

ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ВСЕРОССИЙСКИЙ ДВАЖДЫ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ»
(ОАО «ВТИ»)



**II Всероссийская специализированная научно-практическая
конференция молодых специалистов
(с международным участием)**

«СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЭНЕРГЕТИКЕ»

Сборник докладов

Под общей редакцией канд. техн. наук С.В. Сафронова

29–30 марта 2018 г.

Москва
ОАО «ВТИ»

УДК 621.311.22:[662.6+681.53]

ББК 31.37+32.985

С-56

С-56 Современные технологии в энергетике. Всероссийская специализированная научно-практической конференции молодых специалистов (с международным участием), 29–30 марта 2018 г. [Текст]: сб. докл. / под общ. ред. С.В. Сафронова. – М.: ОАО «ВТИ», 2018 – 336 с.

ISBN 978-5-905858-22-2

Представлены доклады участников конференции – молодых учёных и специалистов. Рассмотрены вопросы, связанные с созданием нового и реконструкцией действующего оборудования: современные технологии сжигания топлива (в т. ч. биотоплива); повышение КПД энергоустановок; вопросы охраны окружающей среды; совершенствование АСУТП, а также вопросы обеспечения безопасности и надёжности длительно эксплуатируемого оборудования и повышения срока его эксплуатации. Участники конференции представляли широкий спектр организаций.

Сборник материалов конференции будет интересен как студентам и аспирантам энергетических специальностей, так и научным сотрудникам и инженерам, работающим по различным направлениям электроэнергетики.

ПМБ ВТИ. РФ, 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, д. 14.
Тираж 150 экз. Зак. № 47.

ISBN 978-5-905858-22-2

© ОАО «ВТИ», 2018

Уважаемые участники конференции!



В 2018 г. ОАО «ВТИ» проводит вторую научно-практическую конференцию молодых учёных и специалистов «Современные технологии в энергетике».

В этом году акцент в тематике конференции сделан на такие ключевые направления, как современные технологии сжигания топлив, повышение КПД энергетических установок, увеличение надёжности и долговечности энергетического оборудования, оптимизация и повышение эффективности управления энергообъектами.

Участники конференции смогут узнать над чем работают их молодые коллеги как в России, так и в странах ближнего зарубежья, представить свои разработки, обсудить интересные идеи. Конференция, безусловно, будет способствовать творческому росту молодых учёных и специалистов, расширению их кругозора, установлению полезных контактов.

Возросший в последнее время интерес молодёжи к научной деятельности вселяет надежду, что достижения и дела предыдущих поколений энергетиков получат достойное продолжение и эффективное функционирование электроэнергетики – ключевой отрасли экономики страны – будет обеспечено.

Желаю всем участникам конференции творческих успехов, интереса и достижений в работе, здоровья и неиссякаемой энергии для решения стоящих перед электроэнергетикой задач.

Президент ОАО «ВТИ»,
чл.-кор. РАН

Г.Г. Ольховский

ОРГАНИЗАТОР



ВТИ
ВСЕРОССИЙСКИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ
И Н С Т И Т У Т

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ И УЧАСТИИ



Технологическая платформа «Экологически чистая
теплоэнергетика высокой эффективности»



Электроэнергетический Совет СНГ

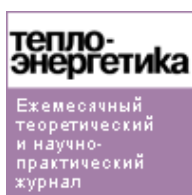


РОССИЙСКИЙ
СОЮЗ
ИНЖЕНЕРОВ



ТЕХНОПАРК
ВТИ

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ПАРТНЕРЫ



Ежемесячный
теоретический
и научно-
практический
журнал



ПОРТАЛ ПО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЮ
ЭНЕРГОСОВЕТ
www.energosovet.ru





Центр сертификации, стандартизации и испытаний технологий энергетики (ЦССИ ТЭ) в ТЕХНОПАРКЕ ВТИ

ЦССИ ТЭ обеспечивает:

- Решение задач модернизации, повышения энергоэффективности и импортозамещения в отечественной энергетике и энергомашиностроении.
- Содействие выходу продукции МСП на рынок и предотвращению появления в энергетике некачественной продукции.

ЦССИ ТЭ располагает:

- Эффективной инфраструктурой для интеграции науки и бизнеса на базе НИИ, Технологической платформы, Единого центра компетенций в газотурбостроении Технопарка.
- Экспериментальной базой, опытом исследовательской работы и высококвалифицированным персоналом.
- Возможностью качественной подготовки инженеров для отрасли (тесная связь с ведущими вузами, кафедры вузов в ВТИ, образовательный центр и аспирантура ВТИ).



Российская Федерация, город Москва



115280, Москва, ул. Автозаводская, д.14

тел.: +7(499)682-93-11, +7(499)682-92-27

E-mail: vti@vti.ru

СЕКЦИЯ 1

«Современные решения по управлению энергосистемой»

ПРОВЕДЕНИЕ ИНСПЕКЦИОННОГО КОНТРОЛЯ ОБОРУДОВАНИЯ, УЧАСТВУЮЩЕГО В РЫНКЕ СИСТЕМНЫХ УСЛУГ

А.А. НИКИФОРОВ, Н.А. ПОЛУЭКТОВА (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

С 2006 г. ОАО «ВТИ» является органом по добровольной сертификации в системе сертификации ОАО «СО ЕЭС». За это время специалистами ОАО «ВТИ» проведены сертификационные испытания уже более чем на 50 паросиловых и парогазовых энергоблоках (не считая повторных испытаний в связи с окончанием срока действия сертификата) по проверке соответствия требованиям нормированного первичного регулирования частоты (НПРЧ) и автоматического вторичного регулирования частоты и перетоков мощности (АВРЧМ) [1–3].

После проведения сертификационных испытаний, когда оборудование начинает участвовать в НПРЧ и АВРЧМ, в обязательном порядке орган по добровольной сертификации осуществляет за ним инспекционный контроль (оценивает качество участия в НПРЧ и АВРЧМ, определяет количество часов ненадлежащего оказания услуг). На данный момент (февраль 2018 г.) ОАО «ВТИ» осуществляет инспекционный контроль за 52 энергоблоками, среди них 19 парогазовых установок, 2 пылеугольных энергоблока.

Инспекционный контроль осуществляется путем постоянного мониторинга за работой генерирующего оборудования. При этом рассматриваются два основных параметра, характеризующих работу энергоблока: частота вращения турбины и активная заданная и фактическая мощности. Данные анализируются с дискретностью 1 секунда.

