of gas mixtures in chemical equilibrium II. // The J. of Chem. Phys. – 1960. – V. 32. – № 4. – P. 1005–1006.
6. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
7. Вассерман А.А., Казавчинский Я.З., Рабинович В.А. Теплофизические свойства воздуха и его компонентов. – М.: Наука, 1966. – 375 с.

УДК 621.18

РАЗРАБОТКА ПРОЕКТНЫХ, ПРОГНОЗНЫХ И УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПОЛУРАДИАЦИОННЫХ И КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ КОТЛОВ

Янов С.Р., к.т.н.

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

E-mail: Syanov@sfu-kras.ru

В настоящее время при проектировании и эксплуатации котлов в качестве оценки тепловой эффективности поверхностей нагрева используют коэффициент тепловой эффективности (ψ) или коэффициент загрязнения (ε). Эти коэффициенты являются тождественными с одной лишь разницей, что при абсолютной чистой поверхности коэффициент тепловой эффективности стремится к единице ($\psi \rightarrow 1$), а коэффициент загрязнения стремится к нулю ($\varepsilon \rightarrow 0$).

Для расчета данных коэффициентов используют программу теплогидравлических расчетов котельных агрегатов («Тракт»), применяя метод подбора определяющих коэффициентов с использованием температур рабочей среды и продуктов сгорания на входе и выходе из каждой поверхности нагрева. Однако, в случае необходимости определения интенсивности загрязнения в режиме реального времени метод является трудоемким и недостаточно представительным. В связи с этим основной задачей является создание методики для определения коэффициентов загрязнения (тепловой эффективности поверхностей нагрева) в режиме реального времени. В основу данного алгоритма положено уравнение теплового баланса между греющей и нагреваемой средой, при известных температурах рабочей среды:

$$Q_{\text{факт}} = \phi(H' - H'') - Q_{\text{доп}} = \frac{D_{\text{не}}}{B_p} (h'' - h') - Q_{\text{л}}, \quad (1)$$

где H' , H'' – энтальпия газов до и после поверхности нагрева, кДж/кг; $D_{\text{не}}$ – расход рабочей среды, кг/с; B_p – расчетный расход топлива, кг/с; h' , h'' – энтальпии рабочей среды до и после поверхности нагрева, кДж/кг; $Q_{\text{доп}}$ – тепловосприятие дополнительных (прилегающих) по-

верхностей; $Q_{\text{л}}$ – тепловосприятие поверхности нагрева излучением; ϕ – коэффициент сохранения тепла. В качестве характеризующей величины выбран коэффициент тепловой эффективности – ψ , как наиболее информативный.

Оценка коэффициента тепловой эффективности произвольной поверхности нагрева осуществляется по соотношению:

$$\psi = \frac{K_{\text{факт}}}{K}, \quad (2)$$

где $K_{\text{факт}}$ – фактический коэффициент теплопередачи реальной поверхности нагрева, кВт/(м²·°С); K – коэффициент теплопередачи для чистой поверхности (без учета коэффициента загрязнения), кВт/(м²·°С).

Фактический коэффициент теплопередачи в свою очередь для произвольно взятой поверхности нагрева определяется по уравнению:

$$K_{\text{факт}} = \frac{Q_{\text{факт}} B_p}{F \Delta t}, \quad (3)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м²; Δt – среднелогарифмический температурный напор, °С; $Q_{\text{факт}}$ – фактическое тепловосприятие поверхности нагрева, кДж/кг. Определение значений температурного напора (Δt , °С) и фактического тепловосприятия поверхности нагрева ($Q_{\text{факт}}$, кДж/кг) осуществляется путем решения системы нелинейных балансовых уравнений при известных температурах теплоносителей, участвующих в теплообмене, как на входе, так и на выходе из каждой анализируемой поверхности, измеряемых системой штатного контроля котла.

Расчет тепловых характеристик поверхностей нагрева осуществляется в соответствии с Нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов.

Особенностью методики и алгоритма оценки коэффициента теплопередачи для чистой поверхности нагрева (K , кВт/(м²·°С)) является его нахождение с учетом реальных эксплуатационных параметров работы котла, определяемых в режиме реального времени и характеристик сжигаемого топлива.

На основе усовершенствованной методики был разработан алгоритм определения коэффициента тепловой эффективности поверхностей нагрева котлов. Данный алгоритм состоит из трех модулей:

- Основной модуль;
- Дополнительный модуль;
- Вспомогательный модуль.

Во вспомогательном модуле производится расчет основных параметров котла и теплофизических характеристик теплоносителя на входе

и выходе из каждой поверхности. В дополнительном модуле производится расчет необходимых характеристик, зависимости которых определены при помощи экспериментальных исследований. В основном модуле непосредственно определяется значение коэффициентов тепловой эффективности поверхности нагрева котла.

В качестве исходных данных в основном используются режимные характеристики штатного контроля паровых котлов. В связи с этим эффективность разработанного метода определяется качественным и количественным подбором исходных данных, в связи с чем исходные данные были разделены на три группы:

1. Режимные параметры штатного контроля;
2. Конструктивные характеристики;
3. Дополнительные параметры.

К первой группе относятся параметры, представленные на щите управления котельного агрегата. Во вторую группу исходных данных входят конструктивные характеристики всех поверхностей нагрева котельного агрегата. В третью группу включены исходные данные, которые определяются с помощью специальных замеров с последующим построением зависимости полученных результатов от параметров штатного контроля.

Под режимными данными понимается характеристика газового, пароводяного и воздушного трактов, которые в свою очередь считываются со щита управления.

Под дополнительными параметрами понимаются данные, полученные при помощи дополнительных измерений или испытаний.

Впоследствии определялись зависимости дополнительных параметров от режимных параметров. На примере котла П-67 была определена экспериментальная кривая, при помощи которой по токовой нагрузке дымососа рециркуляции газов можно было определить расход газов, отбираемых перед водяным экономайзером.

На основе требуемых исходных данных на примере котла П-67 разработан перечень необходимых параметров для определения интенсивности загрязнения и шлакования поверхностей нагрева для различных котлов. Данный перечень был разбит на две категории: индивидуальные исходные данные и общие исходные данные. В индивидуальные исходные данные входят: температура на входе и выходе поверхности греющей (газо-воздушной) и рабочей (пароводяной) среды; давление на входе и выходе по рабочей среде; расход среды. В общие исходные данные входят: характеристика топлива; нагрузка котла; температуры теплоносителей основных трактов на входе и выходе котла; дополнительные параметры. Набор дополнительных параметров определяется индивидуально для каждого типа котлов.

В связи с тем, что большинство перечисленных параметров входит в состав АСУ ТП котла, определение интенсивности загрязнения и шлакования конвективных и полурadiaционных поверхностей нагрева не требует установки большого числа дополнительных датчиков на котел.

На основе усовершенствованной методики и разработанного алгоритма разработано программное обеспечение («ТЕФ») для определения уровня загрязнения и шлакования поверхностей нагрева в режиме реального времени для котлов П-67 (ст. №№ 1,2) Березовской ГРЭС, ПК-38 (ст. №№ 1-6) Назаровской ГРЭС, П-57 (ст. № 9) и ПК-39 (ст. №№ 6Б, 6А) Рефтинской ГРЭС, БКЗ-500-140 (ст. № 6) Красноярской ТЭЦ-2, ТП-87м (ст. № 16) Кемеровской ГРЭС, БКЗ-420-140ПТ-2,7 (ст. № 2, 4 Абаканской ТЭЦ) и др.

Программное обеспечение, адаптированное для котла П-67, позволяет определить коэффициент тепловой эффективности полурadiaционных поверхностей нагрева (ШПП-2, ШПП-3, ШПП-1 и ШВП) и конвективных поверхностей нагрева (КПП, КВП и ВЭК). Кроме того, с помощью «ТЕФ» определяется балансовая температура на выходе из топки, характеризующая общий уровень шлакования топочных экранов. В связи с Т-образной компоновкой котла П-67 применение «ТЕФ» позволяет определить ψ поверхностей нагрева по отдельным потокам с учетом индивидуальных особенностей режимов работы газоходов котла.

Как показали аналитические исследования, среднее отклонение коэффициентов тепловой эффективности за период 16.01.2007 по 19.01.2007 каждой поверхности нагрева от полученных традиционным методом не превышает 5–7 %, исключения составляют поверхности ШПП-2, ШПП-3, ШВП и ВЭ по потоку 1 (2–5 %), однако при этом среднее отклонение результатов расчета этих же поверхностей по потоку 2 находится в диапазоне от 7 до 27 %. Наименьшее рассогласование предложенного и нормативного методов оценки коэффициента тепловой эффективности было получено для таких поверхностей нагрева как КПП и КВП, где среднее отклонение не превышает 5 % по обоим потокам, однако абсолютное значение отклонения для этих поверхностей нагрева достигает 10 % и более.

Установлено, что существенное колебание отклонений результатов расчетов главным образом связано со значительным изменением абсолютных величин режимных параметров (в основном температур теплоносителей) каждого потока от средней величины, изменение которых носит случайный характер.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 200 –2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТОПКЕ
ЖАРОТРУБНОГО КОТЛА ТИПА «ТУРБОТЕРМ»**

Хаустов С.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: khaustovSA@tpu.ru

Системы автономного теплоснабжения на базе жаротрубных котлов малой мощности в настоящее время находят широкое применение. Коэффициент полезного действия таких котлов при сжигании газа, как правило, достигает 90–95 %, при этом они обладают лучшей ремонтнопригодностью, полностью автоматизируемы и стоят значительно дешевле своих водотрубных аналогов.

Однако практика конструирования жаротрубных котлов до сих пор не имеет четкой нормативно-расчетной базы. Расчеты таких котлов по нормативному методу [1] дают недопустимо большую погрешность, поскольку метод разрабатывался для расчетов крупных (энергетических) котельных агрегатов и базируется на задании ряда эмпирических поправок, наработанных только для соответствующих типов котлов.

Ввиду отсутствия единой методики расчета для решения задач конструирования жаротрубных котлов все чаще применяется математическое моделирование. Данная работа посвящена численному моделированию турбулентного диффузионного факела метано-воздушного пламени в жаровой трубе котла Турботерм-500 (ЗАО Ремэкс). Расчетным путем определена структура факела, получены расчетные поля средних скоростей, температур и концентраций компонентов. Исследования проводились в пакете прикладных программ ANSYS. Достоверность математической модели подтверждена натурными испытаниями [2].

Рассматриваемый отечественный жаротрубный котел Турботерм-500 (ТТ-500) спроектирован ООО «Рэмэкс» на номинальную мощность 500 кВт. Конструктивная схема с газоздушным трактом котла приведена на рисунке 1. Длина топки исследуемого котла по центральной оси от устья горелки до днища – 1800 мм, диаметр жаровой трубы – 884 мм.

Котел имеет тупиковую жаровую топку 1, в тыльной части которой происходит разворот факела на 180 градусов по направлению к передней крышке котла 8. Далее, двигаясь по периферии топочной камеры, продукты сгорания поступают в поворотную камеру 3, где вновь разворачиваются на 180 градусов и направляются в дымогарные трубы 4, погруженные в водяной объем 7. Двигаясь внутри труб, продукты сгорания поступают в сборный дымовой короб 5, оттуда в газоход и дымовую трубу.

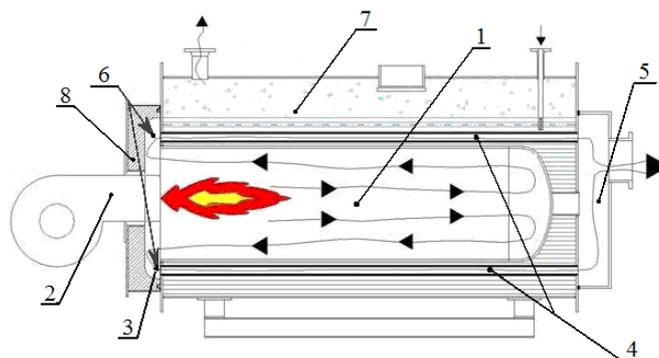


Рис. 1. Конструктивная схема жаротрубного котла:

1 – жаровая топка; 2 – горелка; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборный дымовой короб; 6 – точки замера температуры (места установки термомпар); 7 – водяной объем; 8 – крышка

Топка исследуемого жаротрубного котла находится под наддувом с расчетным давлением 200 Па, которое позволяет преодолеть аэродинамическое сопротивление газового тракта внутри котла. Топливоздушная смесь в топку поступает за счет дутья, создаваемого вентилятором, встроенным в горелочное устройство 2.

Для численного исследования к рассмотрению принята полная геометрическая модель топки, включая канал горелки и поворотную камеру на входе в конвективный пучок котла. Построение расчетной сетки выполнено средствами ANSYS Workbench на основании чертежей котла. Так как влияние параметра крутки на теплообмен в реверсивном факеле незначительно [2], то для упрощения расчетов рассматривались варианты с прямоточной подачей топливоздушной смеси.

Методом конечных элементов моделировались следующие процессы и явления: горение метана в кислороде воздуха, турбулентность в реагирующей среде, конвективный и лучистый теплообмен. Моделирование газовой фазы проводилось в приближении Эйлера. Расчет лучистого теплообмена выполнялся методом сферических гармоник в 1 приближении (т. н. P_1 – модель). Дифференциальные уравнения, используемые данной моделью радиационного теплопереноса, приведены в [3].

Полагалось, что окисление горючего (чистый метан) протекает необратимо и в две стадии: $2\text{CH}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO} + 4\text{H}_2\text{O}$; $2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2$.

Использовалась модификация RNG k-ε модели турбулентности, хорошо зарекомендовавшая себя в задачах с сильной кривизной линий тока. Данная модель справедлива для полностью развитого турбулентного течения, т. е. для высоких чисел Рейнольдса, когда прямое влияние вязкости на структуру турбулентности пренебрежимо мало.

В качестве исходных данных для расчета принималось: топливо – метан (100 %); окислитель – кислород воздуха; теоретически необходи-

мый объем воздуха для полного сгорания $9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3$; коэффициент избытка воздуха 1,03; массовый расход топливовоздушной смеси 0,2 кг/с; её температура $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (равна температуре воздуха в помещении котельной); средняя температура теплоносителя $92,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

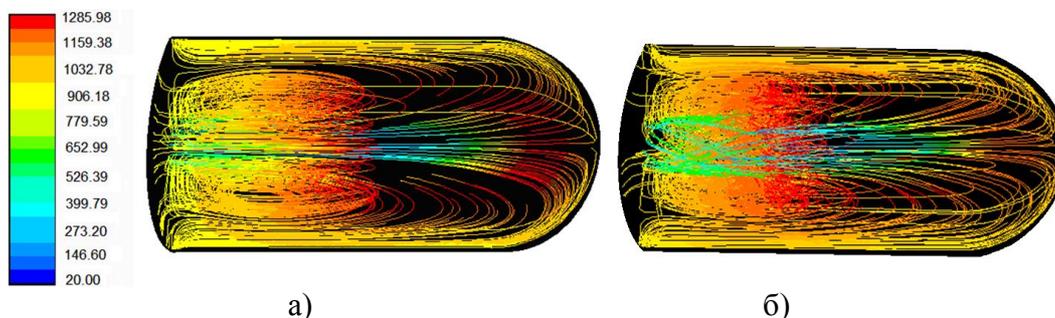


Рис. 2. Линии тока с цветовой индексацией по температуре топочной среды:
а – прямоточная горелка; б – вихревая горелка

По результатам численного эксперимента можно заключить, что протекающие в топке исследуемого котла процессы осесимметричны относительно центральной оси горелки. Линии тока топочной среды (см. рис. 2) показывают, что топочная среда дважды меняет направление своего движения. Сначала свежая топливовоздушная смесь, двигаясь по направлению к тыльной части топки, разогревается, воспламеняется и сгорает; затем продукты сгорания направляются от центра топочной камеры к её периферии, и, наконец, дымовые газы вдоль стенки жаровой трубы возвращаются к фронту котла, где покидают топочную камеру.

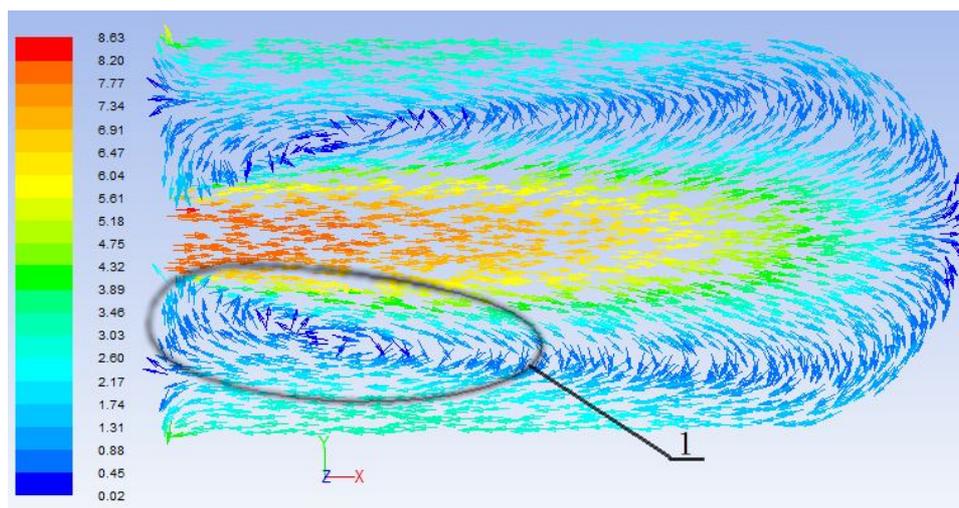


Рис. 3. Векторное поле скоростей топочной среды с цветовой индексацией по значениям скорости (м/с):
1 – зона рециркуляции части продуктов сгорания

В пристеночной зоне топки горячие продукты сгорания совершают первый ход в котле, проходя по периферии жаровой трубы от тыла к фронту. Толщина пристеночного потока дымовых газов в топке исследуемого котла составляет 130–135 мм. Принято считать днище топки точкой разворота пламени и началом первого хода дымовых газов. Однако линии тока (см. рис. 2) и векторное поле скоростей (см. рис. 3) топочной среды показывают, что разворот продуктов сгорания идет по всей длине факела.

При резком изменении площади сечения на входе в топочную камеру образуются зоны с отрицательным давлением, что приводит к образованию вихрей раскаленных топочных газов, рециркулирующих к устью горелки. Так, к примеру, на рисунках 2, 3 можно заметить, что часть дымовых газов после разворота не покидает топку, а возвращается к горелке и перемешивается со свежей, поступающей в топку топливовоздушной смесью. Таким образом, в топках с реверсивным факелом с наружной образующей топливовоздушной струи имеется зона рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела. В плоскости осевого сечения жаровой трубы эта зона представлена эллиптическими вихрями по обе стороны от факела (см. рис. 3, обозначение 1). В пространстве же это единый вихрь тороидальной формы, ось вращения которого совпадает с центральной осью горелки (см. рис. 4).

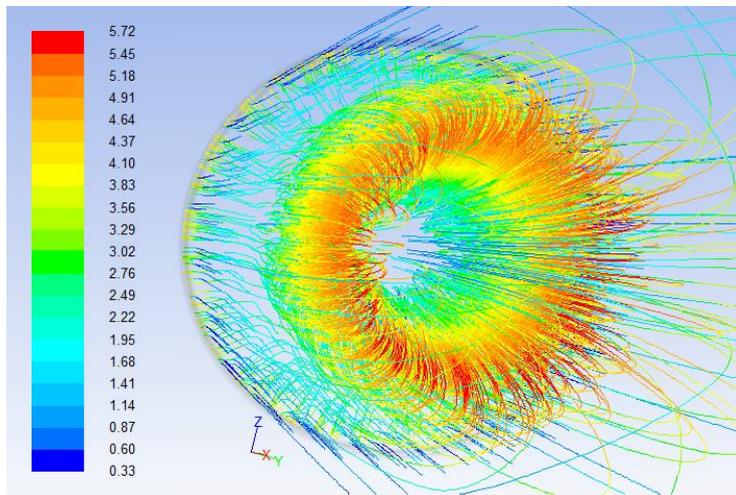


Рис. 4. Пространственное изображение линий тока в зоне рециркуляции с цветовой индексацией по кинетической энергии турбулентности (m^2/c^2)

Топочная среда в зоне рециркуляции состоит из горячих продуктов сгорания: углекислый газ, азот и его оксиды, водяные пары. Их температура близка к температуре в ядре факела и значительно превышает 1000 °С. Поэтому свежая топливовоздушная смесь, смешиваясь с рециркулирующими газами, почти сразу нагревается до 270 °С. Частота

вращения рециркулирующего к устью горелки вихря около 2,5 оборотов в секунду. Массовый расход газов в вихре составляет 0,057 кг/с, что составляет около 30 % массы поступающей через горелку топливовоздушной смеси.

Список литературы:

1. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб: Изд. НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
2. Хаустов С.А., Заворин А.С., Фисенко Р.Н. Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом // Известия Томского политехнического университета – 2013. – № 4. – С. 43–47.
3. Тайлашева Т.С. Моделирование топочной среды в котле типа ДКВР при сжигании природного газа // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – № 4. – С. 42–47.

УДК 662.815.4

ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА БИОМАССЫ ТОМСКОЙ ОБЛАСТИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМУ ИСПОЛЬЗОВАНИЮ

Табакаев Р.Б., Казаков А.В., к.т.н., Баскакова А.С., Уваров Е.А.

Томский политехнический университет, г Томск

E-mail: TabakaevRB@tpu.ru

Современный взгляд на развитие энергетической отрасли направлен в сторону постепенного увеличения доли возобновляемых источников энергии в общем энергобалансе: более чем в 73 странах мира приняты программы государственного масштаба по вовлечению ВИЭ в топливно-энергетический баланс [1]. В свою очередь Правительство РФ разработало Федеральный закон «Об электроэнергетике» (№ 250-ФЗ от 18 октября 2007 г.) [2] и «Стратегию развития энергетики России на период до 2020 г.» [3], согласно которым предписано до конца 2020 года ввести в эксплуатацию энергетические установки на ВИЭ мощностью более 20 ГВт.

В рамках настоящей работы рассмотрен один из видов ВИЭ – органическая биомасса. Использование биомассы в энергетических целях в качестве топлива затруднено из-за высокой влажности и низкой теплоты сгорания, что делает традиционное прямое её сжигание в существующем котельном оборудовании малоэффективным и нецелесообразным.

Перспективным видится теплотехнологическая переработка биомассы в облагороженные продукты: высококалорийный водородсодержащий газ или брикетное топливо. Однако о возможности и целесообразности такой переработки можно судить только тогда, когда имеются данные о материальном балансе, характеристиках исходных и конечных продуктов.

Целью работы является получение данных о материальных балансах низкотемпературного пиролиза биомассы Томской области и характеристиках получаемых облагороженных продуктах.

В качестве образцов исследуемой биомассы выбраны наиболее крупные её проявления в Томской области: торфяные месторождения Бакчарского, Колпашевского, Томского районов, отвалы древесных отходов одного из ЛПК, сапрпель озерного месторождения Колпашевского района.

Суховское и Аркадьевское месторождения торфа полностью сложены одним типом залежи – низинным, относятся к группе среднеразложившихся торфов, осушены под промышленное использование. Торф Суховского месторождения уплотненный, характеризуется высоким выходом летучих веществ, а также высокой влажностью и умеренной зольностью, что в совокупности приводит к низкой теплоте сгорания. Торф Аркадьевского месторождения рыхлый, имеет высокий выход летучих, умеренную влажность и зольность, низкую теплоту сгорания.

Торф Кандинского месторождения характеризуется коричневым цветом, в естественном состоянии имеет высокие значения влажности и выхода летучих веществ. В отличие от других разновидностей, кандинский торф имеет низкую зольность и достаточно высокую (для торфа) теплоту сгорания.

Пробы озерного сапрпеля доставлены с месторождения «Карасёвое» вблизи села Чажемто Колпашевского района. Сапрпель представляет собой высоковлажную вязкую массу, зольность на сухую массу составляет довольно высокое значение, что в совокупности с высокой влажностью приводит к низкой теплоте сгорания. При этом выход летучих находится на уровне 95 %.

В качестве отходов лесоперерабатывающей промышленности исследовались древесная щепа из различных пород древесины с ЗАО «Лесоперерабатывающий комбинат «Партнер-Томск».

Теплотехнические характеристики исследуемых топлив приведены в таблице 1.

Таблица 1. – Теплотехнические характеристики исследуемых топлив

Теплотехнические характеристики	Торф			Карасевский сапрпель	Древесная щепа
	Суховской	Аркадьевский	Кандинский		
Зольность на сухую массу A^d , %	39,5	31,5	9,1	38,4	0,6
Выход летучих веществ на сухую беззольную массу V^{daf} , %	69,3	71,0	71,6	84,8	91,8
Теплота сгорания на сухую беззольную массу Q^{daf} , МДж/кг	12,8	15,2	19,8	12,5	19,1

Перечисленные образцы биомассы были подвергнуты низкотемпературному пиролизу на лабораторной установке теплотехнологической переработки [4]. Переработка осуществлялась до температуры 450 °С при максимальной для данной установки мощности нагрева (750 Вт), что позволило получить наибольший выход пиролизного конденсата. По окончании экспериментов составлялся материальный баланс (см. табл. 2).

Таблица 2. – Материальный баланс теплотехнологической переработки биомассы Томской области

Низкосортное топливо	Выход продуктов пиролиза на сухую массу, %		
	Углеродистый остаток	Пиролизный конденсат	Водородсодержащий газ
суховской торф	60,7 ± 7,9	20,3 ± 1,6	19,0 ± 6,9
аркадьеvский торф	74,8 ± 1,9	12,0 ± 0,7	13,2 ± 1,5
кандинский торф	43,4 ± 0,5	26,2 ± 2,4	30,4 ± 2,9
древесная щепа	31,1 ± 3,3	23,6 ± 4,4	45,3 ± 3,0
карасёvский сапрпель	67,4 ± 1,8	14,1 ± 3,1	18,5 ± 4,3

Состав выделяющихся газовых продуктов регистрировался в диапазоне изменения температуры от 200 до 450 °С с шагом измерений 50 °С на хроматографе «Хроматэк-Кристалл 5000.2». По определенному составу согласно рекомендациям [5] рассчитывалась теплота сгорания газа. Усредненные значения состава топливного газа и его теплоты сгорания в температурном интервале 200–450 °С приведены в таблице 3.

Таблица 3. – Усредненный состав топливного газа и его теплоты сгорания в температурном интервале 200–450 °С

Низкосортное топливо	Состав топливного газа, %						Среднее значение теплоты сгорания топливного газа, МДж/м ³
	H ₂	CO	CH ₄	C _m H _n	CO ₂	N ₂	
суховской торф	21,3	7,7	8,9	9,8	34,7	17,7	13,4
аркадьеvский торф	22,4	7,4	7,9	8,6	34,9	18,8	12,3
кандинский торф	17,5	7,2	9,5	9,5	29,9	26,5	13,0
древесная щепа	4,9	19,7	14,6	8,7	27,9	24,2	14,5
карасевский сапрпель	22,6	6,4	8,6	10,8	35,8	15,8	14,0

Теплотехнические характеристики получаемого при низкотемпературном пиролизе углеродистого остатка приведены в таблице 4.

Анализируя таблицы 2–4, можно отметить, что термическую переработку древесной щепы и кандинского торфа посредством низкотемпературного пиролиза можно осуществлять как для получения топливного газа высокой калорийности (большой выход и высокая теплота сгорания газа), так и для производства брикетного топлива из углеродистого остатка (очень высокая теплота сгорания) [4, 6, 7].

Таблица 4. – Теплотехнические характеристики углеродистого остатка

Теплотехнические характеристики	Суховской торф	Аркадьевский торф	Кандинский торф	Карасевский сапрпель	Древесная щепа
Влажность рабочая W^r , %	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Зольность на сухую массу A^d , %	40,6	61,9	22,9	56,5	3,5
Выход летучих веществ на сухую беззольную массу V^{daf} , %	25,1	18,6	23,3	19,8	15,7
Теплота сгорания на сухую беззольную массу Q^{daf} , МДж/кг	17,0	16,3	27,9	23,0	33,0

Характеристики продуктов пиролизасуховского торфа позволяют рассматривать их применительно к энергетическому использованию только после подробной проработки технико-экономического обоснования производства в конкретных условиях.

Ввиду высокой зольности углеродистого остатка, приводящей к понижению низшей теплоты сгорания и увеличению эксплуатационных затрат, теплотехнологическая переработка аркадьевского торфа и карасёвского сапрпеля в брикетное топливо наименее целесообразна. Невысокий выход газа не позволяет рассматривать их переработку и для производства топливного газа.

Выводы:

1. Древесные отходы и торф месторождения «Кандинское» являются перспективным сырьем для теплотехнологической переработки как в топливный газ, так и в брикетное топливо.
2. Использование суховского торфа для энергетического использования посредством теплотехнологической переработки требует подробной проработки технико-экономического обоснования в конкретных условиях.
3. Использование карасёвского сапрпеля и аркадьевского торфа в энергетике видится малоперспективным направлением из-за очень высокого значения зольности исходного сырья и получаемых продуктов теплотехнологической переработки.

Работа выполнена по проекту РФФИ № 13-08-98070.

Список литературы:

1. Попель О.С., Реутов Б.Ф., Антропов А.П. Перспективные направления использования возобновляемых источников энергии в централизованной и автономной энергетике // Теплоэнергетика. – 2010. – № 11. – С. 2–11.
2. Распоряжение Правительства РФ от 08 января 2009 г. №1-р // Российская газета. – 2009. – 16 января.

3. Распоряжение Правительства РФ от 28 августа 2003 г. №1234-р // Российская газета. – 2003. – 30 сентября.
4. Заворин А.С., Казаков А.В., Табакаев Р.Б. Экспериментальные предпосылки к технологии производства топливных брикетов из торфа // Известия Томского политехнического университета. – 2012 – Т. 320. – № 4. – С. 18–22.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов: (Нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.
6. Пат. 2484125 Россия. МПК C10L5/44; C10L5/14; C10L5/26; C10F7/06. Способ изготовления топливных брикетов из биомассы / А.С. Заворин, А.В. Казаков, Р.Б. Табакаев и др. Заявлено 16.04.2012. Оpubл. 10.06.2013. Бюл. № 16. – 7 с.: ил.
7. Пат. 2458974 Россия. МПК C10L5/14; C10L5/28. Способ получения топливных брикетов из низкосортного топлива / А.С. Заворин, А.В. Казаков, Р.Б. Табакаев и др. Заявлено 08.06.2011. Оpubл. 20.08.2012. Бюл. № 4. – 7 с.: ил.

УДК 662.815.4

ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ МЕСТНЫХ НИЗКОСОРТНЫХ ТОПЛИВ ТОМСКОЙ ОБЛАСТИ В ТОПЛИВНЫЕ БРИКЕТЫ

Табакаев Р.Б., Казаков А.В., к.т.н., Васильева А.В.
Томский политехнический университет, г. Томск
E-mail: TabakaevRB@tpu.ru

Томская область является энергодефицитным регионом, энергетика которой в основном базируется на природном газе и привозном каменном угле с соседней Кемеровской области и юга Красноярского края. Несмотря на кажущуюся географическую близость регионов, затраты на железнодорожную транспортировку топлива существенно сказываются на его стоимости, увеличивая её в 1,5–2 раза [1]. Ещё более сложная ситуация складывается в отдаленных районах области, куда топливо доставляется автомобильным, воздушным или речным транспортом, в результате чего стоимость отпускаемой населению электроэнергии в ряде случаев доходит до 68 руб./кВт·ч [2].

Заменой привозному углю могут стать местные низкосортные топлива, такие как торф, биомасса, бурый уголь, сапрпель. Проведенные ранее исследования [3] показали неэффективность использования низкосортных топлив Томской области для прямого сжигания в котельном оборудовании в связи с высокой влажностью и зольностью, приводящими к низкому значению теплоты сгорания. В качестве рекомендаций предложена переработка этих топлив в облагороженное, например, топливные брикеты.

В Томском политехническом университете разработана теплотехнология переработки низкосортного топлива в универсальные топливные брикеты [4], которая была апробирована на торфе [5].

Целью настоящей работы является тестирование и оценка целесообразности дальнейшего применения данной теплотехнологии на низкосортных топливах Томской области.

В качестве сырья для тестирования технологии выбраны низкосортные топлива Томской области: торфа месторождений «Суховское», «Аркадьевское» и «Кандинское», бурый уголь месторождения «Таловское», сапропель озерного месторождения «Карасёвое» и древесные отходы ЛПК «Партнер-Томск». Теплотехнические характеристики перечисленных топлив представлены в таблице 1.

Таблица 1. – Теплотехнические характеристики исследуемых топлив

Теплотехнические характеристики	Торф			Таловский уголь	Карасевский сапропель	Древесная щепа
	Суховской	Аркадьевский	Кандинский			
Зольность на сухую массу A^d , %	39,5	31,5	9,1	25,9	38,4	0,6
Выход летучих веществ на сухую беззольную массу V^{daf} , %	69,3	71,0	71,6	63,2	84,8	91,8
Теплота сгорания на сухую беззольную массу Q^{daf} , МДж/кг	12,8	15,2	19,8	27,1	12,5	19,1

Тестирование проводилось по методике [4]. Характеристики полученных брикетов приведены в таблице 2.

Таблица 2. – Теплотехнические характеристики топливных брикетов

Теплотехнические характеристики	Брикеты из сырья:					
	Суховской торф	Аркадьевский торф	Кандинский торф	Таловский уголь	Карасевский сапропель	Древесная щепа
Влажность рабочая W^r , %	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Зольность на сухую массу A^d , %	40,6	61,9	22,9	38,5	56,5	3,5
Выход летучих веществ на сухую беззольную массу V^{daf} , %	25,1	18,6	23,3	12,7	19,8	15,7
Теплота сгорания на сухую беззольную массу Q^{daf} , МДж/кг	17,0	16,3	27,9	29,6	23,0	33,0
Низшая теплота сгорания Q_i^r , МДж/кг	10,1	6,2	21,5	18,2	10,0	31,9

Наилучшими характеристиками располагают брикеты, полученные теплотехнологической переработкой древесной щепы: брикеты практически не имеют в своем составе влаги и зольности, обладают самой вы-

сокой теплотой сгорания. Данные характеристики брикетов (см. табл. 2) существенно превосходят характеристики существующих на топливно-энергетическом рынке брикетов других производителей и каменных углей, добываемых на территории Российской Федерации, и с большой вероятностью смогут составить им серьезную конкуренцию не только в отдаленных населенных пунктах, но и непосредственно в административном центре.

Топливные брикеты из кандинского торфа, несмотря на зольность более 20 %, имеют достаточно высокое значение низшей теплоты сгорания. Брикеты по своим характеристикам схожи с каменными углями Кузнецкого бассейна ($W^r_i = 6,0\text{--}24,0\%$, $A^r = 10,2\text{--}39,5\%$, $Q^i_r = 14,4\text{--}25,3\%$) [6], поэтому их конкурентоспособность на топливно-энергетическом рынке будет определять ценовой фактор и стратегия маркетингового продвижения.

Умеренной теплотой сгорания и достаточно высокой зольностью обладают брикеты, полученные теплотехнологической переработкой суховского торфа, характеристики которых позволяют рассматривать их как конкурентоспособное топливо привозному углю только в отдаленных районах области. Однако необходима подробная проработка технико-экономического обоснования производства брикетов из данного сырья в конкретных условиях.

Теплотехнологическая переработка таловского угля в брикетное топливо не видится перспективным направлением, так как не происходит существенного улучшения характеристик по сравнению с исходным сырьём.

Ввиду высокой зольности топливных брикетов, приводящей к понижению теплоты сгорания и увеличению эксплуатационных затрат, теплотехнологическая переработка аркадьевского торфа и карасёвского сапропеля наименее целесообразна.

В результате испытаний все брикеты показали 100 % устойчивость к разрушению при сбрасывании, что полностью удовлетворяет требованиям ГОСТ 9963-84 «Брикеты торфяные для коммунально-бытовых нужд. Технические требования», предъявляющие требования к механической прочности при сбрасывании – не менее 95 %.

Выводы:

1. Проведено тестирование теплотехнологии переработки органического сырья в топливные брикеты на примере низкосортных топлив Томской области.

2. Установлено, что данную теплотехнологию рационально использовать для переработки древесной щепы и кандинского торфа, получая при этом брикеты с высокими теплотехническими характеристиками,

удовлетворяющими требования ГОСТ 9963-84 по прочности. Переработка бурого угля Таловского месторождения и торфа месторождения «Суховское» возможна, но требует технико-экономического обоснования. Использование карасёвского сапропеля и аркадьевского торфа в качестве исходного сырья наименее пригодно из-за очень высокого значения зольности получаемого брикетного топлива, но также возможно при соответствующем технико-экономическом обосновании.

Работа выполнена по проекту РФФИ № 13-08-98070.

Список литературы:

1. Емешев В.Г., Паровинчак М.С. Без привозной энергетики // Нефтегазовая вертикаль. – 2005. – № 17. – С. 63–65.
2. Финансово-экономическое обоснование к проекту закона // Федеральный закон «О внесении изменений в статью 17 федерального закона «О лицензировании отдельных видов деятельности» (2012–2013 гг.). – Режим доступа: <http://www.asozd2.duma.gov.ru>.
3. Кызычаков В.С., Нестерова М.А., Табакаев Р.Б. Сравнение характеристик твердых топлив по степени углефикации // Современные техника и технологии: Сб. трудов XVIII Международной научно-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск: ТПУ, 2012. – Т. 3 – С. 259–260.
4. Пат. 2484125 Россия. МПК С10L5/44; С10L5/14; С10L5/26; С10F7/06. Способ изготовления топливных брикетов из биомассы / А.С. Заворин, А.В. Казаков, Р.Б. Табакаев и др. Заявлено 16.04.2012. Оpubл. 10.06.2013. Бюл. № 16. – 7 с.: ил.
5. Заворин А.С., Казаков А.В., Табакаев Р.Б. Экспериментальные предпосылки к технологии производства топливных брикетов из торфа // Известия Томского политехнического университета. – 2012 – Т. 320. – № 4. – С. 18–22.
6. Энергетическое топливо СССР. Ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий природный газ : справочник / В.С. Вдовченко, М.И. Мартынова, Н.В. Новицкий, Г.Д. Юшина. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 183 с.

УДК 662.815.4

**МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ
ПРИНЦИПА КОГЕНЕРАЦИИ ПРИ ВНУТРИЦИКЛОВОЙ
КОНВЕРСИИ НИЗКОСОРТНОГО ТОПЛИВА**

Казаков А.В., к.т.н., Табакаев Р.Б., Новосельцев П.Ю.,
Баскакова А.С., Уваров Е.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: TabakaevRB@tpu.ru

По данным Минтопэнерго России, свыше 60 % территории страны лишено централизованного электроснабжения. В этих удаленных районах проживает свыше 10 % населения [1]. Энергоснабжение таких населенных пунктов осуществляется когенерационными энергоустановками, работающими в основном за счет газообразного или привозного жидкого и твердого топлива, стоимость которого включает в себя

транспортные накладные расходы. В связи с тем, что цена природного газа на внутреннем рынке приблизилась к мировому уровню, а транспортные расходы увеличивают стоимость привозного топлива в разы, то стоимость отпускаемой потребителю электроэнергии в ряде случаев доходит до (50–68) руб./кВт·ч [2, 3].

Разработка когенерационных энергоустановок, работающих на местных низкосортных топливах, является **актуальной** научно-технической задачей.

Современные когенерационные энергоустановки. В настоящее время на энергетическом рынке присутствуют три типа когенерационных установок: газотурбинные, микротурбинные и газопоршневые.

Газотурбинные энергетические установки (ГТУ) используют газообразное (природный газ, попутный нефтяной газ, синтез-газ и др.) или жидкое (дизельное, керосин) топливо, образуют низкие выбросы вредных веществ, но имеют низкий коэффициент полезного действия (33–39) %. Микротурбинные установки конструктивно напоминают уменьшенную копию газотурбинных энергоустановок, с усовершенствованными отдельными узлами [4], что позволяет увеличивать тепловую и электрическую мощность за счет добавления дополнительных микротурбинных установок, резко изменять электрическую нагрузку, а также работать при очень низких нагрузках в течение длительного времени.

Газопоршневые установки имеют более высокий КПД (до 40 %) по сравнению с ГТУ, но требуют большего потребления топлива и производят большее количество выбросов в окружающую среду.

Патентные исследования. Анализ проведенных патентных исследований (рассматриваемая область С10J 3/00, 3/02, 3/04, 3/10, 3/16, 3/20; F02B 43/08; F23C 13/00) показал, что рынок когенерационных энергетических установок интенсивно развивается – наблюдается ежегодное увеличение регистрируемых результатов интеллектуальной деятельности (см. рис). Причем тот факт, что на российском рынке активно патентуют свои изобретения иностранные организации, говорит об его серьезной конкурентоспособности и перспективе роста.

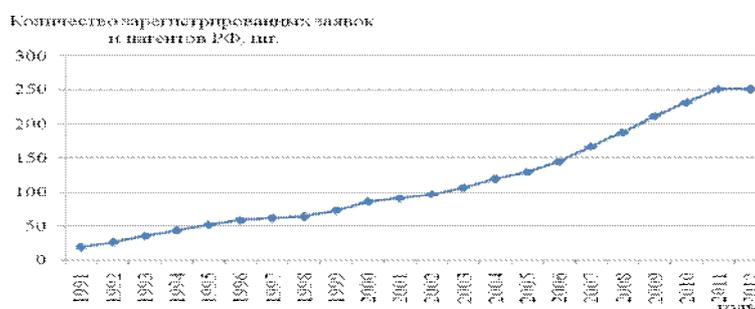


Рис. 1. Кумулятивный динамический ряд патентования

Наиболее часто встречаются изобретения, направленные на улучшения следующих технико-экономических показателей (ТЭП) когенерационных энергетических установок:

- снижение себестоимости конечной продукции и сокращение затрат на организацию технологического процесса (49 изобретений и полезных моделей);
- повышение эффективности работы и КПД установки (37 изобретений и полезных моделей);
- снижение отрицательного воздействия на окружающую среду (30 изобретений и полезных моделей).

Для того чтобы разрабатываемая когенерационная энергоустановка была конкурентоспособна и пользовалась спросом на энергетическом рынке, необходимо её соответствие определенным ТЭП.

Разработка принципа когенерации с топливным элементом на основе внутрицикловой конверсии низкосортного топлива. Необходимо стремиться к модульному исполнению энергоустановки, что позволит обеспечить конвейерное производство и даст возможность увеличения мощности для потребителя.

Основными положениями разрабатываемой когенерационной энергоустановки должны являться:

- электрическая энергия вырабатывается на топливном элементе, топливом для которого служит водородсодержащий газ,
- водородсодержащий газ производится в процессе низкотемпературной внутрицикловой конверсии местного низкосортного органического сырья.

Повышенная концентрация водорода при низкой забалластированности газов достигается за счёт отсутствия воздушного дутья с введением в зону реагирования перегретого пара и оксидов железа [5, 6]. Тепловая энергия производится за счёт утилизации теплоты, выделяемой на топливном элементе и в процессе доокисления пиролизных газов на каталитических элементах [7]. Повышение экономической эффективности и экологических показателей достигается за счёт комплексного использования побочных продуктов (углеродистый остаток, пиролизный конденсат) основного процесса в технологиях производства брикетного топлива [8, 9]. Низкие температуры основных процессов позволяют менее требовательно подходить к выбору материалов для изготовления энергоустановки. Требуемая потребителем мощность обеспечивается блочной компоновкой станции.

Таким образом, решается задача замещения привозного топлива местными низкосортными ресурсами при обеспечении потребителей тепловой и электрической энергией.

Выводы:

1. Проанализирован Российский рынок энергетических установок, определены и проанализированы основные типы представленных на нем когенерационных энергоустановок для автономного энергоснабжения.

2. В результате проведения патентных исследований в области разработки когенерационных установок установлено, что рынок является развивающимся. Наиболее часто встречаются изобретения, направленные на улучшения следующих технико-экономических показателей когенерационных энергетических установок: снижение себестоимости конечной продукции и сокращение затрат на организацию технологического процесса; повышение эффективности работы и КПД установки; снижение отрицательного воздействия на окружающую среду.

3. Предложены положения разрабатываемой когенерационной энергоустановки: электрическая энергия вырабатывается на топливном элементе, топливом для которого служит водородсодержащий газ; водородсодержащий газ производится в процессе низкотемпературной внутрциклового конверсии местного низкосортного органического сырья.

Работа выполнена по проекту РФФИ № 13-08-98070.

Список литературы:

1. Самылин А., Яшин М. Современные конструкции газогенераторных установок // ЛесПромИнформ. – 2009. – № 1. – С. 78–86.
2. Парников Н.М. Повышение энергетической эффективности комплексов децентрализованного электроснабжения на примере Республики Саха (Якутия): автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2009. – 23 с.
3. Финансово-экономическое обоснование к проекту закона // Федеральный закон «О внесении изменений в статью 17 федерального закона «О лицензировании отдельных видов деятельности» (2012–2013 гг). – Режим доступа: <http://www.asozd2.duma.gov.ru>.
4. Микротурбины, микротурбинные установки // Инжиниринговая компания F.P.K. GmbH. – Режим доступа: <http://www.fpk-gmbh.ru/microturb.php>.
5. Пат. 2462503 Россия. МПК С10J3/02. Способ получения горючего газа, обогащённого водородом / А.С. Заворин, А.В. Казаков, Р.Б. Табакаев. Заявлено 24.05.2011. Оpubл. 27.09.2012. Бюл. № 27. – 6 с.: ил.
6. Пат. 2321617 Россия. МПК С10J3/54. Способ получения газа из твёрдого топлива / А.С. Заворин, А.А. Макеев, А.В. Казаков и др. Заявлено 18.12.2006. Оpubл. 10.04.2008. Бюл. № 10. – 5 с.: ил.
7. Заворин А.С., Казаков А.В., Макеев А.А. и др. Исследование процесса генерации газа в автономных энергетических установках. // Теплоэнергетика. – 2010. – № 1. – С. 74–78.
8. Пат. 2484125 Россия. МПК С10L5/44, С10L5/14, С10L5/26, С10F7/06. Способ изготовления топливных брикетов из биомассы / А.С. Заворин, А.В. Казаков, Р.Б. Табакаев. Заявлено 16.04.2012. Оpubл. 10.06.2013. Бюл. № 16. – 7 с.: ил.
9. Пат. 2458974 Россия. МПК С10L5/14, С10L5/28. Способ получения топливных брикетов из низкосортного топлива / А.С. Заворин, А.В. Казаков, Р.Б. Табакаев и др. Заявлено 08.06.2011. Оpubл. 20.08.2012. Бюл. № 23. – 7 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

¹Долгов С.В., ²Абдрафиков Е.Ш., ²Долгих А.Ю.

¹МУП «Теплоснабжение», г. Нижневартовск,

²Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: Sergeydolgov555@rambler.ru; ShuraD@tpu.ru

Заключительным этапом конструкторских работ [1, 2] является проведение натурных испытаний разработанных моделей горелочных устройств с целью проверки правильности заложенных решений и теоретических наработок. Для успешного и комфортного проведения необходимых работ целесообразно сконструировать и создать в металле испытательный стенд (участок) позволяющий объединить в себе рабочий участок с смонтированным объектом испытания, подводящие магистрали топлива и воздуха, электрическую часть и средства измерения, а при необходимости элементы управления планируемых физических исследований. При этом требовалось соблюсти следующие требования: во-первых – рациональная компоновка основных составляющих, для примера удобно расположить все средства измерения единой компактной группой, что позволяет снимать все показания одновременно, без потери времени или безопасная разводка и крепление электрических проводов, во-вторых – важно, чтобы каждый элемент установки мог монтироваться и демонтироваться без возможного повреждения или снятия остальных. При этом установка в целом должна быть мобильной, т. е. ее перемещение не должно вызывать особых трудностей и быть безопасным.

В ходе составления планов проведения испытаний выявилась необходимость в источнике нагрева подаваемого воздуха, что вызвало необходимость в создании и дооснащении конструкции стенда электрическим воздухоподогревателем. Конструктивная схема, испытательный стенд и воздухоподогреватель изображены на рисунках 1–3.

На конструктивной схеме испытательного стенда следует различать линию подачи воздуха, началом которой является его нагнетатель – воздушный компрессор 1. Компрессор забирает воздух из атмосферы и подает его по тракту в собирающий коллектор 2. Из собирающего коллектора воздух по трем линиям идет в ротаметры 3 и по четвертой линии на байпас 15. Регулирование расхода воздуха из компрессора производится с помощью игольчатых вентилей 14. После ротаметров воздух, с помощью крестовины собирается в один поток.