Результаты мониторинга оформляются в ежеквартальные заключения, подтверждающие качество работы оборудования.

Данные для мониторинга поступают в ОАО «ВТИ» путем:

- 1) удаленного подключения к архивам электростанций;
- 2) запроса данных и предоставления их электростанциями.

На рис. 1 показан пример работы ПГУ-420 с газовой турбиной GT26B (Alstom) в режиме НПРЧ: фактическая N и заданная $N_{зд}$ мощности ПГУ с допустимым коридором $\pm 1\%$ номинальной мощности и частота сети f с коридором ± 20 мГц относительно заданного значения 50 Гц.

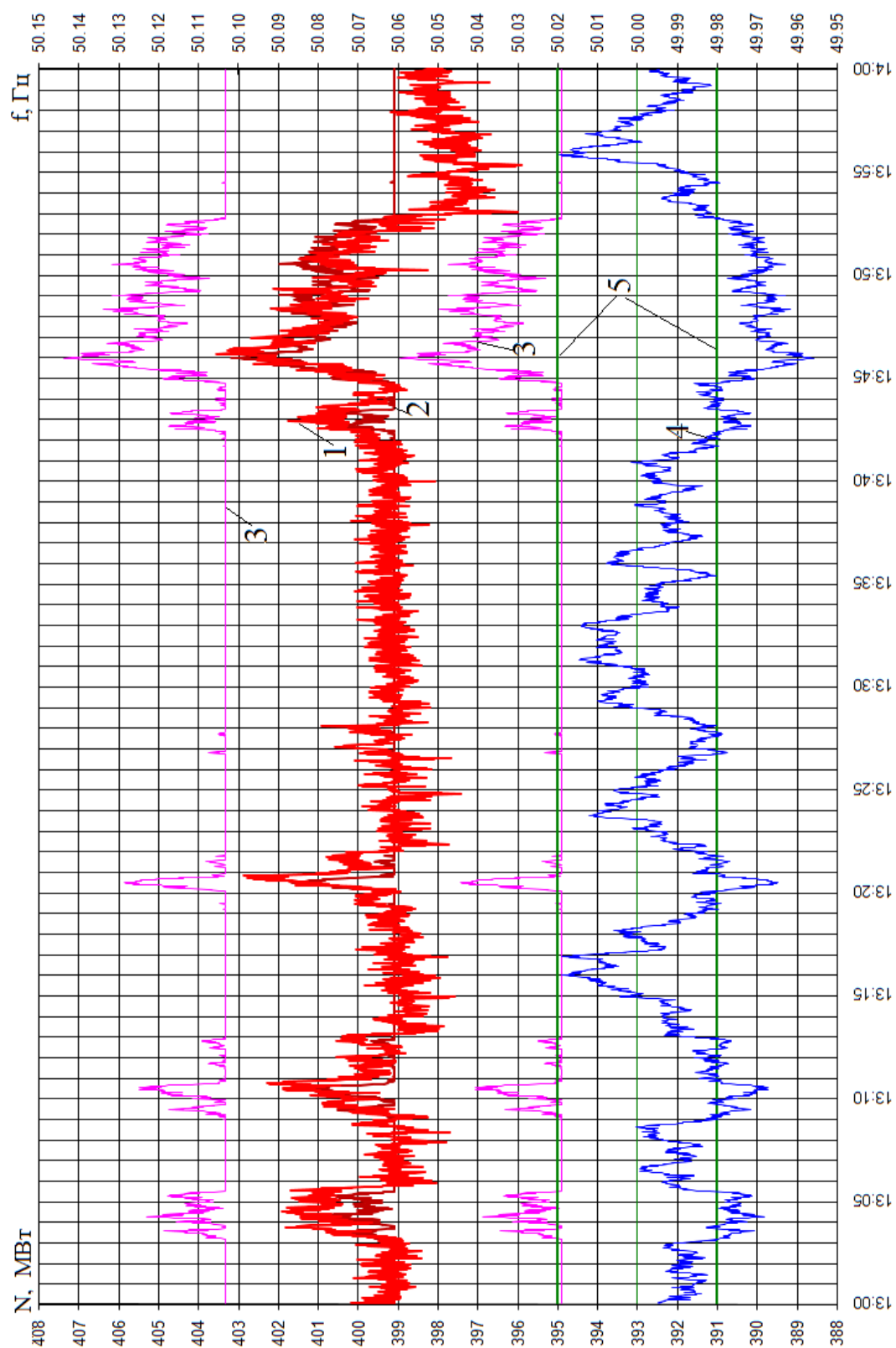


Рис. 1. Изменение мощности ПГУ-420 с газовой турбиной GT26B при работе в режиме НПРЧ:
1 – N ; 2 – $N_{3д}$; 3 – допустимый коридор изменения N ; 4 – f ; 5 – коридор ± 20 мГц относительно заданного значения 50 Гц

Нужно отметить, что системы управления оборудованием, на котором ОАО «ВТИ» осуществляет инспекционный контроль, реализованы на совершенно различных средствах как отечественного, так и зарубежного производства. Этот перечень включает в себя программно-технические комплексы SPPA-T3000 и Simatic PCS7 (Siemens), MarkVIe (General Electric Company), EGATROL (Industrial IT ABB), ALSPA (Alstom), “Овация” (Эмерсон), “Series 5” (Compressor Controls Corporation), Квинт (НИИТеплоприбор), Космотроника (Пик-Прогресс), КРУИЗ (ПИК ЗЕБРА) и др.

При проведении инспекционного контроля рассматриваются следующие критерии нарушения:

- наличие колебательного процесса;
- неавтоматический режим работы системы управления энергоблоком;
- непредоставление диапазона первичного регулирования;
- неадекватная реакция на отклонения частоты сети (отсутствие или запаздывание изменения мощности при изменении частоты за пределы мертвой полосы (МП) первичного регулирования ± 20 мГц);
- несоответствие величины мертвой полосы / статизма первичного регулирования требуемым значениям.

Второй и третий критерии обусловлены, прежде всего, организационными причинами, остальные – некорректной настройкой системы управления энергоблоком. При этом, если несоответствия по первому и четвертому критериям имеют место, как правило, в течение нескольких минут и носят часто случайный характер, то несоответствия по последнему критерию фиксируются в течение нескольких суток, что приводит к экономическим потерям на ТЭС.

В то же время существующий метод оценки фактических значений мертвой полосы и статизма иногда дает некорректную оценку (рис. 2). В связи с этим ОАО «ВТИ» был предложен альтернативный метод оценки величины МП/статизма первичного регулирования. Рассмотрим его подробнее.

Существующий метод оценки значений статизма и мертвой полосы

Мертвая полоса первичного регулирования – задаваемое значение отклонения частоты от номинального значения, при котором не требуется первичное регулирование. Минимальное значение мертвой полосы равно зоне нечувствительности первичного регулирования.

Статизм первичного регулирования – коэффициент, определяющий зависимость изменения активной мощности генерирующего оборудования под воздействием регулятора частоты вращения турбины (регулятора мощности) от изменения частоты.

Для оценки фактических значений статизма и мертвой полосы в настоящее время при контроле участия генерирующего оборудования в НППЧ используются статистические методы обработки данных. Статизм и мертвая полоса определяются как параметры функции регрессии между отклонениями частоты Δf и отклонениями мощности энергоблока ΔP .

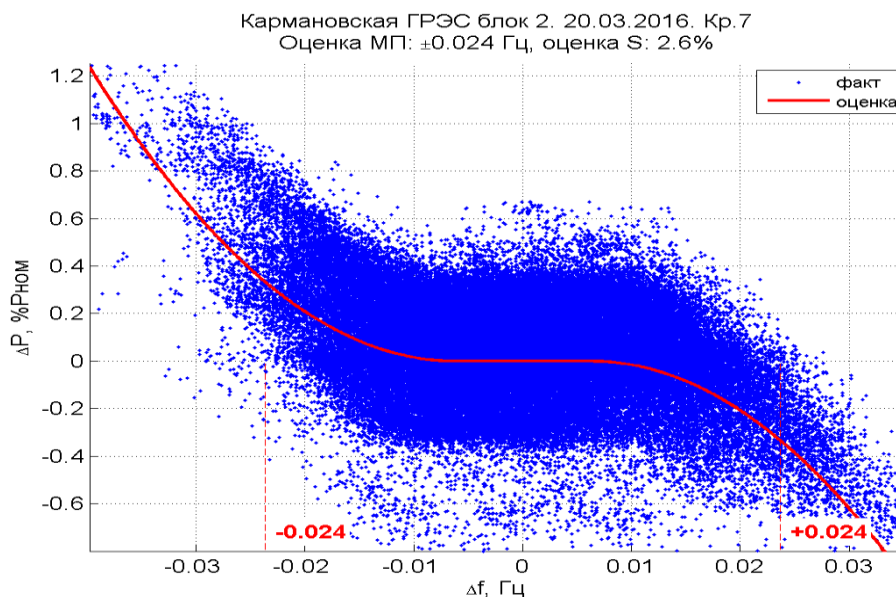


Рис. 2. Оценка фактических значений мертвой полосы и статизма энергоблока ст. № 2 Кармановской ГРЭС

На рис. 2 представлен пример использования критерия контроля на энергоблоке ст. № 2 Кармановской ГРЭС 20.03.2016.

В соответствии с описанным выше алгоритмом получены оценки статизма (2,6 %) и мертвой полосы (0,024 Гц). Однако даже визуально можно определить, что мертвая полоса оценена некорректно и на самом деле её значение меньше, чем указано на рисунке.

Альтернативный метод

Этапы алгоритма предложенного метода рассмотрены далее.

По исходным значениям рассчитываются векторы данных x и y (отклонение частоты от номинального значения и отклонение мощности от значения планового задания):

$$x_i \equiv \Delta f_i = f_i - 50, \quad y_i \equiv \Delta P_i = \frac{P_{\text{факт},i} - P_{\text{пл},i}}{P_{\text{ном}}} \cdot 100. \quad (1)$$

Строится «облако» точек по полученным x , y .

Отклонение частоты (x) в диапазоне от $x_{\min}$ до $x_{\max}$ разбивается на N интервалов.

Для обеспечения точности дальнейших расчётов $x_{\min}$, $x_{\max}$, а также N следует принимать такими, чтобы ширина интервала не превышала 1,5 мГц, а количество точек в интервале было достаточным для точности расчета.

Для каждого полученного интервала находится среднее значение отклонения мощности (y) – среднее значение всех точек, попадающих в интервал. Эта величина определяется по формуле:

$$M_y = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m y_j, \quad (2)$$

где m – количество точек на интервале $1 \dots N$, $j = 1 \dots m$.

В результате разбиения на интервалы и нахождения среднего для каждого из них получают новые векторы данных $x_{\text{сред}}$, $y_{\text{сред}}$, содержащие в себе N значений, где $y_{\text{сред}}$ содержит средние значения точек в каждом интервале, а $x_{\text{сред}}$ – значение середины каждого интервала.

График средних значений строится поверх графика с «облаком». Здесь же строится так называемый «теоретический» график с заданными значениями мертвой полосы (МП) и статизма (чаще всего МП = $(-0,02 \dots 0,02 \text{ Гц})$, $S = 5 \%$).

Для левой и правой части графика строятся две вспомогательные прямые (каждая по двум точкам). Одна точка имеет одинаковые координаты и для левой, и для правой прямой, она является «центром облака» и имеет координаты $[M[x_i]; M[y_i]]$, где M – математическое ожидание. Вторые точки, через которые проводятся вспомогательные прямые, находятся на графике средних значений и отстоят от минимального и максимального значений x , заданных при разбиении на интервалы, на 14 % от ширины диапазона разбиения, с округлением к ближайшей точке $x_{\text{сред}}$. Точки необходимо выбирать с некоторым отступом от x_{min} и x_{max} , так как вблизи от начала и конца разбиения на интервалы находится наименьшее число точек, в связи с чем может быть большой разброс средних значений соседних интервалов, что может сказаться на точности определения границ мертвой полосы. Значение 14 % было получено эмпирическим путем как наиболее удобное для построения вспомогательных прямых. Таким образом строятся вспомогательные прямые $y_{\text{вс}} = a_1x + b_1$, $y_{\text{вс}} = a_2x + b_2$

$$\begin{aligned} a_1 &= (M[y] - \text{усред}[o1]) / (M[x] - x_{\text{сред}}[o1]); & b_1 &= M[y] - a_1M[x]; \\ a_2 &= (M[y] - \text{усред}[o2]) / (M[x] - x_{\text{сред}}[o2]); & b_2 &= M[y] - a_2M[x] \end{aligned} \quad (3)$$

где $o1$ и $o2$ – номера интервалов, отстоящие от границ разбиения на 14 % от ширины диапазона разбиения.