После крестовины воздух попадает в воздухоподогреватель 4. Нагрев воздуха производится при прохождении его через внутреннюю по-

балке на необходимую высоту, создавая гидростатическое давление, далее, регулируя расход, с помощью шарового крана 18, топливо по шлангу 19, через отверстие подачи топлива 20 подается в горелку. Принцип работы системы основан на простейшем законе физики, подача топлива самотеком под давлением столба жидкости, регулируя высоту размещения сосуда с топливом, нивелируем давление в топливной системе.



*Рис. 2. Испытательный стенд.
Общий вид*



*Рис. 3. Электрический
воздухонагреватель*

После монтажа и продувки стенда воздухом констатируем следующее:

- сборка испытательного стенда прошла успешно и удовлетворяет основным требованиям по проектированию установок;
- все элементы стенда удобно расположены и могут спокойно монтироваться и демонтироваться с установки, без влияния на её работоспособность;
- все показывающие приборы расположены в одном месте, на фронте испытательного стенда, что дает возможность для проведения необходимых опытов без каких-либо препятствий;
- установка является довольно мобильной как вкуче, так и по отдельным элементам.

Список литература:

1. Долгов С.В., Долгих А.Ю., Макеев А.А. Испытания горелочного устройства инфракрасного излучения беспламенного горения. // Теплофизические основы энергетических технологий: сборник научных трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – Томск: Изд-во ТПУ, 2012. –С. 150–154.
2. Абдрафиков Е.Ш., Долгов С.В. Совершенствование конструкции горелочного устройства инфракрасного излучения беспламенного горения. // Сборник трудов XIX международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых «Современные техника и технологии». – Томск: Изд-во ТПУ, 2013. – Т. 3. – С. 191–192.

ПРИМЕНЕНИЕ ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА В УСТАНОВКАХ КИПЯЩЕГО СЛОЯ

¹Хайдурова А.А., к.т.н., ²Батманов А.С., к.т.н.

¹Иркутский государственный технический университет, г. Иркутск,

²Университет Отто-фон-Герике, г. Магдебург

E-mail: alexandra_h@bk.ru; anatoliy.batmanov@ovgu.de

Сушка влажных материалов – один из основных технологических процессов, используемых в различных областях промышленности. Поскольку в процессе сушки происходит изменение технологических свойства материала, оптимальный режим сушки должен определяться закономерностями данных изменений при воздействии тепла для удаления влаги.

На многих производствах для интенсификации технологических процессов, связанных с взаимодействием твердой дисперсной фазы с газовой, используются установки взвешенного (кипящего, псевдооживленного) слоя. Преимуществом кипящего слоя является высокая интенсивность внутреннего и внешнего тепло- и массообмена в слое, однородность слоя и технологически важная возможность работы в непрерывном режиме [1, 2]. Процесс в кипящем слое позволяет значительно увеличить поверхность контакта между частицами материала и сушильным агентом, интенсифицировать испарение влаги из материала и за счет этого сократить время сушки.

Для интенсификации процесса сушки зачастую используют комбинацию нескольких методов таким образом, чтобы преимущества каждого из методов были максимально использованы. Одним из таких комбинированных способов нагрева и сушки сыпучих материалов является сушка в кипящем слое с применением индукционного нагрева [3].

В данной работе исследовалось введение индуктивной энергии в кипящий слой с применением полых железных шариков, покрытых слоем каолина, которые служат дополнительным источником тепла. В работе было проведено изучение и оптимизация процесса индукционного нагрева кипящего слоя и установление зависимостей интенсификации процесса сушки от изменяемых параметров процесса.

Проведен ряд экспериментов по нагреву и охлаждению инертных токопроводящих частиц на лабораторной установке, которая представляет собой реактор кипящего слоя длиной 1500 мм и внутренним диаметром 146 мм. Индукционный нагрев осуществлялся за счет высокочастотного генератора и электромагнитной катушки (5 витков) с водяным охлаждением. Максимальная мощность генератора составляет

40 кВт. Электромагнитное поле, создаваемое катушкой индуктивности, наводит вихревые токи в токопроводящих частицах, и за счет электрического сопротивления происходит нагрев инертных частиц. При контакте инертных частиц друг с другом происходит теплопередача от частицы к частице. Благодаря конвективному теплообмену также нагревается воздух в установке.

Эксперименты проводились для трех различных навесок, трех скоростей восходящего потока воздуха и трех уровней мощности. Фаза нагрева длилась 30 мин, после чего следовала фаза охлаждения, которая также составляла 30 мин. Для экспериментов исследовали шарики диаметром 3,2 мм с навесками 600, 1000, 1400 г и диаметрами 6,0 и 6,8 мм, причем масса шариков с диаметрами 6,0 и 6,8 мм была выбрана так, чтобы соблюдалось равенство объема (V_p) или поверхностной площади шариков (A_p) в сравнении с массами для диаметра 3,2 мм.

На рисунке 1 представлены графики зависимости роста температуры (T) от времени (t): а) для различных значений мощности индуктивного излучения ($P = 2, 4$ и 8 кВт) и б) для различных диаметров шариков (d) при мощности индуктивного излучения $P = 4$ кВт и скорости потока воздуха $\omega = 4 \cdot \omega_{\min}$, где ω_{\min} – скорость начала псевдооживления. Из графика (см. рис. 1а) видно что, чем больше мощность индукционного нагрева, тем выше температура. Из-за опасности перегрева материала установки при мощности 8 кВт нагрев осуществлялся только в течение 10 мин. Поэтому имеется разрыв на верхней диаграмме. График (см. рис. 1б) показывает, что для шариков диаметром 3,2 и 6,0 мм с различной массой навески температура возрастает одинаково и достигает практически равных значений.

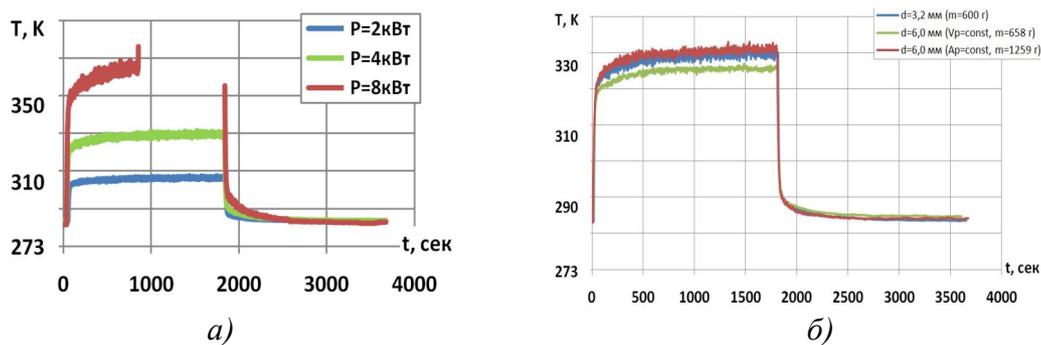


Рис. 1. Зависимость температуры шариков от времени нагрева: а) для значений мощности индуктивного излучения ($P = 2; 4$ и 8 кВт); б) для различных диаметров шариков при $P = 4$ кВт и $\omega = 4 \cdot \omega_{\min}$

Далее был посчитан КПД процесса индукционного нагрева кипящего слоя, учитывающий такие потери энергии как нагрев шариков при соударении между собой, а также о стенку установки; передачу теплоты

от нагретого воздуха в установке к ее стенкам; передачу теплоты от стенок установки в окружающую среду [4].

$$\eta = \frac{T_{\text{газ,вых}} - T_{\text{газ,вх}}}{T_{\text{газ,вых.модель}} - T_{\text{газ,вх}}} \times 100\%, \quad (1)$$

где $T_{\text{газ, вых}}$ – измеренная температура газа на выходе из реактора, К;
 $T_{\text{газ, вх}}$ – измеренная температура газа на входе в реактор, К;
 $T_{\text{газ, вых.модель}}$ – рассчитанная температура газа на выходе из реактора, К.

По результатам проведенных исследований были построены зависимости среднего значения КПД от объема шариков при значении числа псевдооживления $\omega/\omega_{\min} = 3$. Также было рассчитано отклонение значения КПД от средней величины (см. рис. 2).

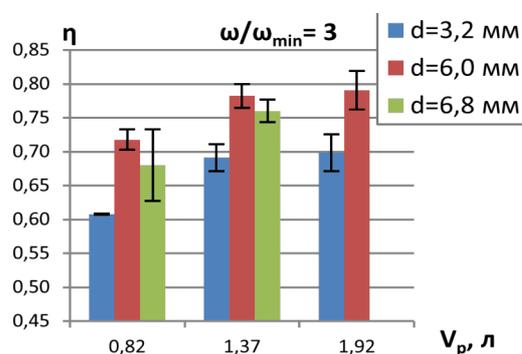


Рис. 2. Зависимость КПД от объема шариков при значении числа псевдооживления $\omega/\omega_{\min} = 3$

Как видно из диаграммы для диаметра 3,2 мм КПД значительно ниже и составляет 60–70 % при всех значениях общего объема шариков. Для диаметров 6,0 и 6,8 мм КПД достигает 78 %.

На точечной диаграмме (см. рис. 3) представлены зависимости КПД от общей массы шариков и от общей площади шариков для всех исследуемых диаметров, скоростей восходящего потока воздуха и мощностей.

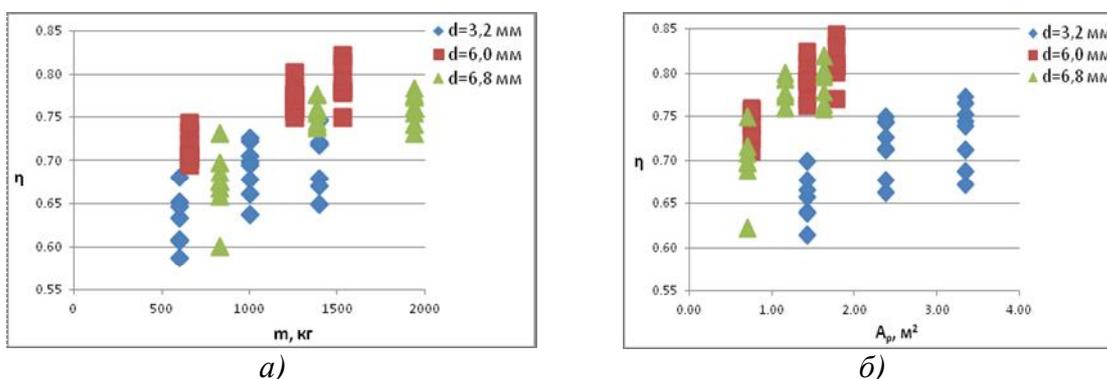


Рис. 3. Зависимость КПД от различных параметров шариков: а) от общей массы; б) от общей площади

Из диаграммы (см. рис. 3а) наглядно видно, чем больше масса шариков, т. е. чем больше материала загружено в установку, тем выше КПД процесса. Диаграмма (см. рис. 3б) показывает, что КПД достигает максимальных значений для диаметра 3,2 мм при площади поверхностей шариков между 3,0 и 4,0 м², а для диаметров 6,0 и 6,8 мм между 1,0 и 2,0 м².

Полученные результаты позволили установить зависимости КПД процесса сушки от изменяемых параметров эксперимента, таких как масса, диаметр, общая площадь поверхности и объем инертных токопроводящих частичек; массовый расход газа в реакторе кипящего слоя; мощность электромагнитного поля.

Проведённая оптимизация процесса позволила достичь КПД выше 75 %, что значительно превышает показатели для традиционных методов сушки (< 50 %). Таким образом, исследования показали, что данный комбинированный способ является одним из эффективных методов сушки материалов.

Список литературы:

1. Бородуля В.А. Высокотемпературные процессы в электротермическом кипящем слое. – Минск: Наука и техника, 1973. – 176 с.
2. Gupta С.К., Sathiyamoorthy D. Fluid Bed Technology in Materials Processing. – New York: CRC Press LLC, 1999. – 498 p.
3. Kemp I.C. Energy analysis of dryers and its practical application, in Proc. of the 17th Int. // Drying Symposium, Magdeburg, 2010.
4. Heinrich S. Modellierung des Wärme- und Stoffüberganges sowie der Partikelpopulationen bei der Wirbelschicht-Sprühgranulation. // Fortschrittberichte VDI/3: Verfahrenstechnik. – 2001 – Vol. 675. – VDI-Verlag. – 239 s.

УДК 697.24

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Хакимуллина А.С., Багаутдинова Л.А., Макарушкин Д.В.

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань

E-mail: kete-chan@mail.ru

Прошло то время, когда понятие «Умный дом» воспринималось как нечто бесполезное, связанное с роскошью. Автоматизированные системы управления отоплением, водоснабжением и вентиляцией, пожарно-охранные системы, системы контроля доступа незаметно проникли в обыденную жизнь. Объединение вышеперечисленных компонентов в единую систему, организация комфортного и интуитивно понятного доступа к управлению системой, расширение функционала приведет к еще большей интеллектуализации зданий и станет нормой для ЖКХ.

Когда идея «умного» дома только зарождалась, для разработчиков наиболее важно было реализовать с помощью новой системы функцию экономного потребления ресурсов. Они контролируют расход воды, электроэнергии, тепла. Это достигается с помощью максимально рационального использования.

Можно выделить следующие тренды в развитии жилищно-коммунального хозяйства в развитии направления «Умный дом»:

1) В ближайшие годы всё больше компонентов «Умного дома» будет внедряться в зданиях госучреждений и крупных компаний, будет происходить объединение подсистем в единые комплексы;

2) Вслед за внедрением систем «Умный дом» в зданиях госучреждений, офисных и заводских помещениях, начнет развиваться направление «Умный многоквартирный дом».

Россия относится к странам с суровыми климатическими условиями (отопление необходимо семь-девять месяцев в году). Поэтому высокий уровень централизации, по мнению многих специалистов, является целесообразным и экономически оправданным. В нашей стране получила широкое распространение система теплоснабжения с центральными тепловыми пунктами (ЦТП) – групповыми тепловыми пунктами, через которые осуществляется подача тепла по отдельным трубопроводам на отопление и горячее водоснабжение группы зданий. В большинстве крупных городов РФ централизованным теплоснабжением обеспечено 70–95 % жилого фонда.

При этом требуется обеспечить температуру воздуха в квартирах не ниже минимально допустимого уровня (18 °С). При наличии ЦТП часто при жалобах населения на низкую температуру в помещениях не устраняются локальные причины ее возникновения, а увеличивается расход тепловой энергии на все здания, снабжающиеся от данного ЦТП. Это приводит к росту температуры обратной воды, перегрузке головных магистралей – в результате тепловые сети работают с превышением расчетного расхода воды как минимум на 30–40 %.

В то же время теплоснабжение сегодня находится в критическом состоянии на всех этапах – от производства до потребления тепла. Свыше 50 % объектов коммунального теплоснабжения и инженерных сетей требуют замены, не менее 15 % находятся в аварийном состоянии. Износ тепловых сетей достиг, по разным оценкам, от 60 до 82 %. При этом порядка 30 % требуют безотлагательной замены. Потери в тепловых сетях достигают 30 процентов произведенной тепловой энергии. Потери, связанные с утечками теплоносителя из-за коррозии труб, составляют 10–15 процентов.

Основными направлениями регулирования расхода тепловой энергии и совершенствования систем централизованного теплоснабжения, которые приводят к значительной экономии тепла, являются:

– осуществление автоматического регулирования расхода тепловой энергии как на ЦТП, так и на вводе в зданиях в ИТП (индивидуальных тепловых пунктов);

– постепенный отказ от ЦТП и перенос оборудования приготовления горячей воды на бытовые нужды в здания (переход на ИТП);

– повышение эффективности автоматического регулирования отопления (пофасадное авторегулирование и авторегулирование с коррекцией по температуре внутреннего воздуха, учитывающие индивидуальные особенности здания, оснащение отопительных приборов термостатами – индивидуальными автоматическими регуляторами теплового потока).

Переход на ИТП позволяет обеспечить регулирование и учет теплopotребления на каждом отдельном объекте. ИТП – устройства, позволяющие на 20–30 % снизить расходы на оплату теплоснабжения. Причем эта экономия достигается без трудоемких мероприятий, связанных с реконструкцией зданий, исключительно за счет более эффективного контроля и распределения тепловой энергии. У потребителей появляется возможность самостоятельно влиять на размер своей платы за коммунальные услуги, появится стимул к экономии энергоресурсов.

Переход на систему теплоснабжения с ИТП целесообразен не только в новом строительстве, но в существующих микрорайонах, где из-за выработки ресурса требуется замена внутриквартальных сетей и оборудования ЦТП. Подобные решения по реконструкции применены, в частности, в Германии. В восточных землях (бывшей ГДР), где применены аналогичные с Москвой системы теплоснабжения с ЦТП, последние оставляют как водопроводные подкачивающие станции, демонтируя тепломеханическое оборудование. Внутриквартальные трубопроводы системы горячего водоснабжения отключают, а по трубопроводам отопления подают перегретую воду в каждый дом. В тепловых пунктах зданий устанавливают теплообменное оборудование, малошумные насосы, системы авторегулирования и учета тепловой энергии и воды. Считается, что такое решение, по сравнению с ЦТП и многотрубными сетями от них, дает экономический эффект до 25 %, повышает надежность и комфортность теплоснабжения.

Функциональные возможности автоматизированных ИТП: автоматическое поддержание графика температуры теплоносителя, в пределах санитарных норм, с учетом температуры наружного воздуха, времени суток и рабочего календаря, тепловой инерции стен здания; автоматическая подпитка систем отопления и вентиляции при независимой схеме присоединения с химводоподготовкой подпиточной и водопроводной воды; обеспечение необходимого давления теплоносителя и циркуляции

в сетях потребителей; измерение и контроль параметров теплоносителя, а также защита систем отопления, вентиляции, кондиционирования и ГВС от превышения значений параметров теплоносителя (давления, температуры) сверх допустимых норм, от гидроударов и перегрева; автоматическое управление циркуляционными насосами, обеспечивающее защиту от заиливания в летний период и защиту от «сухого» хода; обеспечение коммерческого учета тепловой энергии и теплоносителя, горячего и холодного водоснабжения с архивацией данных.

Но и эффективность внедрения ИТП можно повысить благодаря интеллектуальной системе покомнатного регулирования. Автоматизированные ИТП в сочетании с индивидуальным автоматическим регулированием теплоотдачи отопительных приборов позволяют полностью осуществить в зданиях мероприятия по экономии тепла, воды, электроэнергии на перекачку, а также получить снижение затрат на прокладку трубопроводов систем тепловодоснабжения. Такая система разрабатывается совместно коллективами кафедр АТПП и ЭОП в Казанском государственном энергетическом университете. В качестве объекта для внедрения пилотного проекта интеллектуальной системы управления отоплением взят лицей № 26 г. Казани.

Разрабатываемая система позволяет дистанционно задавать нужную температуру в каждом классе и заранее задать график температурного режима, в результате будут существенно экономиться бюджетные средства. Управлять микроклиматом можно будет одним щелчком мыши компьютера или клавиши мобильного устройства. С виртуального кабинета директора, с помощью Wi-Fi, отправляются данные на контроллер отопительной системы школы, после чего команда поступает на регулирующие клапана.

В каждом классе устанавливаем датчики температуры и управляемые клапана перед радиаторами отопления. Программируемый контроллер собирает информацию с датчиков и управляет клапанами.

Все связи должны осуществляться по беспроводной сети. Для питания устройств (за исключением итогового контроллера) должны использоваться батарейки.

Закладываемая в программу управления математическая модель учитывает сразу несколько факторов: объем помещения, температуру воздуха на улице, уровень освещенности, открытие окон и т. д. Это позволяет точнее регулировать температуру.

Данная разработка является надстройкой к существующим системам с индивидуальными тепловыми пунктами. По предварительным расчетам, должна окупиться за полтора года. Если прогноз окажется верным, в будущем подобную систему можно тиражировать и на другие городские социальные объекты – больницы и школы.

ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ БЕСКАНАЛЬНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ В УСЛОВИЯХ РЕАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Половников В.Ю., к.т.н., Губанов Ю.Ю.

Томский политехнический университет, Томск

E-mail: polov@tpu.ru

Тепловые режимы теплопроводов равно как и масштабы тепловых потерь в тепловых сетях оказывают существенное влияние на экономичность и эффективность работы систем теплоснабжения. При этом основное влияние на уровень тепловых потерь оказывают состояние тепловой изоляции [1] и условия эксплуатации теплопроводов [2, 3]. Следует отметить, что в настоящее время уровень тепловых потерь в сетях теплоснабжения РФ чрезвычайно велик и составляет 20–30 % [4] в то время как в мире он не превышает 6–8 % [5].

Действующие нормы и правила проектирования тепловой изоляции [6, 7], а, следовательно, и методы анализа тепловых режимов теплопроводов основаны упрощенных аналитических соотношениях и не учитывают множества реальных факторов и процессов, приводящих к интенсификации процессов теплопереноса в элементах конструкций и зонах размещения теплопроводов. В связи с этим особую актуальность приобретает разработка новых подходов к проектированию и анализу эксплуатационных режимов систем транспортировки тепловой энергии, учитывающих полный комплекс физических процессов, протекающих в рассматриваемых системах.

Целью данной работы является демонстрация возможностей современных подходов к исследованию тепловых режимов и тепловых потерь систем транспортировки тепла на примере работы типичной бесканальной тепловой сети в условиях реальной эксплуатации.

Постановка задачи. Рассматривается типичный теплопровод бесканальной прокладки – трубопроводы изолированные пенополиуретаном и защитным покровным гидроизоляционным слоем из полиэтилена [8] (см. рис. 1). Предполагается, что теплопровод эксплуатируется в условиях промерзания грунта и наличия снежного покрова в зоне над прокладкой. Для рассматриваемой области (см. рис. 1) решается двумерная стационарная задача теплопроводности в системе «бесканальный теплопровод – окружающая среда». Решение нестационарной задачи теплопереноса для рассматриваемой системы (см. рис. 1) не является целесообразным, поскольку нестационарные режимы работы теплопроводов наблюдаются только при вводе тепловых сетей в эксплуатацию после плановых или внеплановых остановок и не являются характерными режимами их работы [9].

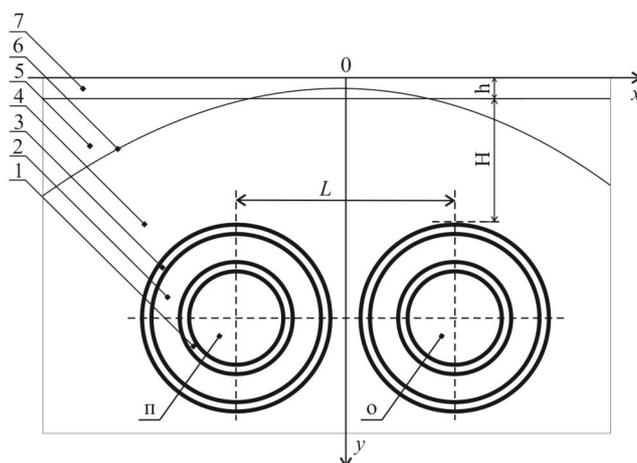


Рис. 1. Схема области решения:

1 – металлическая стенка трубы; 2 – теплоизоляционный слой; 3 – слой гидроизоляции; 4 – грунт талый; 5 – граница раздела между талыми и мерзлыми зонами; 6 – грунт мерзлый; 7 – снег уплотненный; 8 – снег талый; п, о – подающий и обратный теплопроводы; H – расстояние от поверхности грунта до верхних точек слоев гидроизоляции; L – расстояние между осями теплопроводов; h – толщина снежного покрова

В настоящее время имеется ряд работ [10–14], посвященных исследованию тепловых режимов и тепловых потерь бесканальных теплопроводов. В [10–14] приведены результаты анализа влияния различных эксплуатационных факторов на тепловые потери бесканальных теплотрасс, а также описаны проблемы, связанные с проектированием и эксплуатацией предизолированных бесканальных трубопроводов тепловых сетей. При этом в [10–13] не учитывается возможное промерзание грунта в зоне прокладки и изменение его теплофизических характеристик, хотя из [15] известно, что в большинстве регионов России наблюдается сезонное промерзание грунтов с существенными глубинами нулевой изотермы. Только в [14] приведены результаты численного исследования тепловых режимов и тепловых потерь бесканальных теплопроводов с учетом промерзания грунта в зоне прокладки. Данная работа является продолжением исследований [14] в которой учитывается наличие дополнительного термического сопротивления в виде слоя снега над прокладкой (см. рис. 1).