В пределах между $o1$ и $o2$ для левой и правой части графика на каждом интервале определяется расстояние между точкой полученной прямой и точкой графика средних значений. Значение $x_{\text{сред}}$, для которого расстояние между прямой и графиком средних значений максимально, является оценочным значением границы мертвой полосы. Таким образом определяются значения границ МП для левой и правой части графика.

Для левой и правой части графика рассчитываются три значения статизма для большей точности, по которым находится среднее значение статизма. Значения статизма рассчитываются по формуле:

$$S = -200 \frac{x_1 - x_2}{y_1 - y_2}, \quad (4)$$

где x_1 и y_1 – значения из векторов данных $x_{\text{сред}}$, $y_{\text{сред}}$, находящиеся на номерах интервалов, близких к первому. Для удобства рассматриваются три значения, находящиеся на 3, 6 и 10 % (от ширины диапазона разбиения) от краев границ разбиения, а x_2 и y_2 – значения из векторов данных $x_{\text{сред}}$, $y_{\text{сред}}$, находящиеся на номерах интервалов, близких к интервалу, на котором находится граница мертвой полосы (для удобства на интервале, расположенном на расстоянии 5 % (от ширины диапазона разбиения) от границы мертвой полосы. Все указанные значения получены эмпирическим путем и являются наиболее удобными для определения величины статизма.

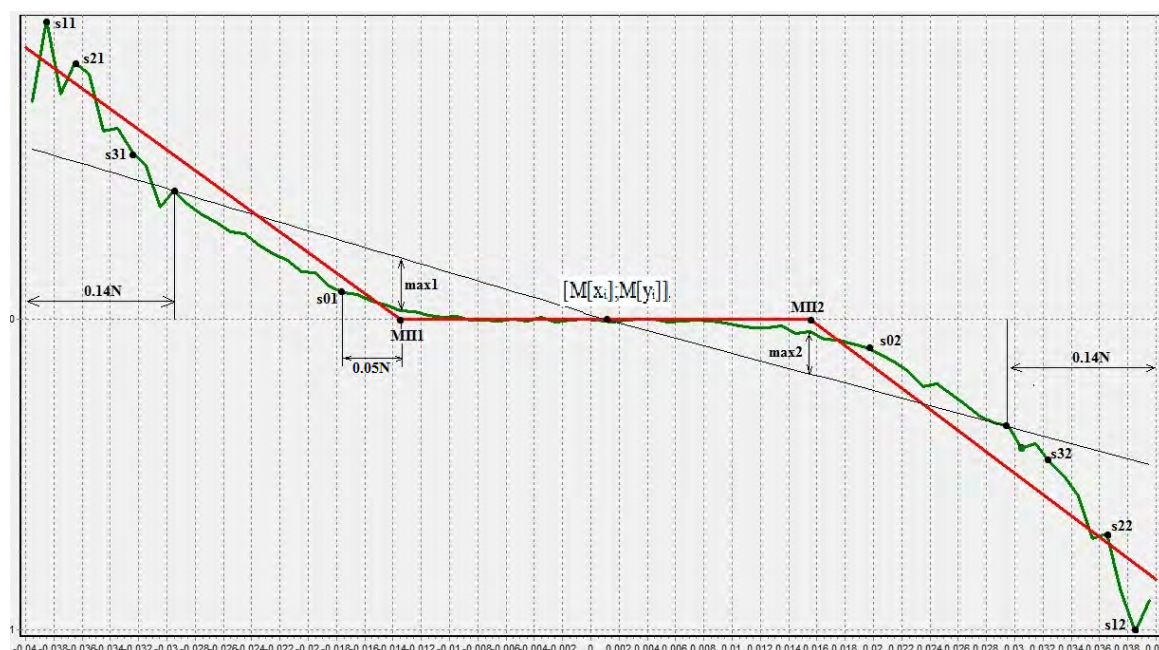


Рис. 3. Пример построения прямых и нахождения точек границ мертвой полосы

По полученным оценочным значениям статизма и мёртвой полосы может быть построен кусочно-линейный график «оценочной» статической характеристики.

На рис. 3 приведен пример, иллюстрирующий построение графиков, описанных выше (за исключением «облака» и «теоретического графика»). График зеленого цвета – график средних значений, построенный по «облаку», а график красного цвета – кусочно-линейный график, построенный на основе оценок мертвой полосы и статизма; s11, s21, s31 – точки на графике средних значений, находящиеся на расстоянии от левой границы диапазона измерения в 3, 6 и 10 % соответственно; s01 – точка, находящаяся на графике средних значений на расстоянии 5 % ширины диапазона от границы мертвой полосы к границе диапазона разбиения.

На интервалах [s11; s01], [s21; s01], [s31; s01] находятся три значения статизма, по которым рассчитывается среднее значение статизма. Аналогично всё выполняется для правой части графика: max1, max2 – максимальные расстояния между вспомогательной прямой и графиком средних значений внутри диапазона разбиения, координаты которых по оси абсцисс и определяют границы МП.

Следовательно, алгоритм позволяет определить мертвую полосу и статизм отдельно для отрицательных и положительных отклонений частоты, т. к. зачастую эти отклонения являются несимметричными относительно нуля.

По описанному выше алгоритму разработана программа на языке Pascal, реализованная в среде Delphi, которая позволяет удобно и быстро оценивать статизм и мертвую полосу. На рис. 4 приведен интерфейс программы.

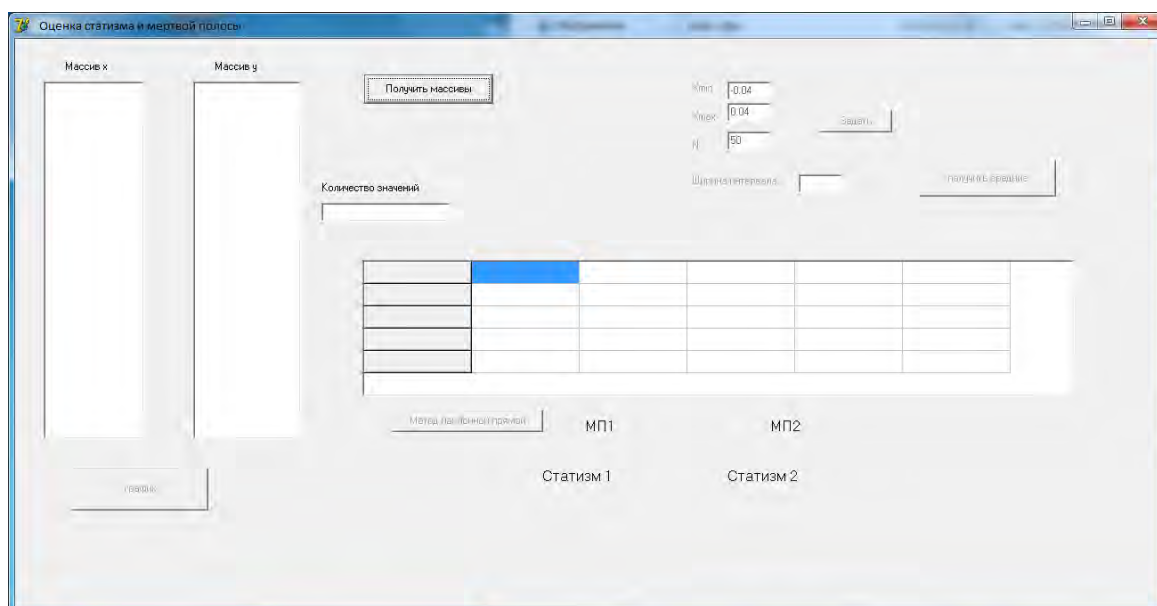


Рис. 4. Интерфейс программы

В два поля, находящиеся слева, необходимо вставить массивы x и y , рассчитанные по исходным данным (как правило, это удобно сделать в MSExcel, непосредственно в таблицах с исходными данными), затем после нажатия на кнопку «Получить массивы» указать минимальное и максимальное значения частоты для разбиения на интервалы, а также количество этих интервалов. Далее после нажатия на кнопки «Получить среднее» и «Метод наклонной прямой» программа рассчитает по алгоритму значения статизма и мертвой полосы и выведет полученные значения на экран. Нажав на кнопку «график», можно визуальнo оценить результаты расчета, а также визуальнo сравнить с «теоретическим графиком».

Сравнение методов

На рис. 5 показаны графики оценок фактических значений мертвой полосы и статизма, полученных разными методами, а также численные значения, полученные в программе.

В табл. 1 и 2 приведены числовые значения мертвой полосы и статизма соответственно, полученные разными методами.

Таблица 1

Значения мертвой полосы, полученные разными методами

Блок, станция	Существующий метод		Предложенный метод		Требуемые значения	
	отрицательная часть, Гц	положительная часть, Гц	отрицательная часть, Гц	положительная часть, Гц	отрицательная часть, Гц	положительная часть, Гц
3-й блок, Пермская ГРЭС, 12.03.2016	– 0,033	0,033	– 0,0135	0,0155	– 0,015	0,15

Таблица 2

Значения статизма, полученные разными методами

Блок, станция	Существующий метод		Предложенный метод		Требуемые значения	
	отрицательная часть, %	положительная часть, %	отрицательная часть, %	положительная часть, %	отрицательная часть, %	положительная часть, %
3-й блок, Пермская ГРЭС, 12.03.2016	2,4	2,4	6,1	5,9	5	5