Математическая модель для рассматриваемой задачи аналогична моделям [9, 14], а решение поставленной задачи получено с использованием метода конечных элементов и подробно описано в [14].

Исходные данные для расчета. При проведении численного моделирования использовалась расчетная область размерами 6 м в глубину и по 5 м в стороны от оси симметрии. Размеры расчетной области выбирались на основании серии предварительных численных экспериментов

таким образом, чтобы относительное изменение температур на границах области решения не превышало 0,5 %.

Исследования проводились для трубопроводов с диаметрами условного прохода трубопроводов 600 мм, изготовленных из стали 10 (толщина стенки 8 мм), тепловая изоляция – пенополиуретан (толщина 40 мм) [8], покровный слой – полиэтилен (2 мм) [8]. Расстояния от поверхности грунта до верхних точек слоев гидроизоляции принималось равным $H = 2$ м, а между осями трубопроводов составляло $L = 1,3$ м (см. рис. 1). Предполагалось, что тепловая сеть работает по температурному графику 95/70 °С [6]. Толщина снежного покрова принималась равной количеству осадков выпавших за холодный период года для города Томск [15] $h = 185$ мм (см. рис. 1). Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск [15] – 264,2 К. Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности раздела «уплотненный снег – окружающая среда» варьировался в пределах от 5 до 30 Вт/(м²·К).

В таблице 1 приведены значения [16] теплопроводности, теплоемкости и плотности грунтов, снега, стенки трубы, тепловой и гидроизоляции, использовавшиеся при проведении численных исследований (см. рис. 1).

Таблица 1. – Теплофизические характеристики

Характеристика	Покровный слой	Тепловая изоляция	Стенка трубы	Грунт				Снег	
				Глинистый		Песчаный		Уплотненный	Начавший таять
				Талый	Мерзлый	Талый	Мерзлый		
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,33	0,033	50,2	1,1	1,3	2,3	3,7	0,35	0,64
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	2200	1470	462	1231	959	1486	1005	2100	2100
Плотность, кг/м ³	920	50	7700	1700	1700	2000	2000	350	500

Результаты численного моделирования. Основные результаты численного исследования тепловых режимов бесканальных теплопроводов в условиях промерзания грунта и наличия снежного покрова в зоне прокладки приведены в таблице 2 на рисунке 2.

Обоснованность и достоверность результатов исследований следует из проведенных проверок используемых методов на сходимость и ус-

тойчивость решений на множестве сеток, выполнения условий баланса энергии на границах области расчета, а также подтверждается хорошим качественным согласованием полученных результатов с известными данными других авторов [12, 13]. Относительная погрешность расчетов во всех вариантах численного анализа не превышала 0,2 %, что является приемлемым при оценке тепловых потерь бесканальных теплотрасс.

Таблица 2. – Результаты численного моделирования

Грунт	$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Q_1, \text{Вт}/\text{м}$	$Q_2, \text{Вт}/\text{м}$	$Q_{\text{норм}}, \text{Вт}/\text{м}$	$\delta_1 = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$	$\delta_2 = \frac{Q_1 - Q_{\text{норм}}}{Q_1} 100\%$
Песчаный	5	124,39	144,70	175,32	14,03	-40,94
	10	126,79	149,94		15,44	-38,27
	20	128,36	152,27		15,70	-37,04
	30	128,91	153,21		15,86	-36,00
Глинистый	5	93,07	102,17	129,73	8,91	-39,39
	10	94,63	104,30		9,27	-37,10
	20	95,42	105,26		9,35	-35,96
	30	95,69	105,62		9,40	-35,57

В таблице 2 приведены тепловые потери рассматриваемой системы (см. Рис. 1) с учета промерзания грунта и наличия снежного покрова над прокладкой Q_1 и без учета наличия слоя снега Q_2 , а также представлено сопоставление Q_1 и Q_2 между собой и с нормативной величиной потерь $Q_{\text{норм}}$, вычисленной в соответствии с [6].

Результаты численного моделирования тепловых потерь бесканальных теплопроводов, приведенные в таблице 2, свидетельствуют об ожидаемом росте тепловых потерь при прокладке теплопроводов в песчаных грунтах, имеющих большие коэффициенты теплопроводности (см. табл. 1). Также наблюдается закономерное возрастание потерь тепловой энергии с ростом интенсивности теплоотдачи на внешнем контуре рассматриваемой системы (см.рис. 1).

Анализ изменения величин тепловых потерь в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи на границе раздела «уплотненный снег – окружающая среда» (см. табл. 2) позволяет сделать вывод о том, что увеличение теплоотдачи в 6 раз приводит к росту тепловых потерь до 3,5 %.

Учет наличия снежного покрова над прокладкой приводит к соответствующему снижению тепловых потерь вследствие увеличения эф-

фактивного термического сопротивления слоя над прокладкой. Сопоставление значений тепловых потерь бесканальных теплопроводов Q_2 и Q_1 позволяет сделать вывод о том, что при наличии снежного покрова и прокладке теплопроводов в песчаных грунтах потери тепла снижаются на $\delta_1 = 14,03 - 15,86 \%$, а в глинистых на $\delta_1 = 8,91 - 9,40 \%$ в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи на внешнем контуре взаимодействия (см. табл. 2).

Следует еще раз отметить, что в нормативной методике [6, 7] отсутствует возможность учета влияния таких факторов как изменение условий теплообмена на границе «снег – окружающая среда» и изменение характеристик грунта при промерзании. Сопоставление результатов численного моделирования (см. табл. 2) в условиях промерзания грунта и наличия слоя снега Q_1 с величиной тепловых потерь $Q_{\text{норм}}$, рассчитанных с использованием методики [6], позволяет говорить о том, что отклонение между ними δ_2 всегда является отрицательной величиной. Это обстоятельство свидетельствует о том, что методика [6] дает завышенные значения тепловых потерь бесканальных теплопроводов. В предельных случаях отклонение δ_2 составляет до минус 40,94 % и до минус 39,39 % при прокладке теплопроводов в песчаных и глинистых грунтах соответственно.

На рисунке 2, в качестве примера, приведено типичное температурное поле в зоне размещения бесканального теплопровода в условиях промерзания грунта и наличия слоя снега при прокладке в песчаном грунте и $\alpha = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. На рисунке 2 изотермическая линия 273 К соответствует границе раздела мерзлых и талых сред.

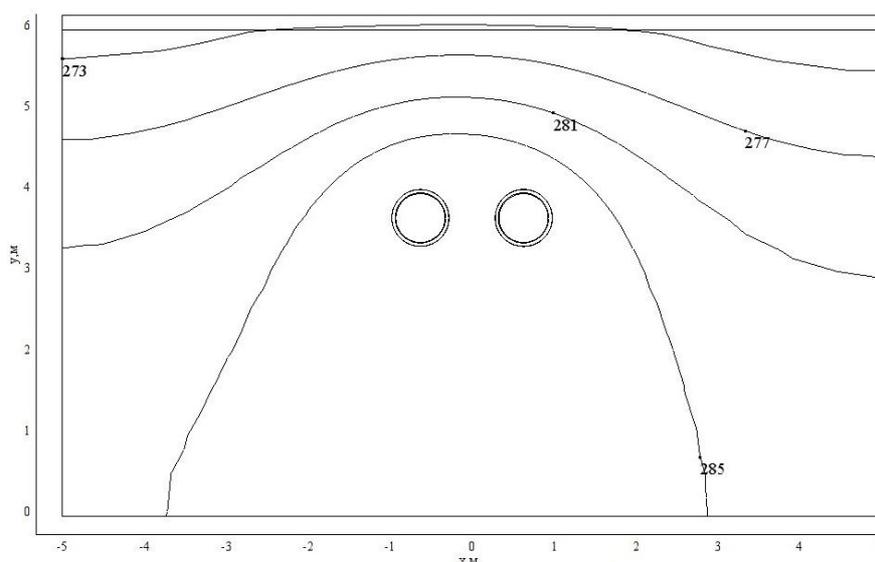


Рис. 2. Типичное температурное поле для рассматриваемой области решения

Распределения температур в рассматриваемой области решения свидетельствуют о том, что изотермические линии (рис. 2) сгущаются непосредственно над трубопроводами и более разрежены при удалении от них, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности в твердых телах и качественно соответствует [12, 13].

Выводы:

1. Установлено, что в рамках рассматриваемой задачи тепловые потери бесканальных тепловых сетей с в условиях промерзания грунта и наличии снежного покрова в зоне прокладки снижаются на 8,91–15,86 %, а увеличение интенсивности теплоотдачи на внешнем контуре в 6 раз приводит к росту тепловых потерь до 3,5 %.

2. Отклонение между тепловыми потерями бесканальных теплопроводов с учетом промерзания грунта и наличия слоя снега в зоне прокладки и тепловыми потерями, рассчитанными по методике [6], составляет около 35–40 %, что свидетельствует о необходимости корректировки действующих норм по проектированию тепловой изоляции трубопроводов тепловых сетей [6, 7].

3. Полученные результаты позволяют сделать вывод о перспективности применения разработанного подхода к анализу тепловых режимов и тепловых потерь бесканальных тепловых сетей в условиях реальной эксплуатации и возможности его применения при создании энерго-сберегающих систем транспортировки тепла.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 12-08-00201-а и грантов Президента РФ № МК-1284.2011.8, № МК-1652.2013.8.

Список литературы:

1. Кириллов Ю.И., Мотлохов М.А., Бычков А.М., Звонарев М.Г. Состояние тепловой изоляции на электростанциях ОАО РАО «ЕЭС России» // Энергетик. – 2005. – № 11. – С. 2 – 5.
2. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Анализ тепловых потерь теплотрубопроводов в условиях взаимодействия с влажным воздухом // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – № 2. – С. 37 – 39.
3. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Оценка масштабов тепловых потерь в магистральных теплотрубопроводах в условиях затопления // Промышленная энергетика. – 2006. – № 8. – С. 32 – 34.
4. Ватин Н.И., Дубов В.В., Петраков Г.П. Внедрение РМД 41-11-2012 Санкт-Петербург «Устройство тепловых сетей в Санкт-Петербурге» // Интернет-журнал «Строительство уникальных зданий и сооружений». – 2013. – № 1(6). – С. 48–54.
5. Шишкин А. Н. О проекте федерального закона «О теплоснабжении» // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 6. – С. 20–24.
6. СП 41-103-2000. Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. – М.: Госстрой России, 2001. – 42 с.

7. СНиП 41-03-2003. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. – СПб.: Деан, 2004. – 61 с.
8. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей / под ред. А.А. Николаева. – Курган: Интеграл, 2010. – 357 с.
9. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численное моделирование теплопереноса в зонах прокладки теплотрасс // Известия РАН. Энергетика. – 2012. – № 2. – С. 151 – 159.
10. Слепченко В.С., Рондель А.Н., Шаповалов Н.И. Влияние различных эксплуатационных факторов на тепловые потери в бесканальных подземных трубопроводах тепловой сети // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 6. – С. 18 – 23.
11. Беляков В.А. Опыт и проблемы проектирования бесканальной и канальной прокладки теплотрасс в ППУ-изоляции // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 6. – С. 32–33.
12. Иванов В.В., Вершинин Л.Б. Распределение температур и тепловых потоков в зоне подземных теплотрасс // Вторая Российская национальная конференция по теплообмену: Теплопроводность, теплоизоляция. – М.: Издательство МЭИ, 1998. – Т. 7. – С. 103–105.
13. Иванов В.В., Шкробко С.В. Моделирование тепловых процессов подземных бесканальных теплотрасс // Вторая Российская национальная конференция по теплообмену: Теплопроводность, теплоизоляция. – М.: Издательство МЭИ, 1998. – Т. 7. – С. 106–108.
14. Половников В.Ю., Хузеев В.А. Тепловые потери бесканальных теплотрасс в условиях промерзания грунта в зоне прокладки // Известия вузов. Проблемы энергетики. – 2012. – №11-12. – С. 64–71.
15. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – М.: Госстрой России, 2000. – 57 с.
16. Гува А.Я. Краткий теплофизический справочник. – Новосибирск: Сибвузиздат, 2002. – 300 с.

УДК 621.9:621.048:621.181

РАЗРАБОТКА ОРИГИНАЛЬНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ НОВЫХ СХЕМЫ ТЭС НА БИОМАСЕ И ОТХОДАХ

Потапов В.Н., к.т.н., Костюнин В.В., Романов Н.О., Меньшиков А.А.

ООО «Вихревые газовые системы», г. Екатеринбург

E-mail: kostuninv@mail.ru

Технологии на интенсивно закрученных потоках (вихрях) часто очень привлекательны. При правильном использовании они создают уникальные условия для воздействия на процессы смесеобразования в любых потоках с горением и без него, и, конечно, на перестройку структуры вихря и на распределение твердой фазы в его отдельных зонах. Но так как до сих пор нет универсальной модели описания этих процессов в интенсивно закрученном вихре (вихре с приосевым обратным током), на практике затруднено создание разнообразных и более эффективных вихревых устройств, тех же газогенераторов. На базе развития наших представлений о главной роли в этих процессах переноса в

объеме вихря плотностей потоков импульсов и моментов вращения нами была разработана, испытана на холодных и горячих моделях внедрена серия новых, оригинальных вихревых аппаратов. Несколько из них были внедрены. Главное отличие наших вихревых газогенераторов – многокамерность по ходу развития в аппарате единого двухфазного горящего вихря. При необходимости эти схемы развития единого ступенчато развивающегося вихря дополняем еще одним вихревым аппаратом для достижения некоторых специальных целей. При этом в каждой из камер основного аппарата формируется индивидуальная структура вихря, которая и определяющая основные особенности турбулентного переноса потоков импульса и момента вращения. Этот принцип мы дополнили традиционными, а также и совершенно оригинальными средствами аэродинамического влияния на процесс развития вихря в каждой камере аппарата, в зависимости от поставленных технологических задач. Набор всех средств может существенно различаться в газогенераторах с горизонтальной или с вертикальной осями двухфазного вихря.

С помощью предложенных нами средств в вертикальном вихре удалось устранить занос твердой фазой нижней части аппаратов при малых скоростях потока (5–7 м/с), снижена несимметричность вихря, устранен нежелательный провал взвеси их верхних камер аппарата. В которых нами реализована управляемая концентрация и удержание крупной взвеси в потоке у стенок в нужных местах. В аппаратах с вертикальной осью, разработанных нами и опробованных на огне в лаборатории, начиная с 2004 года, доказана надежная газогенерация некоторых видов биомассы, опила, торфа, и некоторых смесей углей с биомассой. Дополнительно к этому мы предложили и отработали новые приемы концентрации и удержания в отдельной зоне вихря взвеси мелких фракций и создана оригинальная вихревая аэродинамическая ловушка мелких частиц от 5 мкм и меньше до выхода обеспыленного вихря из аппарата. Время пребывания взвеси в некоторых из схем вертикальных аппаратов даже до 10–20 секунд.

На этой основе нами разработан новый тип более эффективного многокамерного вихревого аппарата для концентрации, удержания и сепарации твердой полифракционной взвеси тяжелого материала для одновременной его термической и химической переработки в самом этом аппарате при управляемой температуре процесса. Достигнуто время пребывания 95 % такого материала в аппарате до 30–40 минут.

Для расширения возможностей вихревой газогенерации в наших аппаратах более сложных топлив и некоторых видов биомассы, нами начиная с 2006 года, были исследованы и развиты новые схемы для газогенераторов с горизонтальным вихрем. При этом приемлемо для

практики решены проблемы удержания взвеси в области первичной закрутки двухфазного вихря малых скоростей вместе с улучшением равномерности заполнения пристенной зоны взвесью и устранением накопления отложений в нижних частях камерных завихрителей для первичной закрутки среды. Отработаны аэродинамические средства для управления движением и концентрацией взвеси у стенки первых камер этих аппаратов с выделением зон повышения симметричности двухфазного вихря относительно его оси вращения. Отработан ряд приемов активизации или замедления тепло- массообмена в разных зонах горизонтального вихря и по длине. Время пребывания взвеси в некоторых из этих аппаратов в продувках повышено до 5–8 секунд. Все это помогло нам разработать уже коммерческие газогенераторы для разного сырья и получить весьма необычные технологические эффекты при выборочным внедрением отдельных результатов, ранее полученных на разных моделях, с внедрением более тонких решений для эффективной газогенерации разнообразной органики и топлив.

Первый опытный работоспособный аппарат вертикального типа для газификации опила в вихре был создан и опробован нами в 2004 году. Первый коммерчески успешный трехкамерный газогенератор опила, но уже с горизонтальной осью, тепловой мощностью 2,5 МВт по сгоранию искусственного газа, был пущен в 2012 году. Ранее, еще более интересный трехкамерный аппарат горизонтального типа, для газификации шелухи овса создан нами в 2011 году. Его постоянная эксплуатация с 2012 позволила постепенно перейти на разделение по его камерам пиролиза биомассы, газогенерации остатка и, что очень важно, даже значительной степени конверсии смол в третьей камере и отсутствия отложений к ней сажи перед выходом газа из аппарата на его стенках. В ходе отработки аппарата в начале эксплуатации на нем были отработаны режимы воздушного пиролиза сырья в первой камере аппарата. В режимах с пиролизом, за счет снижения подачи воздуха в первую вихревую камеру – завихритель газогенератора его аэродинамическое сопротивление при проектной мощности аппарата снизилось. Это позволило нам увеличить подачу топлива и воздуха на аппарат, и его мощность по теплоте сгорания газа увеличилась почти в 3 раза – с 2,5 до 7–7,5 МВт.

В развитие этой схемы мы предложили новые для газификации опила, рисовой шелухи, торфа, бурых углей и даже горючих сланцев с зольностью до 63 %. Опытное опробование новых аппаратов этой схемы показали ее высокую универсальность на разных топливах и их смесях при влажности до 12–20 %, Это позволяет рекомендовать ее огневую проверку даже на сланцах и битуминозных песках.

Перспективы коммерческого внедрения газогенерации органики на котлах тепловых электростанциях (ТЭС) и в разных котельных затруд-

няет проблема очистка газа от смол и золы, без чего газ нельзя подать в двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и в газотурбинные установки (ГТУ) большой мощности для их работы на коммерческие рынки электроэнергетики. Газоочистка требуемого качества повысит затраты на собственные нужды таких ТЭС до 6–12 %, а их КПД нетто всегда будет ниже КПД лучших паротурбинных блоков Европы на твердых топливах. Считаем, выгоднее и доступнее внедрять только газогенерацию местных, малотоварных топлив, отходов и биомассы, а газ давать на малые установки местного энергопотребления, если можно даже без очистки газа, а ГТУ на этих ТЭС не использовать. При этом выделим разные схемы подготовки газа к сжиганию и его подачи на котел. Они и определяют коммерческую целесообразность внедрения газогенерации вообще. Газ при этом выгоднее получать из твердых горючих отходов, биомассы торфа, в том числе в смесях с углями, в новом типе вихревых газогенераторов, созданных нами. Пока нами предложены и прошли продувки на холодных, а иногда и на моделях с горением свыше 30 вариантов новых аппаратов.

Однако выбор тех или иных аппаратов газогенерации в разных технологиях получения энергии для рынка или собственных нужд, по нашему мнению, сравнительно жестко связана типом схемы ТЭС или типом и назначением котельной для производства теплоты. Схемы ТЭС и котельных, оптимальные для внедрения газогенерации разных топлив и биомассы, могут отличаться от схем обычных ТЭС, на которых используют полное факельное сжигание разных топлив в камерных топках паровых и водогрейных котлов. Анализ известных нам схем ТЭС позволил нам выделить из них четыре лучшие схемы, из которых две предложены нами как оригинальные для сжигания газа, полученного в вихревых газогенераторах нашей разработки из опила, торфа, шелухи другой биомассы, нетоварных и малотоварных твердых. Особенность всех наших оригинальных схем малых ТЭС, лучше ТЭЦ, состоит в разделении отпуска теплоты газогенераторов на два потока. Первый из них, небольшой поток теплоты (5–10 % от всей сгорания исходного топлива или биомассы), который получают при охлаждении газа после газогенератора от рабочей температуры в 800–900 °С до 100–400 °С перед системой золоулавливания горючего газа и перед его подачей в топку через обычную схему безопасности сжигания газа, как природного. Второй поток теплоты – это теплота сгорания газа плюс та же теплота его нагрева до тех же 100–400 °С.

Самая эффективная из наших новых схем показана на рисунке 1. Это схема независимого от работы всей ТЭС использования первого, потока низкопотенциальной теплоты через ее аккумуляцию в баке промежуточного теплоносителя на выработку электроэнергии через электрогенератор с приводом двигателем Стирлинга и на отопление.

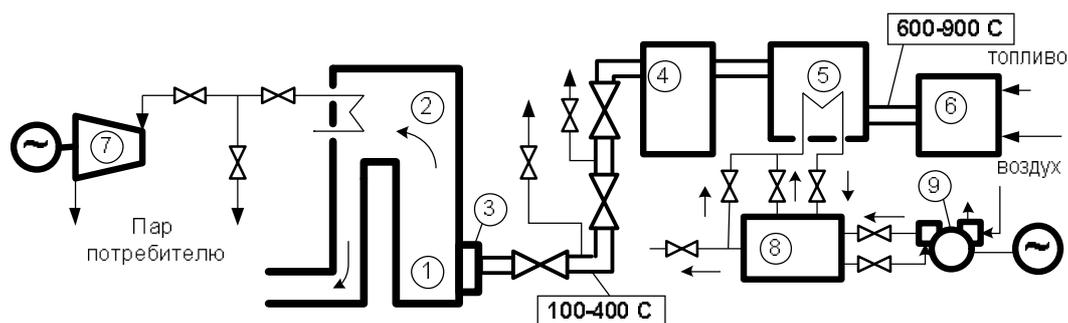


Рис. 1. Новый тип газогенераторной ТЭЦ:

1 – топка; 2 – котел; 3 – горелка; 4 – золоуловитель; 5 – охладитель газа; 6 – генератор газа; 7 – паровая турбина без конденсатора; 8 – бак – аккумулятор теплоты; 9 – двигатель Стирлинга с электрогенератором

Достоинство такой схемы ТЭЦ с газогенерацией биомассы или отходов в наших вихревых аппаратах и сжиганием полученного газа в котле для подачи с него пара на привод паровой турбины средних и даже низких давлений без конденсатора, с утилизацией теплоты ее выхлопа на отопление и промышленные цели, состоит в сохранении небольшой мощности электрогенерации при любых отключениях основного оборудования ТЭЦ и газогенератора на несколько часов и даже суток, а также сохранения небольшой отопительной нагрузки.

УДК 620.9:662.6

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОГЕНЕРАЦИИ В РОССИИ: ОБЗОР ПУБЛИКАЦИЙ, ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Казаков А.В., к.т.н., Заворин А.С., д.т.н.,
Новосельцев П.Ю., Табакаев Р.Б.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: kazakov@tpu.ru

Вопросы децентрализованного энергоснабжения Энергетической стратегии России на период до 2030 года

Принятая в России Концепция перехода на инновационный путь развития экономики предусматривает переход страны от экспортно-сырьевого к ресурсно-инновационному развитию с качественным обновлением энергетики (как топливной, так и нетопливной) и смежных отраслей [1].

В Энергетической стратегии России на период до 2030 года одной из задач является модернизация и создание новой энергетической инфраструктуры на основе масштабного технологического обновления

энергетического сектора экономики страны. Отмечается [1], что энергетическая безопасность является одной из важнейших составляющих национальной безопасности страны. Обеспечение энергетической безопасности определяется ресурсной достаточностью, экономической доступностью, экологической и технологической допустимостью. Ресурсная достаточность определяет физические возможности бездефицитного обеспечения энергоресурсами национальной экономики и населения, экономическая доступность – рентабельность такого обеспечения при соответствующей конъюнктуре цен, экологическая и технологическая допустимость – возможность добычи, производства и потребления энергоресурсов в рамках существующих на каждом этапе технологий и экологических ограничений, определяющих безопасность функционирования энергетических объектов [1].

По итогам реализации Энергетической стратегии России на период до 2020 года существуют проблемы, отражённые в Стратегии-2030:

- слабое развитие энергетической инфраструктуры в Восточной Сибири и на Дальнем Востоке;

- недостаточно активное развитие возобновляемой энергетики и использования местных видов топлива в региональных энергетических балансах;

- недостаточное развитие малой энергетики и низкая вовлечённость в энергобалансы местных источников энергии регионального и локального значения.

В качестве приоритетных направлений научно-технического прогресса в энергетическом секторе в Стратегии-2030 выделены:

- создание и широкое внедрение комплекса технологического оборудования на модульной основе для нового строительства и перевода существующих источников теплоснабжения на когенерационную основу;

- развитие технологий использования возобновляемых источников энергии, а также многофункциональных энергетических комплексов для автономного энергообеспечения потребителей в районах, не подключённых к сетям централизованного энергоснабжения;

- освоение эффективных технологий сетевого электро- и теплоснабжения на базе возобновляемых источников энергии;

- расширение производства и использования новых видов топлива, получаемых из различных видов биомассы;

- развитие малой энергетики в зоне децентрализованного энергоснабжения за счёт повышения эффективности использования местных энергоресурсов, сокращения объёмов потребления завозимых светлых нефтепродуктов;

- развитие теплоснабжения России и её регионов на базе теплофикации с использованием современных экономически и экологически эффективных когенерационных установок широкого диапазона мощности;

- оптимальное сочетание централизованного и децентрализованного теплоснабжения с выделением соответствующих зон;
- развитие систем централизованно-распределённой генерации тепловой энергии с разными типами источников, расположенных в районах теплопотребления;
- модернизация и развитие систем децентрализованного теплоснабжения с применением высокоэффективных когенерационных и других установок, а также автоматизированных индивидуальных теплогенераторов нового поколения для сжигания разных видов топлива;
- оснащение потребителей стационарными и передвижными установками теплоснабжения в качестве резервных и (или) аварийных источников теплоснабжения.

Стратегией-2030 предполагается, что региональная структура генерирующих мощностей будет формироваться следующим образом:

- развитие малой энергетики на возобновляемых источниках энергии, в том числе путём замещения локальной дизельной генерации;
- получит развитие, особенно в районах невысокой плотности нагрузки, малая энергетика и децентрализованное электроснабжение с активным использованием всех видов местных и вторичных энергоресурсов; также будут осваиваться установки с газификацией угля и энерготехнологические установки;
- разработка и реализация региональных энергетических программ, программ энергосбережения, максимизация экономически эффективного использования местных источников топливно-энергетических ресурсов, развитие экономически эффективных децентрализованных и индивидуальных систем теплоснабжения.

Актуальные направления исследований в области децентрализованного энергоснабжения

В интересах развития российской энергетики, распространяемых в том числе и на объекты малой энергетики, следует развивать направление исследований в области генерации тепловой и электрической энергии для автономных децентрализованных потребителей. Как показывает практика, проблема децентрализованных потребителей заключается в удалённости от транспортных схем, что кратно увеличивает стоимость доставки топливных ресурсов. Зачастую в таких удалённых районах имеются запасы местных низкосортных топлив, которые можно использовать в качестве энергоносителя, но характеристики этих топлив настолько осложняют организацию процесса прямого сжигания в топках котлов, что на практике используются в редких случаях.

Меморандум о создании и деятельности технологической платформы «Малая распределённая энергетика» гласит, что одними из ос-

новых сфер применения новых технологических решений малой распределённой энергетики являются [2]:

- когенерационные установки для модернизации коммунальной инфраструктуры поселений;
- типовые комплекты оборудования и модульные технологические решения для энергоснабжения удалённых и изолированных потребителей;
- комплексные локальные энергосистемы с максимально возможным использованием местных топливных ресурсов.

Одними из основных направлений технологического развития, поддерживаемыми в рамках технологической платформы, являются [2]:

- технологии генерации электрической и тепловой энергии, в том числе топливные элементы, водородная энергетика;
- технологии использования местных энергетических ресурсов, в том числе современные технологии использования торфа как топливного ресурса, газификация местных топливных ресурсов, отходов производства и бытовых отходов с использованием синтез-газа для генерации энергии.

Таким образом, работы по темам, связанным с исследованиями в области энергоснабжения удалённых потребителей на базе когенерационных установок генерирующих синтез-газ на основе местных топлив с использованием топливных элементов представляются актуальными.

Рынок когенерационных установок в России

Развитие рынка когенерации в России представляется одним из стратегических направлений в области малой энергетики. На сегодняшний момент существует порядка 12 крупных отечественных и 17 зарубежных производителей когенерационного оборудования, представленного на рынке России. В абсолютном своём большинстве, когенерационные станции предназначены для работы на природном газе и дизельном топливе. Очевидно, что спрос на такие установки определяется относительной простотой обслуживания и их достаточной маневренностью. Шесть зарубежных компаний (GE Jenbacher, MTU, Motorgas, Tedom, Turbec, MWM) поставляют оборудование, работающее на синтезированном газе. Из российских производителей имеется одна компания (ООО АРЗ «Синтур-НТ»), производящая оборудование для работы на генераторном газе. Диапазон мощностей когенерационных установок довольно велик и составляет от 3,8 кВт до 4,3 МВт электрической и от 8,9 кВт до 5,2 МВт тепловой. Основными типами когенерационных установок, предназначенных для выработки тепловой и электрической энергии, в настоящее время являются газопоршневые установки. КПД таких зарубежных когенерационных систем в основном превышает 90 %, в то время как КПД отечественных систем находится на уровне 80 %.

Вывод: Современный рынок России не испытывает дефицита в когенерационных установках на основе двигателей внутреннего сгорания. Область применения поставляемых когенерационных установок ограничивается наличием возможности снабжения природным газом и дизельным топливом. Мощность существующего оборудования способна покрыть потребности любых потребителей. Существует привязка выработки тепловой и электрической мощностей, что не совсем удобно потребителю. Наиболее эффективны когенерационные станции зарубежного производства.

Роль газификации

Считается, что газификация твёрдого топлива является актуальным и перспективным направлением исследований, имея в виду, что данный технологический приём позволяет использовать, в том числе, низкосортные топлива с получением качественного газа и твёрдого продуктов. Существуют разработки, снижающие расход тепла на собственные нужды, путём организации автотермического режима газификации. Отмечается, что существуют проблемы очистки газов и обеспечения надёжности работы крупных газогенераторов. Несмотря на всю привлекательность газификации как энерготехнологического приёма переработки твёрдых топлив, отмечается её низкая коммерческая привлекательность.

Вывод: Существующий уровень исследований в области вопросов газификации позволяет создавать установки, перерабатывающие как качественные угли, так и низкосортные топлива, но их масштабное внедрение ограничено конкурентными преимуществами действующих крупных станций. Газогенераторные технологии можно считать, едва ли не единственным вариантом переработки низкосортных местных топлив в отдалённых децентрализованных районах.

Водородные технологии

Актуальность развития водородной энергетики обоснована следующими критериями:

- возможность использования в автономных энергоустановках;
- потребность промышленности в водороде;
- высокая конкурентность водородных технологий;
- экологичность при сжигании водорода.

Существует мнение, что выработка водорода путём конверсии природного газа наиболее целесообразна с точки зрения производства водорода в промышленных масштабах. В то же время есть мнение, что перспективным направлением является генерация водорода из биомассы и твёрдого топлива с последующим его использованием в топливных элементах.

На сегодняшний момент времени есть проблемы, ограничивающие распространение водородных технологий:

- низкий электрический КПД топливных элементов;
- проблемы при хранении и транспортировке водорода.

Низкий электрический КПД топливных элементов может нивелироваться использованием выделяющейся на них теплоты, что позволяет достигать приемлемых значений КПД установки в целом. Минимизировать проблемы, связанные с транспортировкой и хранением водорода предлагается за счёт организации производства водорода на месте его потребления, либо в одном энергетическом агрегате.

Отмечается, что особенностью применения водорода в топливных элементах является требование к его чистоте, однако существуют разработки топливных элементов, работающих на синтез-газе. Так, актуальным считается направление по разработке твёрдооксидных топливных элементов, которые могут работать на газе с высоким содержанием CO_2 , а рабочая область температур (800–1000 °C) позволяет применять такие топливные элементы в газотурбинных установках. Для газов, имеющих повышенное содержание CO , ведутся разработки топливных элементов с полимерными мембранами (рабочая область температур составляет 120–300 °C) и топливных элементов с расплавами карбонатов (400 °C).

Вывод: Безусловно, в настоящее время имеет место актуальность и востребованность в водородных технологиях. Прослеживается многообразие в подходах к технологиям производства водорода, которое в первую очередь определяется конечной целью его использования. Повышение эффективности использования исходного топлива видится в организации выработки водорода и энергии в одном устройстве при одновременной утилизации теплоты, генерируемой топливным элементом. Современное состояние исследований в области топливных элементов показывает, что требования, предъявляемые к чистоте водорода, снижаются.

Состояние малой и нетрадиционной энергетики

Малая энергетика как неотъемлемый элемент энергетического пространства признается как в России, так и во всём мире. Более того, целесообразность искусственного развития малой распределённой энергетики считается позитивным, экономически и социально перспективным фактом. В силу географических и экономических факторов в России естественным образом сложилась ситуация, когда огромные территории не охвачены централизованным энергоснабжением и существуют проблемы с обеспечением таких территорий топливными ресурсами. В настоящее время выработка электроэнергии в децентрализованных рай-

онах в основном производится посредством дизельных электростанций, что признается экономически не эффективным. При этом отмечается, что такие районы зачастую обладают запасами местных низкосортных топлив, но для их потребления требуются соответствующие технические устройства.

Вывод: Сегодня остро стоит вопрос об энергоснабжении децентрализованных потребителей как в коммунальном хозяйстве, так и в производстве. Использование когенерационных систем на основе двигателей внутреннего сгорания, сжигающих привозное дизельное топливо, является пережитком прошлого и требует замещения путём внедрения новых технологий комбинированной выработки тепловой и электрической энергии из местных низкосортных топливных ресурсов.

Перспективные технологии для автономного децентрализованного энергоснабжения

Существующие исследования в области автономного тепло-и электроснабжения можно разделить по следующим основным направлениям:

- а) совместное сжигание нескольких видов твёрдых топлив (уголь, биомасса);
- б) производство синтезированных газов;
- в) производство и последующее сжигание топливных брикетов;
- г) производство водорода и использование в топливном элементе;
- д) создание гибридных установок.

Автономные энергогенерирующие установки, сжигающие совместно уголь и биомассу, всё-таки в большей мере ориентированы на качественный уголь, а введение биомассы позволяет лишь сократить расход угля. Данное направление не может быть ориентировано на отдалённые районы, не имеющие своего каменного угля или сложившуюся транспортную инфраструктуру.

Для производства синтезированных газов пригодны любые виды твёрдого органического сырья. Вполне перспективным выглядит создание такого производства вблизи имеющихся месторождений местных низкосортных топлив. Нужно учитывать, что для малых населённых пунктов представляется нецелесообразным создание электростанций на базе мощных высокотемпературных газогенераторов, т.к. это довольно сложное техническое устройство, специфичное в обслуживании и требующее от персонала наличия определённой квалификации.

Производство и последующее сжигание топливных брикетов представляется перспективным направлением, с учётом современных разработок в области производства брикетного топлива из низкосортных топлив. Брикетное топливо можно сжигать в существующих слоевых топочных устройствах без их реконструкции.

Производство электрической и тепловой энергии из водорода в топливном элементе можно рассматривать как прорывное направление в энергетике будущего. Однако применительно к области малой генерации возникает некая насторожённость относительно перспектив внедрения, обусловленная тем, что всё-таки это довольно высокотехнологичный процесс, который требует применения технологий производства высокочистого водорода, в настоящее время реализуемой конверсией природного газа.

Создание гибридных установок – одно из направлений диверсификации в области малой генерации. Действительно, наличие в составе таких установок одновременно нескольких устройств по выработке энергии из различных источников (возобновляемых и не возобновляемых) позволяет повысить надёжность энергоснабжения потребителей. Но при этом сохраняется зависимость от поставок качественных энергоресурсов (уголь, газ, дизельное топливо).

Вывод: Выбор варианта автономного энергоснабжения децентрализованных потребителей следует рассматривать исходя из двух условий: 1 – наличие собственных ресурсов качественного угля и (или) природного газа либо отлаженные транспортные схемы с приемлемой стоимостью доставки; 2 – наличие местных низкосортных топливных ресурсов. При выполнении первого условия целесообразно применять направления *а*, *д*. При выполнении второго условия – направления *б*, *в*. Применение технологии *г* при конверсии природного газа видится нецелесообразным, т. к. природный газ сам по себе является высококачественным топливом.

При анализе использованы материалы статей по данной тематике, опубликованные в период с 2006 по 2013 гг. в журналах:

- Альтернативная энергетика и экология: 2011 (№ 2, 7, 11, 12), 2012 (№ 1, 4, 5-6);
- Известия вузов. Проблемы энергетике: 2008 (№ 1-2);
- Известия РАН. Энергетика: 2006 (№ 1, 3), 2007 (№ 2), 2008 (№ 6), 2009 (№ 1), 2010 (№ 6), 2011 (№ 5, 6);
- Промышленная энергетика: 2008 (№ 9), 2009 (№ 2, 5), 2012 (№ 7, 12);
- Теплофизика высоких температур: 2011 (№ 5, Т. 49);
- Теплоэнергетика: 2006 (№ 3, 4, 7, 12), 2007 (№ 8), 2009 (№ 1, 8, 12), 2010 (№ 1, 4, 11), 2011 (№ 9), 2012 (№ 6, 11), 2013 (№ 3);
- Уголь: 2006 (№ 6, 8, 9, 11), 2007 (№ 2, 5, 10), 2008 (№ 4), 2012 (№ 3);
- Электрические станции: 2010 (№ 1), 2011 (№ 7), 2012 (№ 10);
- Электричество: 2008 (№ 6, 10);

– Энергетик: 2006 (№ 3, 11), 2007 (№ 1), 2009 (№ 7), 2010 (№ 3, 4, 6), 2011 (№ 8), 2012 (№ 4, 7, 10), 2013 (№ 3);

– Энергосбережение и водоподготовка: 2008 (№ 2, 4), 2009 (№ 2, 3), 2010 (№ 6), 2012 (№ 2, 6).

Кроме этого использованы интернет ресурсы:

- <http://www.ges-ukraine.com>;
- <http://www.e-m.ru>;
- <http://www.metalinfo.ru>;
- <http://energyland.info>;
- <http://www.interra0.ru>;
- <http://www.rao-esv.ru>;
- <http://advis.ru>;
- <http://www.mobilegtes.ru>;
- <http://cogeneration.ru>;
- <http://www.mwm.net>;
- <http://www.powercity.ru>;
- <http://www.yakutskenergo.ru>;
- <http://www.holdingmrsk.ru>;
- <http://www.pesc.ru>.

Работа выполнена по проекту РФФИ № 13-08-98070.

Список литературы:

1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года / Распоряжение правительства Российской Федерации от 13.11.2009 г. № 1715-р.
2. Меморандум о создании и деятельности технологической платформы «Малая распределённая энергетика» / Интернет-портал ЗАО «Агентство по прогнозированию балансов в электроэнергетике». Режим доступа: http://www.eapbe.ru/distributed_energy/memo_TP_SDE.php).

УДК 697.1:697.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ ЧАСТНЫХ ЗАГОРОДНЫХ ДОМОВ

Иванов В.А.

Институт физико-технических проблем Севера СО РАН, г. Якутск
E-mail: msta.v@mail.ru

В последнее время в частном домостроении отмечается качественный скачок. Коттеджи, строящиеся сегодня, существенно отличаются от построек десятилетней давности, многие из которых стали настоящей головной болью для владельцев домов.

Современный дом, по мнению частных домо-владельцев, должен быть максимально приближен по надежности коммуникаций к город-

ской квартире. А чрезмерные холода в нашем регионе предъявляют самые жесткие требования в первую очередь к системе отопления.

Сегодня ни в Европе, ни в России не модно жечь бензин тоннами, а газ и дрова – кубометрами. Оптимизация затрат на отопление достигается не только отказом от лишних площадей, нуждающихся в поддержании постоянной температуры. В том, что касается домов для постоянного проживания, предпочтения россиян и европейцев расходятся. Тренд последних лет для Северной Европы – геотермальные системы отопления на базе тепловых насосов: еще недавно они были атрибутом фешенебельного дома, но сейчас стали едва ли не таким же массовым явлением, как холодильник. Более южные европейские регионы сегодня трудно представить без солнечных коллекторов и солнечных батарей – но это явно вспомогательные системы, и не для российского Северо-Запада. Что касается российских домовладельцев, они предпочитают подключение к газовой трубе, а компактный газовый котел воспринимается как самый экономичный и «беспроблемный» вариант. А так ли хорош выбор газового отопления?

Пока, по статистике, магистральный газ не имеет конкурентов. Второе место делят дизельные котлы и котлы на твердом топливе. Среди теплоотдающих систем на первом месте классические радиаторы, за ними идут системы теплых полов, замыкают тройку канальные системы типа тепловых завес.

Системы отопления в современных загородных частных домов должны отвечать трем основным требованиям: эффективность, экономичность и бесперебойность работы. Оптимальным решением является газовый котел с возможностью перехода на резервное (дизельное) топливо. Помимо этого, необходимо учитывать периодические внеплановые отключения электроэнергии, которые в нашем регионе случаются довольно часто, и обязательно предусмотреть монтаж дизель-генератора, которая не позволит оставить коттедж без электричества и не даст промерзнуть дому или иметь аккумуляторы электроэнергии с большей емкостью.

Газовые котлы очень популярны у нас. Почти половина всех индивидуальных котлов в России работают на газе. Раньше достать приличный котел была целая проблема, но времена дефицита ушли безвозвратно. Выбор газового котла весьма серьезная задача, так как от этого будет зависеть теплоснабжение вашего дома, обеспечение горячей водой и наконец, расход газа, который будет влиять на ваш бюджет [2].

В первую очередь, нужно определиться по мощности котла, которая зависит от отапливаемой площади и тепловых потерь дома. Желательно, чтобы квалифицированный специалист провел тепловой расчет,

так как производители указывают для своих котлов максимальную площадь обогрева, имея в виду строения, с минимальными потерями тепла. Учитывая это, необходимо выбрать котел с запасом мощности до 25 %.

Прежде всего надо знать в каком климатическом районе будет работать котел, т. е. температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки в Москве и в Якутске составляет соответственно -28°C или -54°C . Это говорит о том, что продолжительность отопительного периода разная, например, в Москве равна 212, а в Якутске – 256 суткам. Вторым немаловажным фактором является степень утепленности и габариты дома.

При выборе котлов зарубежных марок важно знать, что они рассчитаны на более высокое давление газа, при котором котел выдает 100 % мощности, чем реально существующее в наших сетях. Поэтому, зная давление газа в сети, можно узнать с каким процентом мощности будет работать котел.

Современные электронные системы развиваются гигантскими темпами, появляется возможность автоматизировать все больше систем и устройств, отвечающих за комфорт в доме. Потребителю достаточно всего лишь доукомплектовать котел незначительными аксессуарами и вместо простого отопительного прибора он получает современный «умный» отопительный котел [3].

Такой котел позволяет изменять температуру в доме в зависимости от времени суток или времени года, устанавливать и поддерживать заданную температуру в различных помещениях, устанавливать экономичный режим работы на время отсутствия людей и так далее, т. е. выполнять энергосберегающие функции. Все эти функции не только обеспечивают потребителю дополнительный комфорт, но и значительно снижают расход газа, который является самым важным критерием энергосбережения в теплоснабжении здания.

Для того чтобы поддержать определенные температурные условия в помещении большинство современных моделей газовых котлов имеют встроенную погодозависимую автоматику, которая позволяет подключать к котлам не только таймер, или комнатный термостат, но и датчик уличной температуры. Это дает возможность потребителю автоматически изменять температуру системы отопления в зависимости от температуры на улице, что обеспечивает повышенный комфорт и дает реальную экономию газа.

Таймер используется для системы отопления или для системы горячего водоснабжения. Он служит для того, чтобы программировать режим работы системы отопления или бойлера ГВС в течение суток или недели.

Комнатный термостат служит для того, чтобы обеспечивать в помещении постоянную заданную температуру. Он работает по принципу отключения котла при достижении нужной температуры в помещении и его включения при уменьшении температуры [4].

Что касается других видов котлов, предназначенных для отопления отдельных жилых и прочих зданий, то они тоже имеют свои плюсы и недостатки, а также определенную долю в рынке котлов.

Так, электрические котлы, как правило, для обогрева принято использовать в достаточно небольших помещениях, где-то до 100 кв.м. потому что, во-первых, они маломощны, во-вторых, энергоноситель в виде электричества обойдется достаточно дорого, так как тарифы на него постоянно растут. Это, пожалуй, относится к самым важным недостатком электрических котлов.

Что касается преимуществ, ими можно считать:

- безопасность в эксплуатации, поскольку в таком котле отсутствует открытое пламя;
- простота при пользовании и контроле за работой котла;
- небольшой размер котла позволяет разместить его не в ущерб интерьеру помещения;
- не требуется какой-то особый уход за котлом.

Жидкотопливные котлы отличаются от газовых котлов лишь только в разнице использования энергоносителя, т.е. жидкотопливный котел работает на солярке. Эти котлы также имеют мощность, способную обогревать многоэтажные индивидуальные дома. Основным недостатком жидкотопливных котлов считается довольно-таки шумная работа горелки, и потому требуется отдельное вне дома помещение для его установки.

Твердотопливные котлы не пользуются большой популярностью в индивидуальных домах для постоянного проживания. Слишком проблематично обеспечение его топливом (дрова, уголь, кокс).

Таким образом, можно смело считать, что газовые котлы являются самыми экономичными при довольно высоком КПД, если местность газифицирована, и газ к дому подведен централизованно. Газовые котлы имеют достаточно высокую мощность по сравнению с электрическими, и с их помощью можно обогревать довольно большие площади индивидуальных домов. Всё это относится к преимуществам газовых котлов.

Если рассматривать недостатки, то они не являются столько серьезными и непреодолимыми, это:

- получение специального разрешения, без которого не положено проводить подключение к газовой сети;

- наличие открытого пламени газовой горелки, т. к. она не закрыта полностью за счет корпуса котла, поэтому требуется осторожность и контроль;
- газовый котел предусматривает обязательное наличие дымохода и помещение, где расположен котел, должно быть хорошо проветриваемым.

Список литературы:

1. Основы современной малой энергетики: учебное пособие. В 3 т. / Э.П. Гужулев, В.В. Шалай, А.Н. Лямин, А.Б. Калистратов. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2006. – 528 с.
2. Дахин С.В. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. – Воронеж: ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2010. – 182 с.
3. Полонский В.М., Титов Г.И., Полонский А.В. Автономное теплоснабжение: – М.: Изд-во ассоциации строительных вузов, 2006. – 152 с.
4. Самарин О.Д. Оценка эффективности энергосберегающих мероприятий в условиях рыночной экономики. // Новости теплоснабжения, 2005/ – № 6. – С. 8–13.
5. Исследования и разработки Сибирского отделения РАН в области энергоэффективных технологий / отв. ред. С.В. Алексеенко. – Новосибирск: Изд. СО РАН, 2009. – 405 с.
6. Санеев Б.Г., Соколов А.Д., Агафонов Г.В., и др. Методы и модели разработки региональных энергетических программ. – Новосибирск: Наука, 2003. – 140 с.

УДК 621.577

**ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЙ ТЕПЛОВОЙ НАСОС С
ГИДРОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ
РЕКРЕАЦИОННЫХ ЗОН**

Елистратов Д.С.

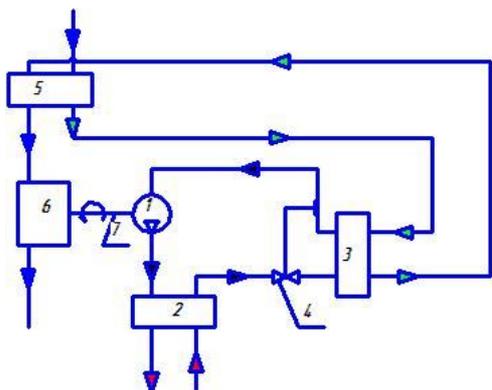
Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: Elistratov_D@mail.ru

Тепловые насосы находят все более широкое применение в сфере теплоснабжения, в том числе на объектах рекреационных зон. По сравнению с традиционными источниками тепловой энергии тепловые насосы обладают рядом преимуществ; не создают загрязняющих выбросов в атмосферу в отличие от угольных и газовых котельных, потребляют значительно меньше электроэнергии в сравнении с электроотоплением. Примером эффективной работы тепловых насосов является Байкальский музей, система отопления, которого была переоборудована с электрической на теплонасосную (см. рис. 1). Это позволило снизить потребление электроэнергии на отопление в 3 раза. В качестве источника низкопотенциальной энергии используется вода озера Байкал с температурой 4 °С.