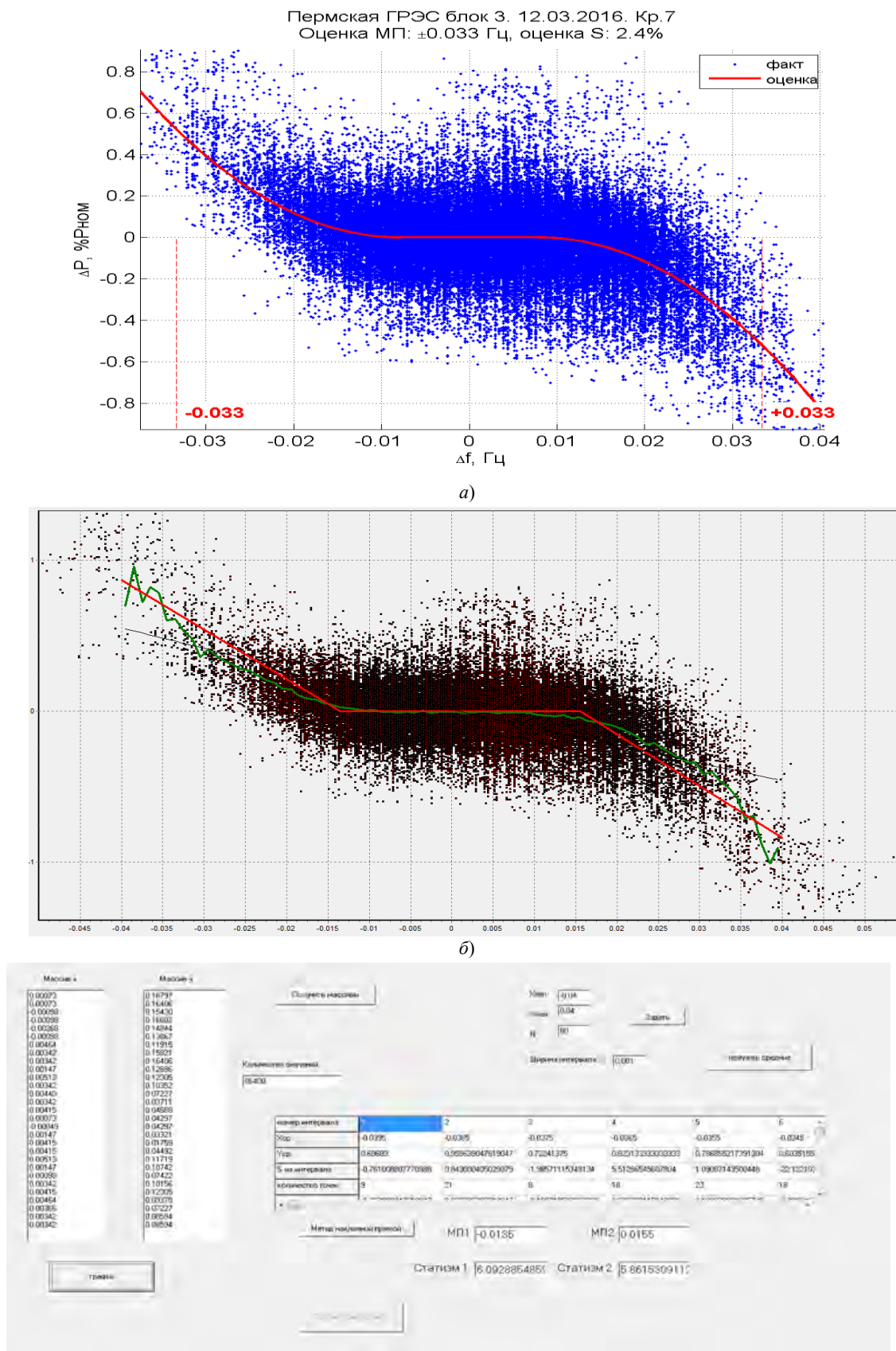


Рис. 5. Оценка статизма и мертвой полосы на энергоблоке ст. № 3 Пермской ГРЭС, 12.03.2016:
а – существующий метод; б – предложенный метод; в – расчет в программе

Как видно из рис. 5 и таблиц 1, 2 значения, полученные альтернативным предложенным методом, ближе к требуемым значениям, а также визуально по графикам можно определить, что значения рассчитаны верно.

Выводы

1. С 2006 г. ОАО «ВТИ» является органом по добровольной сертификации в системе сертификации ОАО «СО ЕЭС». Специалистами ОАО «ВТИ» проведены сертификационные испытания более чем на 50 паросиловых и парогазовых энергоблоках. После проведения сертификационных испытаний осуществляется инспекционный контроль – оценивается качество участия в НПРЧ и АВРЧМ. На данный момент (февраль 2018 г.) ОАО «ВТИ» осуществляет инспекционный контроль за 52 энергоблоками, среди них 19 парогазовых установок, 2 пылеугольных энергоблока.

2. Один из критериев оценки участия оборудования в НПРЧ – соответствие статизма и мертвой полосы требуемым значениям. В то же время существующий метод оценки статизма и мертвой полосы имеет свои недостатки, из-за чего временами возникает проблема неправильной оценки. В связи с этим был предложен альтернативный метод расчета, позволяющий избежать этих недостатков. Предложенный метод имеет свои особенности – невысокую точность определения границ мертвой полосы, связанную с шириной интервалов, на которые разбивается отклонение частоты, а также участие человека в выборе границ разбиения и количества интервалов разбиения. Однако при всем этом метод позволяет более точно определять мертвую полосу и статизм, что подтверждает визуальная оценка.

Список литературы

1. **СТО 59012820.27.100.002–2005.** Нормы участия энергоблоков ТЭС в нормированном первичном и автоматическом вторичном регулировании частоты [Текст]: Стандарт ОАО «СО ЕЭС»». – М., 2005.
2. **СТО 59012820.27.100.004–2012.** Нормы участия парогазовых установок в нормированном первичном и автоматическом вторичном регулировании частоты и перетоков активной мощности [Текст]: Стандарт ОАО «СО ЕЭС». – М., 2012.
3. **СТО 59012820.27.100.002–2013.** Нормы участия энергоблоков тепловых электростанций в нормированном первичном регулировании частоты и автоматическом вторичном регулировании частоты и перетоков активной мощности [Текст]: Стандарт ОАО «СО ЕЭС». – М., 2013.

МЕТОДЫ СОЗДАНИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ

М.Б. СУЛТАНОВ (ООО «НТЦ АО «Узбекэнерго», г. Ташкент, Республика Узбекистан)

Ключевым вопросом рационального управления является принятие решений в проблемных ситуациях, возникающих из-за изменяющихся социальных, политических, экономических и иных условий функционирования предприятий. Решение задач рационального управления сложными социально-экономическими системами представляется возможным автоматизировать на основе интеллектуальной информационной системы поддержки принятия решений. Концепция поддержки принятия решений на основе инженерии знаний основана на онтологическом подходе к проблеме представления знаний. Основная цель создания интеллектуальной информационной системы поддержки принятия решений (ИИСППР) – повышение квалификации лиц, принимающих решения, путем организации единого информационного пространства для обмена мнениями и опытом между специалистами в области рационального управления.

Системы поддержки принятия решений представляют собой специфический класс автоматизированных информационных систем, которые поддерживают деятельность принятия решений. Эти системы помогают специалистам выбрать и /или сформировать нужную альтернативу среди множества вариантов при принятии ответственных решений, своевременно предоставляя необходимую информацию.

ИИСППР – диалоговая система, которая обеспечивает пользователю доступ к моделям принятия решения и данным для того, чтобы поддержать слабоструктурированные и неструктурированные задачи принятия решения. В составе ИИСППР средства искусственного интеллекта составляют экспертную подсистему, основанную на базе знаний и механизме логического вывода. Система обеспечивает поддержку лицу, принимающему решения, помогая в организации информации на основе базы знаний, формировании решений на основе логического вывода и обеспечивая доступ к результатам моделирования.

ИИСППР должна соответствовать перечисленным ниже требованиям: информационная система поддержки принятия решений, анализируя данные о конкретной проблемной ситуации, знания и модели, должна давать актуальную и достоверную информацию, чтобы обосновать выбор альтернативы принятия решений и, кроме этого, сопровождающие пояснения пользователю.

В составе ИИСППР должна быть база знаний о процессах управления в проблемной ситуации и база данных описания проблемных ситуаций.

ИИСППР должна содержать средства дедуктивного логического вывода (для формирования рекомендаций в реальном времени) и индуктивного вывода (на стадии интеллектуального анализа данных), а также средства, имитирующие рассуждения по аналогии, для поиска прецедентов проблемных ситуаций.

В составе ИИСППР должны быть средства общения с удаленными пользователями, необходимые для предоставления рекомендаций и объяснения рекомендуемого решения.

Важной функцией ИИСППР должна стать способность автоматического обнаружения противоречий между знаниями, уже имеющимися в базе знаний, и новыми, поступающими от экспертов или от программ автоматизированного извлечения знаний из данных.

Время формирования рекомендации ИИСППР должно находиться в пределах резервного времени для данного типа сложного динамического объекта и для соответствующего класса проблемных ситуаций.