Рис. 1. Теплонасосный пункт отопления Байкальского музея ИНЦ СО РАН



1. Компрессор
2. Конденсатор
3. Испаритель
4. Терморегулирующий вентиль
5. Промежуточный теплообменник
6. Гидратурбина
7. Вал привода компрессора

- Направление движения фреона в хладагентном тракте
- Циркуляционный контур низкопотенциального источника
- Отопительный контур или ГВС
- Вода приводящая в движение гидратурбину

Рис. 2. Схема теплового насоса с гидроприводом

Зачастую, по причине своей удалённости от населённых пунктов и крупных транспортных развязок рекреационные зоны испытывают дефицит в электрической и тепловой энергии. Так как во многих рекреационных зонах имеются реки с высокой скоростью течения и большим перепадом высот на относительно коротком участке, то выходом в этой ситуации может послужить тепловой насос с гидротурбинным приводом.

Принцип действия теплового насоса с гидроприводом схож с принципом действия рукавной ГЭС с тем только отличием, что к валу рукавной ГЭС присоединён не электрогенератор для выработки электроэнергии, а вал компрессора теплового насоса.

На рисунке 2 приведена схема теплового насоса с гидроприводом.

Так же совместно с валом теплового насоса на вал гидротурбины может быть присоединён генератор электрического тока, это позволит решить проблему тепло и электроснабжения в рекреационных зонах с дефицитом энергоресурсов.

Список литератур:

1. Radermacher R., Hwang Y. Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures. – New York: Taylor and Francis Group, 2005. – 307 p.
2. Тепловой насос Viessmann Vitocal 350. – Режим доступа: http://www.viessmann-moscow.ru/product/pumps/teplovoj_nasos_viessmann_vitocal_350

УДК 621.18

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОПТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ 3D
ГЕОМЕТРИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ
КАЧЕСТВА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОГО
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Двойнишников С.В., к.т.н.

Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: dv.s@mail.ru

Для увеличения динамического диапазона измерения методом фазовой триангуляции необходимо развить метод фазовых шагов для развертывания фазового поля с целью определения абсолютного значения фазового сдвига.

В рамках выполнения данной работы предложен новый метод оптической фазовой триангуляции с расширенным динамическим диапазоном измерения на основе применения метода фазовых шагов и метода бинарного кодирования пикселей [1].

Изображения на источнике формируются последовательность бинарных изображений (интенсивность может принимать значения или 0 или 1), которая однозначно кодирует каждый пиксель на источнике излучения. Алгоритм восстановления координаты пикселя устойчив к расфокусировке изображений и позволяет определить координату пикселя с точностью до функции размытия точки (ФРТ) на принимаемом изображении. ФРТ зависит от геометрического расположения источника и приемника оптического излучения и внутренних параметров используемых оптических элементов. В сочетании с методом фазовых шагов, метод бинарного кодирования пикселей обеспечивает максимально возможный диапазон измерения.

Таким образом, предложенный метод оптической фазовой триангуляции для прецизионной бесконтактной диагностики геометрии паро-

вых турбин позволяет увеличить динамический диапазон измерений в более чем в 10 раз. Применение метода оптической фазовой триангуляции для прецизионной бесконтактной диагностики геометрии паровых турбин, отличающегося расширенным динамическим диапазоном, позволит увеличить точность изготовления турбин и повысить качество современного энергоэффективного теплоэнергетического оборудования.

Проведем оценку погрешности метода оптической фазовой триангуляции для прецизионной бесконтактной диагностики геометрии паровых турбин. Для оценки погрешности определения фазы воспользуемся тем, что при количестве изображений с различными фазовыми сдвигами N погрешность определения фазы устойчивым методом расшифровки фазовых изображений будет не хуже, чем погрешность определения фазы методов фазового сдвига, при условии равномерного распределения фазовых сдвигов на интервале $(0, 2\pi)$. Значение фазы методом фазового сдвига определяется следующим выражением:

$$\varphi = \arctan \frac{\sum_{s=1}^N I_s \sin \varphi_s}{\sum_{s=1}^N I_s \cos \varphi_s}, \quad (1)$$

где φ – искомый сдвиг фазы в точке на изображении. I_s – значение интенсивности на изображении в точке. φ_s – величина фазового сдвига на фазовых картинах.

Источником погрешности в определении фазового сдвига является погрешность измерения интенсивности на изображениях в точке I_s . Предположим, что относительная погрешность измерения интенсивности не превышает значения dI/I . Тогда

$$\varphi + \Delta\varphi = \arctan \frac{\sum_{s=1}^N I_s (1 + \frac{\Delta I}{I}) \sin \varphi_s}{\sum_{s=1}^N I_s (1 + \frac{\Delta I}{I}) \cos \varphi_s}, \quad (2)$$

тогда, используя закон сложения ошибок имеем:

$$\varphi + \Delta\varphi = \arctan \left(\left(1 + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \right) \cdot \frac{\sum_{s=1}^N I_s \sin \varphi_s}{\sum_{s=1}^N I_s \cos \varphi_s} \right), \quad (3)$$

$$\tan(\varphi + \Delta\varphi) = \frac{\sum_{s=1}^N I_s \sin \varphi_s}{\sum_{s=1}^N I_s \cos \varphi_s} + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \frac{\sum_{s=1}^N I_s \sin \varphi_s}{\sum_{s=1}^N I_s \cos \varphi_s}, \quad (4)$$

$$\tan(\varphi + \Delta\varphi) = \tan \varphi + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan \varphi. \quad (5)$$

Используя тригонометрические формулы получим:

$$\tan \varphi + \tan \Delta\varphi = \left(\tan \varphi + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan \varphi \right) \cdot (1 - \tan \varphi \cdot \tan \Delta\varphi), \quad (6)$$

$$\tan \Delta\varphi = \frac{\frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan \varphi}{1 + \tan^2 \varphi + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan^2 \varphi}, \quad (7)$$

$$\Delta\varphi = \arctan\left(\frac{\frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan \varphi}{1 + \tan^2 \varphi + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan^2 \varphi}\right). \quad (8)$$

Определим, при каком значении угла φ , функция будет иметь максимальное значение. При значении угла φ , стремящемся к 0, $\tan(\varphi)$ тоже стремится к нулю. Тогда выражение (8) будет стремиться к $\arctan(0) = 0$. При угле $\varphi = 90$, $\tan(\varphi)$ будет стремиться к бесконечности, а выражение (8) будет стремиться к нулю. Т. к. \arctan – монотонно возрастающая функция, то выражение (8) будет достигать максимума, при максимуме следующего выражения:

$$M(\varphi) = \frac{\frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan \varphi}{1 + \tan^2 \varphi + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \tan^2 \varphi}. \quad (9)$$

Выражение (9) принимает максимальное значение при минимальном значении выражения:

$$K = \frac{1}{\tan \varphi} + \tan \varphi \left(1 + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I}\right). \quad (10)$$

Выражение (10) принимает минимальное значение если $K(\tan(\varphi))$ будет принимать минимальное значение. Из условия экстремума функции K имеем:

$$K'(\tan \varphi) = 0, \quad (11)$$

$$-\frac{1}{\tan^2 \varphi} + 1 + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} = 0. \quad (12)$$

Откуда получаем, что выражение (8) будет принимать максимум при значении $\tan(\varphi)$:

$$\tan \varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I}}}. \quad (13)$$

Тогда $\Delta\varphi$ будет оцениваться выражением:

$$\Delta\varphi = \arctan\left(\frac{1}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I}}}\right). \quad (14)$$

Следовательно, относительная погрешность измерения основанная на измерении сдвига начальной фазы будет выражаться:

$$\theta = \frac{\Delta\varphi}{\pi} = \frac{\arctan\left(\frac{1}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I}}}\right)}{\pi}, \quad (15)$$

т. к. диапазон измеряемых значений фазы ограничен полупериодом синусоиды, то есть π .

Построим зависимость величины θ от величины k :

$$k = \frac{1}{\sqrt{N}} \cdot \frac{\Delta I}{I}, \quad (16)$$

тогда, при $k \rightarrow 0$

$$\theta = \frac{\arctan\left(k \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + 2k}}\right)}{\pi} \approx \frac{k}{\pi}, \quad (17)$$

или

$$\theta = \frac{\Delta I}{\pi \cdot \sqrt{N} \cdot I}. \quad (18)$$

Тогда относительная погрешность измерения, обусловленная методом фазовых шагов будет оцениваться

$$\theta = \frac{\Delta I}{\sqrt{N} \cdot I}, \quad (19)$$

т. к. диапазон функции \arctan , в котором она принимает взаимно-однозначное соответствие равен π .

Полученная аналитическая оценка погрешности измерений, обусловленная методов фазовых шагов, позволяет численно оценить погрешность метода измерения трехмерной геометрии на основе пространственно-временной модуляции источника оптического излучения.

Оценим погрешность измерения 3D геометрии методом фазовых шагов, которую можно достичь, используя современное оборудование. Относительную погрешность тракта источник – приемник оптического излучения можно оценить:

$$\frac{\Delta I}{I} = 2^{(1-b)}, \quad (20)$$

где b – количество бит, кодирующие глубину цвета источника оптического излучения. Современные цифровые видеокамеры обеспечивают

глубину цвета 14 и более бит на канал (например, LeafDigitalCameraBlack). LCD проекторы, которые можно использовать в качестве источника пространственно модулированного оптического излучения, обеспечивают глубину цвета 8 бит на канал. Для оценки погрешности измерения, значение b в выражении (20) возьмем равным 8. Тогда, относительную погрешность тракта источник – приемник оптического излучения можно оценить 0,0078. Пусть в нашей реализации оптоэлектронной измерительной системы количество излучаемых за светок, имеющих различный сдвиг начальной фазы, $N = 1000$. Тогда относительная погрешность измерения 3D геометрии оптоэлектронным методом на основе пространственно-временной модуляции источника оптического излучения, обусловленная использованием метода фазовых шагов будет составлять 0,024 %.

Таким образом, показано, что технические характеристики разработанного метода оптической фазовой триангуляции для прецизионной бесконтактной диагностики геометрии паровых турбин удовлетворяют современным требованиям к измерителям 3D геометрии и являются перспективными для дальнейшего развития. Погрешность измерения, обусловленная использованием метода фазовых шагов составит менее 0,024 % от диапазона измерения.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).

Список литературы:

1. Двойнишников С.В., Шпольвинд К.В. Метод оптической фазовой триангуляции с расширенным динамическим диапазоном измерения // Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики: тезисы докладов X Международной конференции молодых ученых, Новосибирск, 2012. – С. 39.

УДК 621.573

СРАВНЕНИЕ ЦИКЛОВ АВИАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

Иванова А.П., Дьяченко Ю.В. д.т.н.

Новосибирский государственный технический университет, г. Новосибирск

E-mail: yatsan@ngs.ru

В работе рассмотрены две схемы авиационной установки охлаждения воздуха и проведен сравнительный анализ их сравнительный анализ при эквивалентных исходных условиях, посредством эксергетического КПД.

Авиационная система кондиционирования воздуха (СКВ) предназначена для создания комфортных микроклиматических условий [1–3] в гермокабине (ГК) экипажа и пассажирских салонах. Структурно из нее можно выделить две основные теплоэнергетические подсистемы: генерации холода и тепла. В основе системы генерации холода (установка охлаждения воздуха) лежит обратный цикл воздушно-холодильной машины.

В данной работе эффективность установка охлаждения воздуха (УОВ) в составе СКВ оценивается эксергетическим КПД [2]:

$$\eta = \frac{E_{qX}}{E_{\Pi}}, \quad (1)$$

где E_{qX} – полезный эффект E_{Π} – подведенная эксергия.

Схемное решение регенеративной УОВ определяется расположением регенеративного теплообменника (ТР), который может быть расположен как до потребителя холода – ГК, условно назовем ее ТР+ГК [3] (см. рис. 1а), так и после ГК+ТР (см. рис. 1в). На рисунке 1б,г приведена T - S диаграмма схем ТР+ГК и ГК+ТР соответственно.

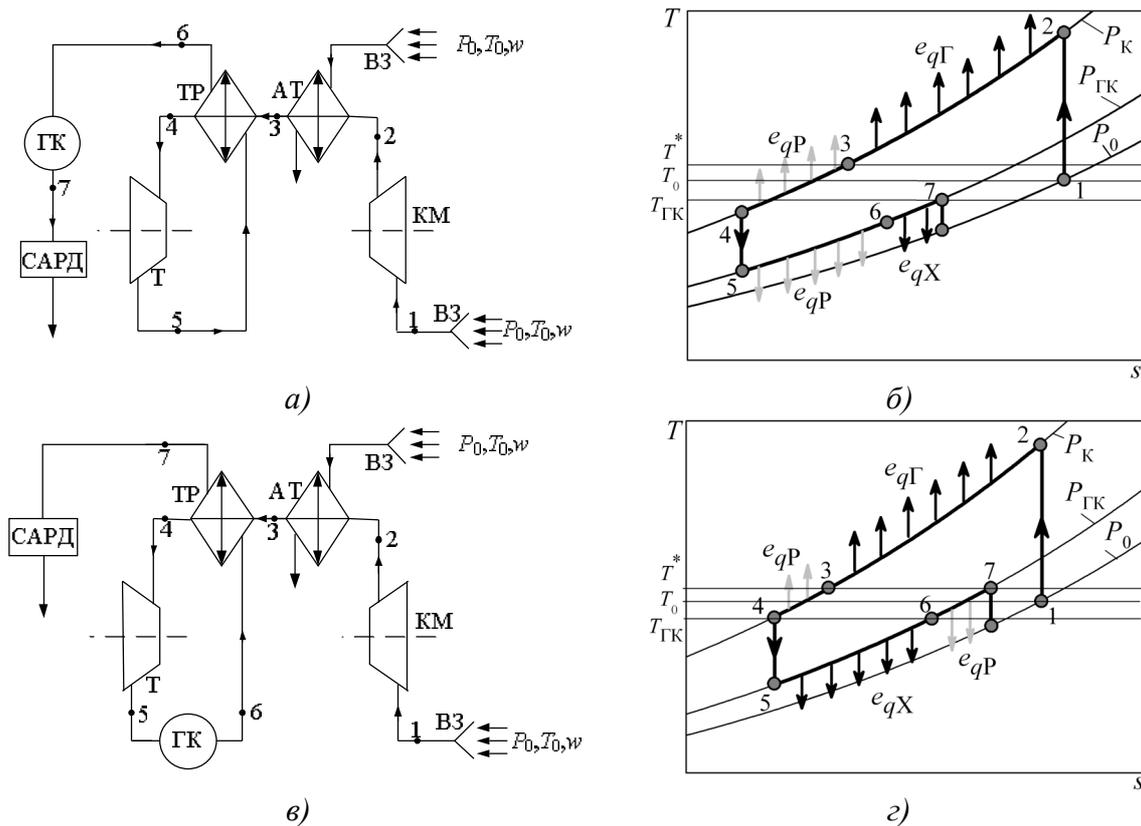


Рис. 1. Регенеративная схема УОВ:

а) ТР+ГК; в) ГК+ТР: ВЗ – воздухозаборник, КМ – турбокомпрессор, АТ – атмосферный теплообменник, ТР – теплообменник-регенератор, Т – турбодетандер, ГК – гермокабина, САРД – система автоматического регулирования давления; б, г) T - S диаграммы циклов

В работе приняты следующие допущения: процессы расширения в турбодетандере (Т) и сжатия в турбокомпрессоре (КМ), протекают с изменением энтропии, процессы теплообмена в атмосферном теплообменнике (АТ), ТР и ГК – протекают при конечной разности температур и изобарно. Схема движения теплоносителя в АТ и ТР приятна противоточной, Эффективность ТР и АТ оценивается коэффициентами тепловой эффективности $\eta_{ТР}$ и $\eta_{АО}$.

Подведенная эксергия для обеих схем, как видно из рисунка 1в, г с учетом выше принятых допущений будет определена:

$$E_i = (T_2 - T_0)c_p = \left(T^* \left(1 + \left[\left(\frac{P_K}{P^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \eta_K^{-1} \right) - T_0(h) \right) c_p, \quad (2)$$

где T^* , P^* – температура и давление заторможенного потока, P_K – давление за компрессором, η_K – адиабатный КПД компрессора, T_0 – температура окружающей среды [1, 4].

Для схемы ГК+ТР полезный эффект определен:

$$E_{qX}^{\hat{A}\hat{E}+\hat{O}\hat{D}} = (T_{\hat{A}\hat{E}} - T_5) \left(1 - \frac{T_0(h)}{T_{\hat{A}\hat{E}}} \right), \quad (3)$$

где

$$T_5 = T_4 \left(1 - \eta_{\hat{A}} \left[1 - \left(\frac{P_K}{P_{\hat{A}\hat{E}}} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] \right), \quad (4)$$

$$T_4 = (T_2 - \eta_{АО}(T_2 - T^*)) (1 - \eta_{ТР}) + \eta_{ТР} T_{\hat{A}\hat{E}},$$

где

η_D – адиабатный КПД турбодетандера.

Для схемы ТР+ГК:

$$E_{qX}^{\hat{O}\hat{D}+\hat{A}\hat{E}} = (T_{\hat{A}\hat{E}} - T_6) \left(1 - \frac{T_0(h)}{T_{\hat{A}\hat{E}}} \right), \quad (5)$$

где

$$T_6 = T_3 \left[1 - \frac{(1 - \eta_{ТР}) \eta_{\hat{A}} \left(1 - \left(\frac{P_K}{P_{\hat{A}\hat{E}}} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right)}{1 - \eta_{ТР} \left(1 - \eta_{\hat{A}} \left[1 - \left(\frac{P_K}{P_{\hat{A}\hat{E}}} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] \right)} \right], \quad (6)$$

$$T_3 = T_2 - \eta_{AO} (T_2 - T^*).$$

Для того, чтобы оценить КПД сравниваемых схем введем коэффициент сравнительной эффективности X , для этого разделим выражение (3) на выражение (5), учитывая что T_5 и T_6 определяются соответственно (4) и (6):

$$X = \frac{T_{\text{АЭ}} - T_5}{T_{\text{АЭ}} - T_6}. \quad (7)$$

Ниже (см. рис. 2) приведены графики зависимости от исходных параметров, рассчитанных по (7).

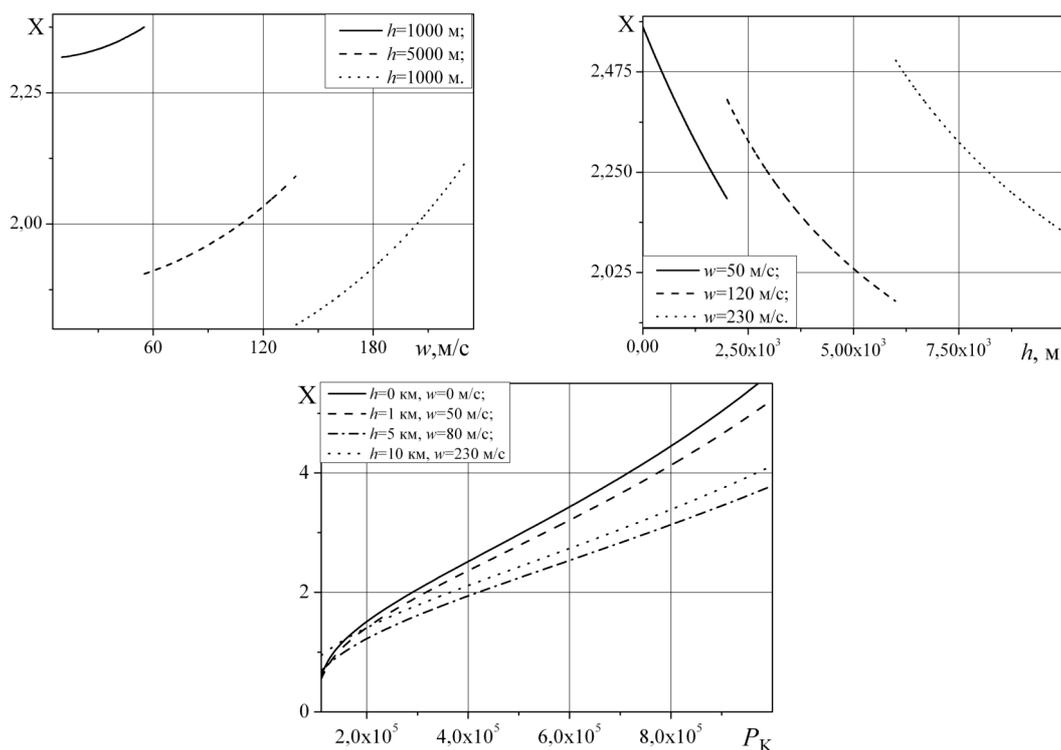


Рис. 2. Коэффициент сравнительной эффективности от исходных параметров. $\eta_D, \eta_K = 0,8$; $\eta_{TP} = 0,7$; $\eta_{AO} = 0,8$

Из графиков видно, что эффективность схемы ГК+ТР всегда превышает эффективность схемы ТР+ГК, вследствие того, что расположение ГК после турбодетандера дает больший градиент температур, входящих в числитель (1). Тем не менее, на практике реализована схема с наименьшей эффективностью, во всем рассматриваемом диапазоне исходных условий. Это можно объяснить несколькими причинами: расположение ГК после ТР упрощает технологию сборки конструкций и эксплуатационное обслуживание; кроме того при работе системы ТР+ГК на влажном воздухе в «холодном» тракте ТР происходит конденсация водяного пара, что уменьшает вероятность обмерзания проточной части

системы и лопаток турбины; отсутствие методики сравнения эффективности рассматриваемых схем.

Список литературы:

1. Авиационные Правила. Нормы летной годности самолетов транспортной авиации. – М.: Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова, 1994. – Ч. 25. – 45 с.
2. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
3. Дьяченко Ю.В. Исследование термодинамических циклов воздушно-холодильных машин: монография. – Новосибирск: Изд-во НГТУ. – 404 с.
4. Иванова А.П. Регенеративный цикл авиационной установки охлаждения воздуха. // Проблемы и перспективы развития авиации и авиастроения России: Всероссийская научно-техническая конференция. – Уфа: УГАТУ, 2013. – 251 с.

УДК УДК 620.92

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОЦЕНКИ ТОПЛИВНО-
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ ТОМСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА С ВУЗАМИ СТРАНЫ**

Климова Г.Н., к.т.н., Сеницына Е.Е.

Томский политехнический университет, г. Томск

Email: masana_super@mail.ru

Основная цель проведения энергетического обследования томских вузов заключалась в оценке фактического технического состояния установленного энергопотребляющего оборудования, проверке его соответствия проектным характеристикам и выдача рекомендаций по энергосбережению финансовых затрат за энергопотребление.

Для анализа энергопотребления используются данные энергообследования ТПУ и ТГУ, а также ВУЗов Приволжского Федерального округа (ПФО) [1]. Энергообследование ТГУ и ТПУ проводилось с большой разницей во времени. В ТПУ в 2012 году, а ТГУ в 1997 году. Рассматривая их можно сделать выводы, почему изменились или остались прежними некоторые энергоресурсы. Однако стоит учесть, что общая площадь объектов ТПУ и ТГУ значительно различается. Так у ТПУ площадь составляет 291 тыс. кв. м., а у ТГУ 187 тыс. кв. м.

Потребление тепла в ТПУ в 2007, 2008 и 2009 году составило соответственно 63370, 69502 и 66140 Гкал. В ТГУ схожие данные, в 1997 г. потребление тепла составило 66140 Гкал. Это можно объяснить тем, что большинство тепла расходуется на отопление помещений, а объемы этих помещений не изменились за последние 10 лет. Расход горячей воды тоже значительно не изменилось. Но учитывая разницу в площади можно сказать, что потребление тепла в ТГУ выше, чем потребление

тепла в ТПУ. Зная, что в ТПУ потребление тепла (по общежитиям 0,056396 Гкал на куб. м., по учебным корпусам 0,0511 Гкал на куб. м.) на грани нормы (норматив для общежитий 0,0289 Гкал на куб. м., для учебных корпусов 0,031492 Гкал на куб. м.), то получается, что ТГУ не входит в рамки нормативного потребления тепла, по крайней мере, на момент обследования [2, 3].

Если сравнивать потребление тепловой энергии в ТПУ и ТГУ в один и тот же период (см.табл. 1), то можно заметить что в течение 3-х лет в ТГУ потребление возросло в 2,5 раза, а в ТПУ снизилось в 1,2 раза.

Таблица 1. – Потребление ТЭ в ТПУ и ТГУ

Года	Потребление ТЭ, Гкал	
	ТГУ	ТПУ
1995	81556	26725,3
1996	77208	50926,8
1997	66970	66764,7

Что касается электроэнергии, то ее потребление в ТПУ за 2007, 2008 и 2009 год изменилось с 15411 до 18517 тыс. кВтч. А в ТГУ с 1995 по 1997 год существенных изменений не произошло, потребление составило 6,618, 7,058 и 6,299 соответственно. Такое большое расхождение в данных легко обосновывается разницей во времени проведения энергетического обследования. С 1997 года сильно увеличилось количество оборудования, на которое расходуется большее количество электрической энергии [2, 3].

Некоторые мероприятия по энергосбережению остались теми же, например замена окон, что бы не было потери тепла через оконные проемы. Так же происходит замена ламп накаливания на люминесцентные. Эти мероприятия, как и многие другие, связанные с заменой и установкой какого-либо оборудования, выполняются. Однако человеческий фактор не позволяет осуществить некоторые из них, такие как рациональное использование осветительных установок. Эта проблема есть как в ТГУ и ТПУ, так и в других учреждениях. Как правило, после занятий забывают выключать свет и компьютеры. Это можно исправить при помощи автоматики, которая будет следить за тем, что бы электроэнергия на осветительные установки не растрчивалась в пустую.

Далее сравним удельное потребление энергоресурсов ТПУ и университетов Приволжского федерального округа (ПФО). Так как обследование ВУЗов ПФО проходило в период с 2004 по 2007 гг., а в ТПУ с

2007 по 2008 гг., то сравнение будем проводить на основании данных за 2007 год [1].

Начнем со средних удельных затрат на топливно-энергетические ресурсы (ТЭР). Удельные затраты на ТЭР приведены на рисунках 1, 2.

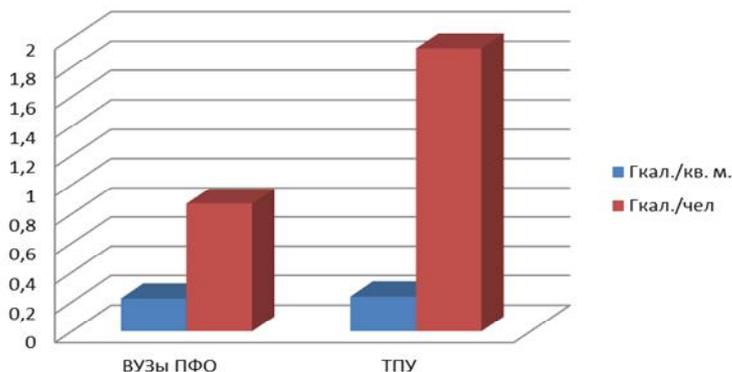


Рис. 1. Удельные затраты на ТЭР по корпусам

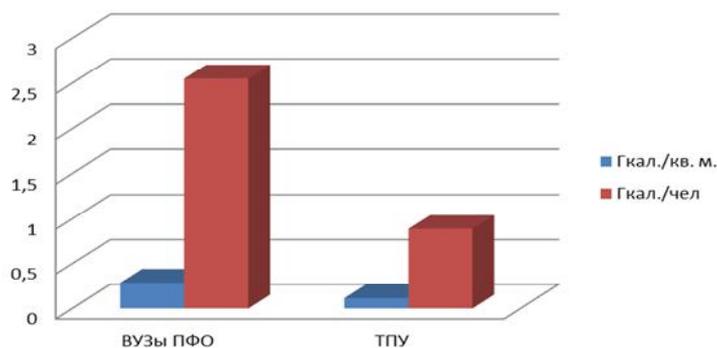


Рис. 2. Удельные затраты на ТЭР по общежитиям

Очевидно, что удельное количество ТЭР на кв. м отличается только в общежитиях, как и удельное количество ТЭР на одного учащегося. Это можно объяснить тем, что количество студентов во всех ВУЗах ПФО значительно больше, чем в ТПУ.

Разница между удельным потреблением в ВУЗах ПФО и ТПУ не существенна, если рассматривать потребление т. у. т./кв. м (см. табл. 2). Но если рассматривать потребление ТЭР в т. у. т/1 учащегося, то разница огромная [1, 3].

Таблица 2. – Потребление и тарифы ТЭР

Название	Потребление ТЭР		Тарифы на ТЭР	
	т. у. т./кв. м.	т. у. т./1 учащегося	ЭЭ, руб./кВтч	ТЭ, руб./Гкал
ВУЗы ПФО	44	0,332	1,6	522
ТПУ	48,5	1,136	1,7	579,58

Доля затрат на оплату энергоресурсов в ТПУ составляет 59,7 % по корпусам, 29,7 % по общежитиям и 10,6 % по прочим объектам. Что касается ВУЗов ПФО, то они имеют практически идентичные доли затрат, а именно: 60 % по корпусам, 28 % по общежитиям и 12 % по прочим объектам.

Сравним тарифы на электроэнергию (ЭЭ) и ТЭ за 2007 год в ТПУ и ВУЗах ПФО (см. табл. 2). Разница в тарифах не особо существенная, но это влияет на разницу по оплате за ЭЭ и ТЭ.

Удельный расход электроэнергии в ТПУ составил 53,52 кВтч в год/кв. м., что мало чем отличается от ВУЗов ПФО: 50 кВтч в год/кв. м. Однако, если рассмотреть удельный расход потребления ЭЭ на человека, то разница значительно увеличивается: в ТПУ удельный расход составляет 1,251 кВтч в год/чел., а в ВУЗах ПФО соответственно 0,356 кВтч в год/чел [1, 3].

Удельный расход теплоэнергии имеет ту же тенденцию, что и удельный расход ЭЭ. Данные приведены в таблице 3 [1, 3].

Таблица 3. – Удельный расход теплоэнергии

Название	Удельный расход теплоэнергии	
	т. у. т./кв. м.	т. у. т./чел.
ВУЗы ПФО	260	220,08
ТПУ	1,6	5,14

Рассмотрев удельные показатели ТПУ и ВУЗов ПФО можно сказать, что потребление ТЭР в разных ВУЗах практически одинаково. Различия состоят в том, что во всех вузах различное количество студентов. Также в разных городах России тарифы могут не соответствовать друг другу. Это приводит к тому, что затраты на ТЭР могут сильно отличаться в разных учебных заведениях. Причиной разного потребления ТЭР могут быть климатические условия. Так к примеру, средняя температура воздуха в январе и феврале в ПФО составляет –10, –15 градусов, тогда как в Томске средняя температура за январь и февраль составляет –18, –20 градусов. Схожие климатические условия обосновывает незначительную разницу между потреблением ТЭР [4].

Список литературы:

1. Статистическая и нормативная модели формирования лимитов на энергоресурсы для ВУЗов ПФО /Л.В. Дудникова, О.В. Скуднова, Н.А. Дудникова. – Режим доступа: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2035.
2. Программа энергосбережения ТГУ, 1997 г.
3. Программа энергосбережения ТПУ, 2012 г.
4. Поволжье. Климат. – Режим доступа: <http://www.turlog.ru>.

О ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО ДОБЫЧЕ ТЯЖЕЛЫХ НЕФТЕЙ, ПРИРОДНЫХ БИТУМОВ И НЕФТЯНЫХ СЛАНЦЕВ

Липаев А.А., д.т.н.

Альметьевский государственный нефтяной институт, г. Альметьевск

E-mail: lipaevagni@yandex.ru

Нетрадиционные источники нефтяного сырья все больше привлекают к себе внимание, что с одной стороны обусловлено истощением запасов обычных «легких» нефтей, а с другой – теми огромными возможностями, которые таит в себе отмеченное выше сырье, как для решения энергетических проблем, так и для глубокой химической переработки.

Между тем традиционных учебниках и учебных пособиях по разработке нефтяных месторождений вопросам добычи тяжелых нефтей (ТН), природных битумов (ПБ) и нефтяных сланцев (НС) уделяется недостаточное внимание. До сих пор не существует единой классификации углеводородов и в соответствии с этим классификации методов их разработки.

В связи с тем, что добыча тяжелых углеводородов уже вступила в практическую плоскость, требуется соответствующая подготовка инженерных кадров, разработка новых учебных планов и литературы.

Предлагается в качестве дополнения и развития традиционных учебников новое учебное пособие по разработке месторождений тяжелых нефтей и природных битумов. Оно может быть полезно и для добычи нефтяных сланцев.

Пособие, объемом 496 страниц состоит из четырех разделов, введения и заключения. Список используемой литературы включает 211 наименований.

В первом разделе даются общие сведения о тяжелых углеводородах: проблема терминологии и классификации нефтей, показана ресурсная база ТН и ПБ, сложный многокомпонентный состав сырья и возможности его использования в народном хозяйстве, приведены методика и результаты исследований тепловых свойств горных пород, рассмотрены типы залежей сверхвязких нефтей и битумов и в соответствии с этим дана классификация методов их разработки.

Существующие методы добычи нефтей впервые разделены на две большие группы: очистные и фильтрационно-дренажные. При этом очистные методы (открытые и шахтные) предполагают извлечение уг-

леводородов вместе с содержащей их породой, а в дальнейшем отделение нефти в заводских условиях. В случае применения фильтрационно-дренажных способов (скважинные, термошахтные) нефть добывается с помощью её вытеснения из пласта или дренажа.

Во втором разделе рассмотрена скважинная разработка нефтяных месторождений с применением тепловых и так называемых «холодных» методов. Дана классификация тепловых технологий, понятия и термины, используемые при анализе и расчете этих методов, приведены технологии нагнетания в пласт теплоносителей и генерации тепла в пласте, а также комбинированные технологии.

В разделе даны основы проектирования разработки месторождений ТН и ПБ тепловым методом, контроля и регулирования процессов в нефтяном пласте.

Особое внимание уделено экологическим проблемам тепловых методов добычи тяжелых углеводородов.

В третьем разделе представлены рудничные и комбинированные методы разработки месторождений ТН и ПБ. Описывается открытая или карьерная добыча тяжелых углеводородов: физико-технические и технологические характеристики битумоносных пород, технологические процессы и системы открытой разработки, дается оценка экологического влияния этих работ на окружающую среду.

В разделе приведена классификация шахтных способов добычи ТН и ПБ, рассмотрены технологии шахтной очистной и дренажной разработки, скважинной гидродобычи, особое влияние уделено термошахтному методу.

Четвёртый раздел посвящен опыту и проблемам освоения запасов тяжелых высоковязких нефтей и природных битумов в стране и за рубежом.

В заключении предлагаются критерии выбора методов разработки месторождений ТН и ПБ с учётом их сложного состава и необходимость сохранения при добыче попутных полезных компонентов.

Предлагаемая работа является первым в стране учебным пособием, в котором системно рассмотрены проблемы освоения тяжелых углеводородов.

Список литературы:

1. Липаев А.А. Разработка месторождений тяжелых нефтей и природных битумов. – Москва, Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2013. – 496 с.

ИЗ ОПЫТА ПРЕПОДАВАНИЯ ХИМИИ В КГЭУ

Гайнутдинова Д.Ф., к.х.н., Гибадуллина Х.В., к.х.н., Заббарова Р.С., к.х.н.
Казанский государственный энергетический университет, г. Казань
E-mail: khimiya_kgeu@mail.ru

Дисциплина «Химия» формирует профессиональные компетенции бакалавров в области энергетики. К числу важнейших компетенций относятся готовность выпускников использовать основные естественнонаучные знания в профессиональной деятельности. Интенсифицировать процесс обучения позволяют интерактивные методы. Если формы и методы интерактивного обучения применяются регулярно, то у обучающихся формируются продуктивные подходы к овладению информацией, повышается мотивация и вовлеченность студентов, процесс обучения становится более осмысленным и плодотворным.

В интерактивной форме проводятся лекции, являющиеся наиболее экономичным способом передачи знаний. В методическом арсенале преподавателей кафедры химии КГЭУ: проблемная лекция; лекция провокация (с запланированными ошибками); лекция визуализация; лекция «пресс-конференция»; лекция-диалог.

Проблемная лекция. Преподаватель в начале и по ходу изложения учебного материала создает проблемные ситуации и вовлекает студентов в их анализ. Разрешая противоречия, заложенные в проблемных ситуациях, обучаемые самостоятельно могут прийти к тем выводам, которые преподаватель должен сообщить в качестве новых знаний.

Лекция с запланированными ошибками (лекция-провокация). После объявления темы лекции преподаватель сообщает, что в ней будет сделано определенное количество ошибок различного типа: содержательные, методические, поведенческие и т. д. Студенты в конце лекции должны назвать ошибки.

Лекция-визуализация. В данном типе лекции передача преподавателем информации студентам сопровождается показом различных рисунков, структурно-логических схем, опорных конспектов, диаграмм и т. п. с помощью ТСО и ЭВМ (слайды, видеозапись, дисплеи, интерактивная доска и т. д.).

Лекция «пресс-конференция». Преподаватель просит студентов письменно в течение 2–3 минут задать ему интересующий каждого из них вопрос по объявленной теме лекции. Далее преподаватель в течение 3–5 минут систематизирует эти вопросы по их содержанию и начинает читать лекцию, включая ответы на заданные вопросы в ее содержание.

Лекция-диалог. Содержание подается через серию вопросов, на которые студенты должны отвечать непосредственно в ходе лекции.

ИНТЕРАКТИВНЫЕ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ ХИМИИ В КГЭУ

Гайнутдинова Д.Ф., к.х.н., Гибадуллина Х.В., к.х.н., Заббарова Р.С., к.х.н.
Казанский государственный энергетический университет, г. Казань
E-mail: khimiya_kgeu@mail.ru

Федеральные государственные образовательные стандарты высшего профессионального образования третьего поколения имеют практико-ориентированный смысл, выраженный через профессиональные компетенции. В учебных планах направлений 140100 Теплоэнергетика и теплотехника, 140400 Электроэнергетика и электромеханика в базовую часть естественно-научного цикла включена дисциплина Б.2 «Химия». При преподавании дисциплины на лекциях и лабораторно-практических занятиях преподаватели кафедры химии КГЭУ применяют интерактивные формы обучения. Интерактивным обучением считается межличностное взаимодействие (преподаватель – студент), работа в малых группах на основе сотрудничества, «диалоговое», дистанционное обучение, использование интернет-тренажеров. Основное отличие интерактивных упражнений и заданий от обычных в том, что они направлены не только и не столько на закрепление уже изученного материала, сколько на изучение нового. Преподаватели, успешно работающие в интерактивном режиме, организуют учебное пространство, помогают студентам проявлять самостоятельность в интеллектуальном поведении, обучении. При их применении повышается качество знаний студентов, возрастает познавательный интерес к изучению дисциплины, развивается активность, инициативность, уверенность и самостоятельность обучаемых.

Образовательные технологии, используемые на кафедре при формировании общекультурных и профессиональных компетенций, это – лекции с элементами беседы, с использованием мультимедийных средств; дискуссии, работа в малых группах (на лабораторном практикуме), информационные технологии (интерактивное взаимодействие посредством дистанционной среды); образовательные сайты.

При работе в малых группах со студентами на лабораторно-практических занятиях используются интерактивные задания и упражнения, тесты различного уровня сложности.

Интерактивные формы и методы применимы, если студенты имеют приблизительно одинаковый уровень знаний и навыки работы с учебным материалом. Среди проблем, мешающих применению интерактивных форм, обучения, это – ограничение широкого доступа к современным информационным технологиям на занятиях (мало компьютеров), не высокий уровень знаний абитуриента, трудоемкость усилий преподавателя для подготовки к занятиям такого вида.

ПРОЕКТНАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ СТУДЕНТОВ В ПРОЦЕССЕ ОБУЧЕНИЯ ХИМИИ

Сироткина Л.В., к.х.н.

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань

E-mail: khimiya_kgeu@mail.ru

Происходящие во многих сферах современного общества изменения требуют корректировки методических и технологических аспектов образования. Акцент переносится на формирование у студентов способности самостоятельно мыслить, добывать и применять знания; тщательно обдумывать принимаемые решения и чётко планировать действия; эффективно сотрудничать в разнообразных по составу и профилю группах [1]. Это требует широкого внедрения в образовательный процесс альтернативных форм и способов ведения образовательной деятельности.

В высшей школе наиболее подходящей формой организации учебной деятельности являются научно-исследовательские проекты. К настоящему времени сложились следующие стадии разработки проекта: разработка проектного задания и самого проекта, оформление результатов, общественная презентация, рефлексия [2].

Преподаватель оказывает помощь студенту в разработке тем научных исследований, подборе списка литературы, подготовке докладов, а также консультирует по возникающим вопросам. Работая в лаборатории, студент приобретает навыки практической работы с реактивами и приборами. Таким образом, в процессе работы над научно-исследовательской темой у студента формируется комплекс умений, подкреплённых теоретической базой. Результаты своих научно-исследовательских работ студенты представляют на студенческих и других конференциях.

В последние годы большое внимание уделяется экологическим проблемам. Для их решения требуется комплексный подход и знания из различных областей.

Студентам КГЭУ было предложено изучение экологического состояния водных объектов, так как обеспечение высокого качества водных теплоносителей ТЭС и АЭС является важнейшей задачей современной теплоэнергетики. В связи с этим актуальна тема исследовательской работы «Определение технологических параметров качества природных вод». Ее результаты позволяют прогнозировать дальнейшие изменения параметров качества природной воды, применяемой на ТЭЦ, а также правильную организацию процессов водоподготовки и осуществ-

ление возможного перехода на новые способы очистки. Результаты этой научной работы были представлены на научно-практической конференции.

Формирование состава природных вод происходит в результате взаимодействия воды с окружающей средой. Растворенные в воде вещества вызывают различные неполадки в работе энергетического оборудования. В тепловом цикле важную роль играют качественные характеристики исходной воды: жесткость, щелочность, окисляемость, кислотность среды.

В качестве объекта изучения были выбраны следующие источники природной воды: река Волга, река Казанка, река Илеть, озеро Кабан, озеро Яльчик, озеро Глухое. В результате проведенных анализов выяснилось, что во всех видах исследуемой воды отсутствует гидратная щелочность; общая щелочность воды определяется только бикарбонатной щелочностью; рН проб воды находится в пределах от 6,7–7,5. Наибольшие значения окисляемости исследуемой воды наблюдается в реке Волга и в озерах Яльчик и Глухое. По значениям общей жесткости наиболее мягкая вода содержится в лесных озерах Яльчик и Глухое. Наибольшее значение общей и кальциевой жесткости воды достигается в озере Кабан и реке Казанка.

При эксплуатации современного энергетического оборудования на ТЭЦ в зависимости от технологических показателей и целей использования природной воды применяют разнообразные методики ее обработки. Подобное исследование позволяет выбрать оптимальную схему очистки воды с наименьшими экономическими и энергетическими затратами.

Список литературы:

1. Андреев В.И. Педагогика высшей школы. Инновационно-прогностический курс. – Казань: Центр инновационных технологий, 2008. – 500 с.
2. Селевко Г.К. Современные образовательные технологии: Учебное пособие для педагогических вузов и институтов повышения квалификации. – Москва: Народное образование, 1998. – 255 с.

УДК 536.4

**«СИСТЕМНАЯ ИНЖЕНЕРИЯ», КАК БАЗОВАЯ ДИСЦИПЛИНА
ПРИ ПОДГОТОВКЕ МАГИСТРОВ ПО НАПРАВЛЕНИЮ
141100.68 «ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»**

Заворин А.С., д.т.н., Тайлашева Т.С., к.т.н., Буваков К.В., к.т.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: taylasheva@tpu.ru

Сегодня обществом накоплена масса фундаментальных и прикладных знаний, создан огромный информационный ресурс и главной целью становится подготовка специалистов к созданию новой конкурентоспособной продукции и новых рынков за счет умелого управления знаниями. Инновации в технике и в технологиях в настоящее время формиру-

ются на междисциплинарной основе в результате передачи знаний из одной области в другую. Распределение и комбинация фундаментальных и прикладных знаний, а главное их использование «неожиданным образом» в практических целях становится главной задачей инженера в его будущей инновационной деятельности.

Образовательная программа по направлению «Энергетическое машиностроение» направлена на подготовку магистров для отрасли, связанной с наукоемким производством и ресурсоэффективной эксплуатацией энергетического оборудования. В связи с этим выпускники программы готовятся к разнообразной деятельности, простирающейся от создания до эксплуатации агрегатов, установок и их систем, которые в качестве рабочих процессов реализуют различные формы преобразования энергии. Особенностью образовательной программы является приоритетная ориентация на формирование профессиональных компетенций, необходимых для проектно-конструкторской деятельности в составе крупных конструкторских подразделений энергомашиностроительных фирм. Отсюда исходят реальные требования к подготовке магистров техники и технологий, в том числе к компетентностям, развиваемым в работе как единолично, так и в команде, через умение достигать решения приближенных к производственным задач, используя междисциплинарные подходы.

Дисциплина «Системная инженерия» в основной образовательной программе подготовки магистров по направлению 141100.68 «Энергетическое машиностроение» планируется реализовать на первом году обучения в цикле профессиональных дисциплин. Временной ресурс дисциплины весьма ограничен: 8 часов лекционных занятий, 24 часа практических занятий и 80 часов самостоятельной работы.

Лекционные занятия планируется посвятить знакомству студентов с основными терминами и понятиями в системной инженерии, оценки понятия «жизненный цикл системы» на примере объектов будущей профессиональной деятельности. На практических занятиях планируется работа под общим названием «Адаптированный проект» - это виртуальный инженерный проекта. Основной задачей этой работы заключается в знакомстве студента со всеми этапами жизненного цикла («от идеи до смерти») на примере объектов будущей профессиональной деятельности. Студентам будет предложено составить «Техническое задание», разработать структуры, плана, требований к разделам виртуального инженерного проекта, выполнить разработку требований по производству и монтажу, а также составить программы наладки, эксплуатационных мероприятий, производственного ремонта, технические задание на модернизацию. Такая структура учебной подготовки позволяет учитывать закономерности поэтапного усвоения знаний, умений, навыков и максимально соответствовать специфике профессиональной деятельности будущего специалиста.

КРИТЕРИИ И ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПОДГОТОВКИ ВЫПУСКНИКА ВУЗА

Буваков К.В., к.т.н., Долгих А.Ю.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: kvb@tpu.ru

Важнейшей составляющей всей системы менеджмента качества образовательных услуг является качество подготовки выпускников вуза. При этом последние должны рассматриваться, с одной стороны, как потребители (информации, которую они получают в вузе), с другой – как поставщики собственных знаний, умений и навыков работодателю.

Подход к пониманию качества образования можно представить на основе взаимодействия следующих последовательностей: а) носитель знаний – передача знаний – получатель знаний; б) методический подход передачи знаний – фундаментальность знаний – востребованность полученных знаний – получение дополнительных новых знаний.

Качество образования определяется прежде всего уровнем (качеством) носителя знаний – профессорско-преподавательского состава (ППС), который передает эти знания с помощью различных методик обучающимся. В зависимости от основательности и систематизации полученных знаний обучающиеся могут:

- успешно осваивать учебные дисциплины, базирующиеся на знаниях базовых дисциплин, изученных на предыдущих стадиях образовательного процесса;

- выдержать конкурсные экзамены при поступлении в магистратуру, аспирантуру или на второе высшее образование;

- пройти жесткий конкурсный отбор при устройстве на работу.

Система менеджмента качества в образовании, в свою очередь, строится на следующих принципах:

- ориентация на потребителя (жесткая конкуренция на рынке труда требует мобильности и динамичности системы менеджмента);

- понимание и выполнение требований к образованию с учетом достижений научно-технического прогресса и международных стандартов;

- постоянное совершенствование образовательного процесса с учетом результатов мониторинга и самоанализа.

Исходя из подхода к пониманию качества образования, можно выделить следующие блоки показателей качества: 1) Качество ППС. 2) Мотивация ППС. 3) Уровень материально-технической базы учебного процесса. 4) Наполнение учебных программ и планов. 5) Качество студентов. 6) Качество инфраструктуры. 7) Качество знаний. 8.) Инновационная активность руководства. 9) Внедрение системных

инноваций. 10) Востребованность выпускников. 11) Конкурентоспособность выпускников на рынке труда. 12) Достижения выпускников.