Одной из задач проектирования ИИСППР является разработка базы знаний и алгоритмов формирования рекомендаций по поддержке принятия решений в процессе рационального управления. База знаний (БЗ) должна быть способна аккумулировать полученные от экспертов знания по предметной области (ПО) так, чтобы в дальнейшем суметь передать их пользователю, выявить и заполнить пробелы в его знаниях. Актуальным в данном аспекте направлением инженерии знаний является онтологический подход [1].

Онтология представляет собой совокупность терминов и взаимосвязанных определений, относящихся к некоторой предметной области и выполняющих нормативную функцию. Именно онтология формирует самое общее представление об объекте исследования. Будем говорить, что онтология предметной области – это кортеж вида

$$O^d = \langle C, A, R, D \rangle, \quad (1)$$

где C – множество понятий предметной области; A – множество их атрибутов; R – отношение частичного порядка на множестве понятий; $R \subseteq C \times C$; D – множество областей допустимых значений атрибутов.

Задачу принятия решений будем рассматривать в поиске в пространстве состояний. В общем виде задача формулируется следующим образом: задается некоторое начальное состояние или подмножество таких состояний, конечное состояние или подмножество таких состояний (возможно, в неявном виде посредством некоторых ограничений) и множество правил преобразования состояний. Требуется найти такую последовательность правил преобразований, возможно удовлетворяющую определенным требованиям (оптимальности или допустимости), которая позволяет преобразовать начальное состояние в конечное. Если искомая последовательность должна удовлетворять требованиям оптимальности, то имеем задачу поиска оптимального решения, если требованиям допустимости – то задачу поиска допустимого (удовлетворительного) решения.

Задача принятия решений (ЗПР) определяется набором

$$\text{ЗПР} = (S, S_{\text{в}}, S_{\text{н}}, S_{\text{к}}, R, K), \quad (1)$$

где S – множество состояний (ситуаций), называемое универсумом; S_B – подмножество возможных (допустимых) состояний $S_B \subset S$, соответственно $S_{\bar{B}} \subset S$ – подмножество невозможных (недопустимых) состояний; $S_H \subset S$ – подмножество начальных состояний; $S_K \subset S$ – подмножество конечных, или целевых состояний; $R: S \rightarrow S$ – конечное множество правил преобразований, каждое правило $R_i \in R$ является функцией, реализующей отображение $R_i: S_i \rightarrow S$, где S_i – область определения R_i . Считается, что правило R_i применимо к состоянию $s \in S$, если $s \in S_i$; K – множество критериев оценки найденного решения. Будем считать, что состояния описываются конечными словами некоторого языка и могут выражать как структурированные, так и неструктурированные понятия. Структурированное описание состояния обычно строится в виде семантической сети.

Решением ЗПР является последовательность правил (последовательность применений правил) преобразований $(R_1, R_2, \dots, R_n)$, R_i $i = 1, n$, такая, что:

1) композиция $R \circ R \circ \dots \circ R_n(s') \in S_K$, где $s' \in S_K$, здесь под композицией $R_i \circ R_j$ понимается функция с областью определения $\{s | s \in S_i \text{ и } R_i(s) \in S_j\}$ – области определения соответственно R_i и R_j , значение которой есть $R_j(R_i(s))$;

2) $s' \in S(P_1(s'), \dots, P_n(\dots P_{n-1}(s') \dots))$;

3) искомая последовательность должна удовлетворять критериям из множества Q (например, если каждое правило P , взвешено своей сложностью, а в качестве критерия оценки выбрана наименьшая сложность решения, то при наличии нескольких последовательностей, удовлетворяющих условиям 1–2), в качестве решения берется та из них, которая имеет наименьшую суммарную сложность).

Если элементы набора (2) не изменяются в процессе поиска решения, то имеем ЗПР в замкнутой форме, соответствующей статической ПО: если же коррекция набора (2) допустима, например, возможно пополнение множеств S, S_B, S_H, S_K, R или K , то имеем ЗПР в открытой форме, соответствующей динамической ПО [2, 3].

Для решения ЗПР могут быть использованы как строгие методы теории принятия решений, так и эвристические. Строгие методы характеризуются точностью, определенностью и гарантируют оптимальное решение (при его существовании). Данные методы обычно применимы к ЗПР в замкнутой форме, когда решения принимаются в условиях определенности и когда имеются достаточные вычислительные ресурсы.

При разработке производственной программы в ИИСППР любые количественные, качественные, временные и другие изменения в производственном процессе обязательно влекут за собой изменения в соответствующих ведомых материальных процессах: увеличение или уменьшение объема добычи, переработки, реализации товарной продукции, изменение сроков производства и т. д., а также требуют соответствующих изменений количества и сроков поставок сырья, материалов, энергетических ресурсов, в увеличении или уменьшении количества рабочих по определенным профессиям и квалификациям и т. п. Повышение эффективности производственных процессов в ИИСППР зависит от выбора оптимальных управленческих решений. Математическая постановка задачи выбора оптимальных решений в общем виде выглядит следующим образом. Пусть имеется некоторое множество возможных решений $\{\bar{X}_i\}$, где $\bar{X}_i$ – вектор размерности a ; a – число характеристик решений.

Присвоим каждому решению порядковый номер, в результате чего получим одномерное множество $X = \{X_1, X_2, \dots, X_n\}$, где n – число возможных альтернативных решений. Тогда каждому i -му решению можно поставить в соответствие пронумерованную точку X_i в a – мерном пространстве, которое описывается вектором характеристик.

$$\bar{S}_i = (S_{i1}, S_{i2}, \dots, S_{in}) ; \quad (3)$$

$$S_j \in \tilde{S}_j; j = 1, 2, \dots, a.$$

где $\tilde{S}_j$ – множество возможных значений j -й характеристики.

Пусть на некоторые характеристики решения наложены ограничения, которые, в общем виде, можно записать:

$$\begin{aligned} A(S_1, S_2, \dots, S_j, \dots, S_n) &\geq 0 ; \\ B(S_1, S_2, \dots, S_j, \dots, S_n) &= 0 . \end{aligned} \quad (4)$$

Требуется выбрать решение X_i из множества X , удовлетворяющее условиям (3) и обладающее экстремальным значением некоторого критерия, который в общем случае представляет собой некоторую функцию от характеристики

$$F(X_i) = f(S_{i1}, S_{i2}, \dots, S_{in}) \rightarrow extr. \quad (5)$$

Далее будем полагать, что требуется минимизация критерия, так как при необходимости максимизации всегда можно построить эквивалентный критерий, минимум которого соответствует максимуму исходного. Тогда можно записать

$$F(X_i) \rightarrow \min, X_i \in X. \quad (6)$$

Математически строгие методы многокритериального выбора оптимальных решений в настоящее время недостаточно развиты.

Успешное решение проблемы выбора альтернативы из множества решений, возможно при наличии подходящего интегрального критерия оптимальности. В сфере ИИСППР в качестве таких критериев обычно используют следующие технико-экономические показатели: производственные затраты (материалы, сырьё, энергетические ресурсы и т. д.), себестоимость, прибыль, уровень или коэффициент рентабельности и пр. В то же время отсутствует единое мнение по вопросу, каким должен быть критерий эффективности производства и существует ли универсальная оценка, позволяющая отдавать предпочтение тому или иному варианту управления в процессе многогранной деятельности предприятия. Наиболее распространенные критерии минимизации приведенных затрат и адекватный им критерий максимума чистой прибыли характеризуют лишь абсолютную величину эффекта. Однако в ряде случаев целесообразно производить оценку эффекта по отношению к вызвавшим его затратам. Рассмотрим для примера производственный процесс нефтегазовой промышленности.

Производственный процесс нефтегазовой отрасли можно рассматривать как многополюсную систему, имеющую разнообразные входы и выходы. Производственную функцию технологического цикла ИИСППР, т. е. зависимость их выходов от входов запишем в следующем виде:

$$Q_i = F(X_i, L_i, R_i) \quad (7)$$

где X_i – технологические входы, представляющие собой энергетические ресурсы, сырье, материалы и т.п. i -й стадии производственного процесса; R_i – средства труда (оборудование, установки и т.д.); L_i – персонал, участвующий в производстве; Q_i – выход производственного процесса [4].

Каждая стадия производственного процесса, так же как и выход, представляют собой многокомпонентные, т. е. векторные величины:

$$X_i = \begin{bmatrix} x_{i1} \\ x_{i2} \\ \vdots \\ x_{in} \end{bmatrix}; R_i = \begin{bmatrix} r_{i1} \\ r_{i2} \\ \vdots \\ r_{ik} \end{bmatrix}; L_i = \begin{bmatrix} l_{i1} \\ l_{i2} \\ \vdots \\ l_{im} \end{bmatrix}; Q_i = \begin{bmatrix} q_{ir} \\ q_{ir} \\ \vdots \\ q_{ir} \end{bmatrix}.$$

Введем коэффициенты

$$a_{ij} = \frac{x_i}{q_i}; b_{ij} = \frac{l_i}{q_i}; h_{ij} = \frac{r_i}{q_i}, \quad (8)$$

определяющие размер затрат i -го ресурса X_i , L_i или R_i на производство единицы j -й продукции. Совокупности этих коэффициентов удобно представить в виде следующих матриц:

$A = [a_{ij}]$ – материальные затраты на i -й производственный процесс;

$B = [b_{ij}]$ – трудовые затраты на i -й производственный процесс;

$H = [h_{ij}]$ – производственные мощности i -го производственного процесса.

При этом линейная производственная функция запишется в виде матричных соотношений:

$$X_i = A_i \times Q_i; L_i = B_i \times Q_i; R_i = H_i \times Q_i. \quad (9)$$

Цель планирования производственной деятельности – достижение определенного баланса между производством и потребителем, что выражается в составлении балансовых уравнений, описывающих модели производства. Каждый вид продукции Q_i , выпускаемой производственными подразделениями нефтегазовой отрасли, расходуется на потребление с определенной интенсивностью. Для обеспечения производства продукции с требуемой интенсивностью необходимы затраты средств производства в количестве:

$$L_i = \sum_{i=1}^n l_i = \sum_{i=1}^n b_i q_i; R_i = \sum_{i=1}^n r_i = \sum_{i=1}^n h_i q_i. \quad (10)$$

Целевой функцией задачи является максимизация объемов добычи нефти и газа, обеспечивающих максимальное удовлетворение потребностей народного хозяйства в продукции нефтегазовой промышленности с минимальными затратами на их производство.

При этом

$$X_i = \sum_{j=1}^J X_j \leq \sum_{j=1}^J X_j^p; L_i = \sum_{k=1}^K L_k \leq \sum_{k=1}^K L_k^p; R_i = \sum_{n=1}^N R_n \leq \sum_{n=1}^N R_n^p. \quad (11)$$

где X_j^p – расчетные (нормативные) расходы i -го вида энергетических ресурсов, сырья, материалов и т. п. на производство продукции; L_k^p – расчетные (нормативные) потребности k -го вида средств труда на производство продукции; R_n^p – расчетные (нормативные) количества n -й специальности инженерно-технических и производственных работников. Основной задачей разрабатываемой единой математической модели ИИСППР является

получение максимального объема качественной товарной продукции с минимальными затратами энергетических ресурсов – **ER**.

В качестве целевой функции этой задачи можно принять отношение энергетических ресурсов к объему продукции

$$F(X) = \frac{ER_s}{Q_s} \rightarrow \min . \quad (12)$$

где Q_s – объем нефти и газа s -й производственной стадии; ER_s – затраты энергетических ресурсов s -й производственной стадии; $s = 1 \div S_s$ производственные стадии.

Таким образом, осуществляя выбор единого критерия и используя разработанную единую математическую модель можно контролировать и управлять показателями объемов продукции и затратами энергетических ресурсов каждой стадии производственной системы в отдельности.

Список литературы

1. **Бадамшин, Р.А.** Проблемы управления сложными динамическими объектами в критических ситуациях на основе знаний [Текст] / Р.А. Бадамшин, Б.Г. Ильясов, Л.Р. Черняховская. – М.: Машиностроение, 2003. – 240 с.
2. **Геловани, В.А.** Интеллектуальные системы поддержки принятия решений в нештатных ситуациях с использованием информации о состоянии природной среды [Электронный ресурс] / В.А. Геловани, А.А. Башлыков, В.Б. Бритков, Е.Д. Вязилов. – М., 2001. – 304 с. http://www.rfbr.ru/rffi/ru/books/o_36705#5.
3. **Петровский, А.Б.** Теория принятия решений [Текст] / А.