Как же определить качество ППС? Вопрос этот является ключевым, ответ на него будет определять содержание образования, качество учебных программ, методику обучения, конкурентоспособность выпускников на рынке труда и другие составляющие качества образования. Поэтому качество ППС – понятие комплексное, включающее в себя: уровень компетентности – знания и опыт в определенной области науки и практики; системное саморазвитие; потребность и способность заниматься преподавательской деятельностью; наблюдательность – способность подмечать характерные особенности студентов; научно-исследовательскую активность; цитируемость; известность; наличие научной школы.

Безусловно, качество образования зависит от мотивации персонала. У преподавателей должен быть соответствующий социальный и финансовый статус, что обеспечит привлекательность преподавательской работы.

Конечным продуктом образовательного процесса является потребитель знаний – обучающийся. Именно для удовлетворения его потребностей читаются лекции, пишутся учебники и методические пособия, разрабатываются инновационные технологии и т.д. Качество обучающегося можно охарактеризовать с помощью следующих показателей: знания и навыки по дисциплинам специализации; владение компьютером и иностранным языком; желание учиться и самосовершенствоваться; интеллект; духовность; одаренность; патриотизм; память; дисциплинированность; настойчивость; работоспособность; наблюдательность; планирование карьеры и др.

Исходя из вышеизложенного, сформулируем основные выводы:

- качество образования необходимо рассматривать как многомерное понятие, для раскрытия которого целесообразно подходить с позиций процессного подхода системы менеджмента качества образовательных услуг;
- качество образования – востребованность полученных знаний и применения их как инструмента для достижения конкретной цели и повышения качества жизни;
- система менеджмента качества образовательных услуг, ориентированная на современные информационные технологии, использующая последние достижения теории и практики, должна быть неотъемлемой частью менеджмента управления вузом;
- наличие системы качества вуза будет означать для работодателей гарантированное качество выпускников, что будет способствовать повышению конкурентоспособности вуза в целом и повышению престижа выпускников у работодателей.

СОДЕРЖАНИЕ

Пленарные доклады

Саломатов В.В. ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТАЯ ТЭС С СЖИГАНИЕМ УГЛЯ В ВИХРЕВОМ ПОТОКЕ В КОНЦЕПЦИИ МУЛЬТИПРОДУКТОВОГО КЛАСТЕРА.....	3
Каплун А.Б., Мешалкин А.Б. ЕДИНОЕ МАЛОПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ДЛЯ ИНЖЕНЕРНЫХ РАСЧЕТОВ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВЕЩЕСТВ.....	19

Секционные доклады

Накоряков В.Е., Елистратов С.Л., Мисюра С.Я. ДИФФУЗИОННОЕ ГОРЕНИЕ МЕТАНА.....	23
Молчугев Е.В. ФИЗИКА РОСТА ПУЗЫРЕЙ ПРИ КИПЕНИИ ДИСТИЛЛИРОВАННОЙ ВОДЫ НЕДОГРЕТОЙ ДО ТЕМПЕРАТУРЫ НАСЫЩЕНИЯ.....	26
Хромова Е.М., Опарина И.П. ВЛИЯНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОЕМКОСТЕЙ ПАРА И УДЕЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ ИСПАРЕНИЯ – КОНДЕНСАЦИИ ОРОШАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ГАЗОВ.....	31
Шильев М.И., Хромова Е.М., Толстых А.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ФОРСУНОЧНЫХ И БАРБОТАЖНЫХ АППАРАТАХ.....	34
Куйбин П.А., Агафонцева М.В. ДИНАМИКА ТОНКИХ ВИНТОВЫХ ВИХРЕЙ В МАЛОВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ...	38
Губина Е.В., Половников В.Ю. АНАЛИЗ МАСШТАБОВ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ТЕПЛОПРОВОДОВ В УСЛОВИЯХ УВЛАЖНЕНИЯ ИЗОЛЯЦИИ С УЧЕТОМ ИСПАРЕНИЙ ВЛАГИ.....	41
Пискунов М.В., Лазарев Д.М., Половников В.Ю. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ИЗОЛЯЦИИ.....	45
Агальцов А.М., Вавилов С.Н. ИССЛЕДОВАНИЕ СХОДА ПАРОВОЙ ПЛЕНКИ ПРИ КИПЕНИИ НЕДОГРЕТОЙ ВОДЫ.....	49
Аникин Ю.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ В ПРОСТЕЙШЕЙ МОДЕЛИ ВИХРЕВОЙ ТОПКИ.....	53
Хайбуллина А.И., Хайруллин А.Р., Синявин А.А., Ильин В.К. ТЕПЛООБМЕН В КОРИДОРНОМ ПУЧКЕ ТРУБ ПРИ НАЛОЖЕНИИ НА ПОТОК НИЗКОЧАСТОТНЫХ НЕСИММЕТРИЧНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ.....	58

Шваб А.В., Марценко А.А., Марценко М.С. МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ПРОЦЕССА УСРЕДНЕНИЯ ВЫСОКОКОНЦЕНТРИРОВАННОЙ ГРАНУЛИРОВАННОЙ СРЕДЫ В СМЕСИТЕЛЬНОМ БУНКЕРЕ.....	60
Иванова Е.В. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ПОЛИМЕРИЗАЦИИ МНОГОЖИЛЬНОГО КАБЕЛЬНОГО ИЗДЕЛИЯ.....	64
Волков Р.С., Стрижак П.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛНОТЫ ИСПАРЕНИЯ ОДИНОЧНЫХ КАПЕЛЬ ВОДЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЧЕРЕЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ.....	66
Высокоморный В.С., Высокоморная О.В., Стрижак П.А. КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГО-СНАБЖЕНИЯ УДАЛЕННЫХ ЛИНЕЙНЫХ ОБЪЕКТОВ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ РОССИИ...	70
Глушков Д.О., Стрижак П.А. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ ЗАЖИГАНИИ ТВЕРДЫХ, ЖИДКИХ И ГЕЛЕОБРАЗНЫХ ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЙ ИСТОЧНИКАМИ НАГРЕВА МАЛЫХ РАЗМЕРОВ.....	74
Барбин Н.М., Терентьев Д.И., Алексеев С.Г., Порхачев М.Ю. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ОКИСЛЕНИЯ СПЛАВА Pb-Bi.....	77
Евсеев Н.С., Шваб А.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХФАЗНОГО ЗАКРУЧЕННОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В СЕПАРАЦИОННОЙ КАМЕРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО АППАРАТА...	78
Зятиков П.Н., Росляк А.Т. ОСОБЕННОСТИ СЕПАРАЦИИ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В НЕСТАЦИОНАРНОМ ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КЛАССИФИКАТОРА.....	82
Захваткин А.В., Логинов В.С., Милютин В.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	87
Агальцов А.М., Мариничев Д.В., Низовский В.Л. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМЫ ФАКЕЛА РАСПЫЛА ПЕРЕГРЕТОЙ ВОДЫ.....	90
Красношлыков А.С., Максимов В.И. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В МОРОЗИЛЬНОЙ КАМЕРЕ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ.....	94
Максимов В.И., Нагорнова Т.А. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРЯЖЕННОЙ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ЗАМКНУТОЙ ОБЛАСТИ В УСЛОВИЯХ РАДИАЦИОННОГО НАГРЕВА ОДНОЙ ИЗ ГРАНИЦ.....	98

Нагорнов Д.А., Максимов В.И. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СМЕШАННОЙ КОНВЕКЦИИ В ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ОБЛАСТИ С ЗАДАННЫМ ИСТОЧНИКОМ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ.....	101
Птухин И.Н., Максимов В.И. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ТНУ ПРИ ЧАСТИЧНОМ ОБМЕРЗАНИИ ИСПАРИТЕЛЯ.....	104
Максимов В.И., Ударцев Е.И., Нагорнов Д.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ У ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ НАГРЕТОЙ ПЛАСТИНЫ.....	108
Максимов В.И., Байрамов В.М. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В КАМЕРАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.....	111
Максимов В.И., Байрамов В.М. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В КАМЕРАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.....	113
Цибульский С.А., Галашов Н.Н. ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАМЕНЫ ПАРОВОГО ТУРБО-ПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА ГАЗОТУРБИНЫ ДВИГАТЕЛЕМ НА ЭНЕРГОБЛОКЕ АЭС СВЕРХКРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ.....	116
Шадрин А.П. МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАВУЧИХ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА И АРКТИКИ.....	120
Максимов В.И., Галынский Д.М. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА РАБОЧЕГО АГЕНТА.....	126
Алексеюк В.Э., Сутормин А.Ф., Сенотова С.А. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ЦИКЛА РЕНКИНА ПТУ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА.....	128
Гогонин И.И. ТЕПЛООБМЕН В ПАРОГЕНЕРАТОРЕ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ПЛЕНОЧНОГО ТИПА.....	131
Долгов С.В., Кулеш Р.Н., Половников В.Ю., Шалыгин С.Е. НОВОЕ УНИВЕРСАЛЬНОЕ ДРОССЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО.....	137
Афанасьева О.В., Мингалеева Г.Р. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ ВОДОТОРФЯНЫХ СУСПЕНЗИЙ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА МАЛЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТАХ.....	141
Гвоздяков Д.В., Губин В.Е. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ НАТУРАЛЬНЫХ ТОПЛИВ ТЭС В АТМОСФЕРЕ....	144

Зайцев А.С., Шевелев С.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ РАСШИРЯЮЩЕГОСЯ СОПЛА.....	148
Кондаков А.А., Шевелев С.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЛАБИРИНТОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН.....	152
Рахманов В.В. АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ ОПТИЧЕСКОЙ ИММЕРСИИ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ТЕЧЕНИЙ МЕТОДОМ ЛДА В МОДЕЛЯХ ТОПОК СЛОЖНОЙ ГЕОМЕТРИИ.....	155
Рудюк Д.О., Шевелев С.А. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ.....	160
Трунов К.С., Шевелев С.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГРУППОВОЙ РАБОТЫ НАСОСОВ.....	162
Суворов А.А. ВСЕРЕЖИМНАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЯЕМОГО ПОДМАГНИЧИВАНИЕМ ШУНТИРУЮЩЕГО РЕАКТОРА В ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ...	165
Ефремов С.А., Иванова Е.В. ВЫБОР ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ РАСХОДА ГАЗА.....	167
Ивлева Д.Ю. ОСНОВНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ Г. ТОМСКА И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ ЭТИХ ПОВРЕЖДЕНИЙ.....	171
Куликов Д.В. МОНИТОРИНГ ГЕОМЕТРИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК АДАПТИРОВАННЫМ МОДУЛЕМ ОБРАБОТКИ ДОПЛЕРОВСКОГО СИГНАЛА.....	174
Савченко А.В., Кравченко Е.В. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ.....	179
Степанова А.О., Апрошенко Ю.К. ИССЛЕДОВАНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ С УНИФИЦИРОВАННЫМ ВЫХОДНЫМ СИГНАЛОМ.....	182
Шашев Д.В., Шидловский С.В. ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОБРАБОТКИ ИЗОБРАЖЕНИЯ.....	186
Щеголихин Д.С. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА МАЗУТА.....	190
Макеев А.А., Любимова Л.Л., Заворин А.С., Фисенко Р.Н., Ташлыков А.А. ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПАРОВЫХ КОТЛОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ВНУТРЕННИХ СТРУКТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ I И II РОДА.....	195

Макеев А.А., Любимова Л.Л., Заворин А.С., Фисенко Р.Н., Ташлыков А.А. ПОВЫШЕНИЕ РЕЛАКСАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ЗЕРЕН И МЕЖЗЕРЕННЫХ ГРАНИЦ КАК ОСНОВА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАРОВЫХ КОТЛОВ.....	205
Макеев А.А., Любимова Л.Л., Заворин А.С., Фисенко Р.Н., Ташлыков А.А. ПРОЧНОСТЬ ЗЕРЕН И МЕЖЗЕРЕННЫХ ГРАНИЦ КАК ОСНОВА ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАРОВЫХ КОТЛОВ.....	213
Ануфриев И.С., Аникин Ю.А., Красинский Д.В., Саломатов В.В., Шадрин Е.Ю., Шарытов О.В. УПРАВЛЕНИЕ АЭРОДИНАМИКОЙ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В ВИХРЕВОЙ ТОПКЕ.....	222
Алексеев С.В., Ануфриев И.С., Вигриянов М.С., Дулин В.М., Копьев Е.П., Шарытов О.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКЕЛА ПРИ САЖЕПАРОВОМ РЕЖИМЕ ГОРЕНИЯ ЖИДКИХ УГЛЕВОДОРОДОВ.....	226
Грига А.Д., Иваницкий М.С. СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ БЕНЗ(А)ПИРЕНА ВПРЫСКИВАНИЕМ ВЛАГИ В ЗОНУ АКТИВНОГО ГОРЕНИЯ.....	230
Грига А.Д., Иваницкий М.С. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ПРИ СЖИГАНИИ ТОПЛИВА НА ВЫБРОСЫ БЕНЗ(А)ПИРЕНА.....	232
Ануфриев И.С. PIV ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ В МОДЕЛЯХ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ.....	235
Брикман И.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ЧЕТЫРЕХВИХРЕВОЙ СХЕМЫ СЖИГАНИЯ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ КОТЛОВ.....	240
Гиль А.В., Буслов Д.А. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СЖИГАНИЯ ПАВЛОВСКОГО УГЛЯ В ТОПКЕ КОТЛА БКЗ-210-140 ПРИ РАЗЛИЧНЫХ НАГРУЗКАХ.....	244
Ермолаев Д.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БИТУМА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ.....	248
Игнатьев В.С. ВЛИЯНИЕ КЛИМАТИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ РЕСПУБЛИКИ САХА (ЯКУТИЯ) ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЛОВ НА ЕСТЕСТВЕННОЙ ТЯГЕ....	252
Коваль Т.В., Кудряшов А.Н., Коваль В.Н. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖИГАНИЯ ОТХОДОВ УГЛЕБОГАЩЕНИЯ В КОТЛЕ ТП-30 ТЭЦ-12 ОАО «ИРКУТСКЭНЕРГО».....	256
Марков А.О. ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕЗАКТИВАЦИИ КОКСА, ПОЛУЧЕННОГО ИЗ БУРЫХ УГЛЕЙ.....	260

Минаков А.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ.....	264
Назаров М.Н. ОПЫТНОЕ СЖИГАНИЕ КОРОДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ В ТОПКЕ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КОТЛА.....	267
Парпиев А.Т., Логинов В.С. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ УЧАСТКА ТРУБЫ ЗМЕЕВИКА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ С НАЛИЧИЕМ ЗАГРЯЗНЕНИЙ НА ЕГО ВНЕШНЕЙ И ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ.....	272
Шмельков Ю.Б., Самуйлов Е.В. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ УГЛЕЙ.....	279
Янов С.Р. РАЗРАБОТКА ПРОЕКТНЫХ, ПРОГНОЗНЫХ И УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПОЛУРАДИАЦИОННЫХ И КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ КОТЛОВ...	282
Хаустов С.А. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТОПКЕ ЖАРОТРУБНОГО КОТЛА ТИПА «ТУРБОТЕРМ»...	286
Табакаев Р.Б., Казаков А.В., Баскакова А.С., Уваров Е.А. ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА БИОМАССЫ ТОМСКОЙ ОБЛАСТИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМУ ИСПОЛЬЗОВАНИЮ....	290
Табакаев Р.Б., Казаков А.В., Васильева А.В. ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ МЕСТНЫХ НИЗКОСОРТНЫХ ТОПЛИВ ТОМСКОЙ ОБЛАСТИ В ТОПЛИВНЫЕ БРИКЕТЫ.....	294
Казаков А.В., Табакаев Р.Б., Новосельцев П.Ю., Баскакова А.С., Уваров Е.А. МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ПРИНЦИПА КОГЕНЕРАЦИИ ПРИ ВНУТРИЦИКЛОВОЙ КОНВЕРСИИ НИЗКОСОРТНОГО ТОПЛИВА.....	297
Долгов С.В., Абдрафиков Е.Ш., Долгих А.Ю. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ.....	301
Хайдурова А.А., Батманов А.С. ПРИМЕНЕНИЕ ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА В УСТАНОВКАХ КИПЯЩЕГО СЛОЯ.....	304
Хакимуллина А.С., Багаутдинова Л.А., Макарушкин Д.В. ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЕ ОТОПЛЕНИЕ.....	307
Половников В.Ю., Губанов Ю.Ю. ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ БЕСКАНАЛЬНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ В УСЛОВИЯХ РЕАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	311

Потапов В.Н., Костюнин В.В., Романов Н.О., Меньшиков А.А. РАЗРАБОТКА ОРИГИНАЛЬНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ НОВЫХ СХЕМЫ ТЭС НА БИОМАСЕ И ОТХОДАХ.....	317
Казаков А.В., Заворин А.С., Новосельцев П.Ю., Табакаев Р.Б. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОГЕНЕРАЦИИ В РОССИИ: ОБЗОР ПУБЛИКАЦИЙ, ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ....	321
Иванов В.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ ЧАСТНЫХ ЗАГОРОДНЫХ ДОМОВ.....	329
Елистратов Д.С. ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЙ ТЕПЛОВОЙ НАСОС С ГИДРОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ РЕКРЕАЦИОННЫХ ЗОН.....	333
Двойнишников С.В. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОПТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ 3D ГЕОМЕТРИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ЭНЕРГОЭФ- ФЕКТИВНОГО ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	335
Иванова А.П., Дьяченко Ю.В. СРАВНЕНИЕ ЦИКЛОВ АВИАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА.....	339
Климова Г.Н., Сеницына Е.Е. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОЦЕНКИ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ ТОМСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА С ВУЗАМИ СТРАНЫ.....	343
Круглый стол: Актуальные задачи подготовки кадров для энергетики	
Липаев А.А. О ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО ДОБЫЧЕ ТЯЖЕЛЫХ НЕФТЕЙ, ПРИРОДНЫХ БИТУМОВ И НЕФТЯНЫХ СЛАНЦЕВ.....	347
Гайнутдинова Д.Ф., Гибадуллина Х.В., Заббарова Р.С. ИЗ ОПЫТА ПРЕПОДАВАНИЯ ХИМИИ В КГЭУ.....	349
Гайнутдинова Д.Ф., Гибадуллина Х.В., Заббарова Р.С. ИНТЕРАКТИВНЫЕ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ ХИМИИ В КГЭУ.....	350
Сироткина Л.В. ПРОЕКТНАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ СТУДЕНТОВ В ПРОЦЕССЕ ОБУЧЕНИЯ ХИМИИ.....	351
Заворин А.С., Тайлашева Т.С., Буваков К.В. «СИСТЕМНАЯ ИНЖЕНЕРИЯ», КАК БАЗОВАЯ ДИСЦИПЛИНА ПРИ ПОДГОТОВКЕ МАГИСТРОВ ПО НАПРАВЛЕНИЮ 141100.68 «ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ».....	352
Буваков К.В., Долгих А.Ю. КРИТЕРИИ И ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПОДГОТОВКИ ВЫПУСКНИКА ВУЗА.....	354

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абдрафиков Е.Ш., 301
Агальцов А.М., 49, 90
Агафонцева М.В., 38
Алексеев С.Г., 77
Алексеев С.В., 226
Алексеюк В.Э., 128
Аникин Ю.А., 53, 222
Ануфриев И.С., 222, 226, 235
Атрошенко Ю.К., 182
Афанасьева О.В., 141
Багаутдинова Л.А., 307
Байрамов В.М., 111, 113
Барбин Н.М., 77
Баскакова А.С., 290, 297
Батманов А.С., 304
Брикман И.А., 240
Буваков К.В., 352, 354
Буслов Д.А., 244
Вавилов С.Н., 49
Васильева А.В., 294
Вигриянов М.С., 226
Волков Р.С., 66
Высокоморная О.В., 70
Высокоморный В.С., 70
Гайнутдинова Д.Ф., 349, 350
Галашов Н.Н., 116
Галынский Д.М., 126
Гвоздяков Д.В., 144
Гибадуллина Х.В., 349, 350
Гиль А.В., 244
Глушков Д.О., 74
Гогонин И.И., 131
Грига А.Д., 230, 232
Губанов Ю.Ю., 311
Губин В.Е., 144
Губина Е.В., 41
Двойнишников С.В., 335
Долгих А.Ю., 301, 354
Долгов С.В., 137, 301
Дулин В.М., 226
Дьяченко Ю.В., 339
Евсеев Н.С., 78
Елистратов С.Л., 23
Елистратов Д.С., 333
Ермолаев Д.В., 248
Ефремов С.А., 167
Заббарова Р.С., 349, 350
Заворин А.С., 195, 205, 213, 321
Зайцев А.С., 148
Захваткин А.В., 87
Зятиков П.Н., 82
Иваницкий М.С., 230, 232
Иванов В.А., 329
Иванова А.П., 339
Иванова Е.В., 64, 167
Ивлева Д.Ю., 171
Игнатъев В.С., 252
Ильин В.К., 58
Казаков А.В., 290, 294, 297, 321
Каплун А.Б., 19
Климова Г.Н., 343
Коваль В.Н., 256
Коваль Т.В., 256
Кондаков А.А., 152
Копьев Е.П., 226
Костюнин В.В., 317
Кравченко Е.В., 179
Красинский Д.В., 222
Красношлыков А.С., 94
Кудряшов А.Н., 256
Куйбин П.А., 38
Кулеш Р.Н., 137
Куликов Д.В., 174
Лазарев Д.М., 45
Липаев А.А., 347
Логинов В.С., 87, 272
Любимова Л.Л., 195, 205, 213
Макарушкин Д.В., 307
Макеев А.А., 195, 205, 213
Максимов В.И., 94, 98, 101, 104, 108, 111, 113, 126
Мариничев Д.В., 90
Марков А.О., 260
Марценко А.А., 60
Марценко М.С., 60
Меньшиков А.А., 317
Мешалкин А.Б., 19
Милютин В.Г., 87
Минаков А.В., 264
Мингалеева Г.Р., 141
Мисюра С.Я., 23
Молчуев Е.В., 26
Нагорнов Д.А., 101, 108
Нагорнова Т.А., 98
Назаров М.Н., 267
Нагоряков В.Е., 23
Низовский В.Л., 90
Новосельцев П.Ю., 297, 321
Опарина И.П., 31
Парпиев А.Т., 272
Пискунов М.В., 45
Половников В.Ю., 41, 45, 137, 311
Порхачев М.Ю., 77
Потапов В.Н., 317
Птухин И.Н., 104
Рахманов В.В., 155
Романов Н.О., 317
Росляк А.Т., 82
Рудюк Д.О., 160
Савченко А.В., 179
Саломатов В.В., 3, 222
Самуйлов Е.В., 279
Сенотова С.А., 128
Синицына Е.Е., 343
Синявин А.А., 58
Сироткина Л.В., 351
Степанова А.О., 182
Стрижак П.А., 66, 70, 74
Суворов А.А., 165
Сутормин А.Ф., 128
Табакаев Р.Б., 290, 294, 297, 321
Тайлашева Т.С., 352
Ташлыков А.А., 195, 205, 213
Терентьев Д.И., 77
Толстых А.В., 34
Трунов К.С., 162
Уваров Е.А., 290, 297
Ударцев Е.И., 108
Фисенко Р.Н., 195, 205, 213
Хайбуллина А.И., 58
Хайдурова А.А., 304
Хайруллин А.Р., 58
Хакимуллина А.С., 307
Хаустов С.А., 286
Хромова Е.М., 31, 34
Цибульский С.А., 116
Шадрин А.П., 120
Шадрин Е.Ю., 222
Шалыгин С.Е., 137
Шарыпов О.В., 222, 226
Шашев Д.В., 186
Шваб А.В., 60, 78
Шевелев С.А., 148, 152, 160, 162
Шидловский С.В., 186
Шиляев М.И., 34
Шмельков Ю.Б., 279
Щеголихин Д.С., 190
Янов С.Р., 282

Научное издание

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

Сборник научных трудов
IV Всероссийской научно-практической конференции
с международным участием

Издано в авторской редакции

Компьютерная верстка *К.В. Буваков*
Дизайн обложки *С.А. Аникин*

**Отпечатано в Издательстве ТПУ в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета**

Подписано к печати 04.10.2013. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».
Печать XEROX. Усл.печ.л. 42,34. Уч.-изд.л. 38,29.
Заказ 1037-13. Тираж 120 экз.

ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru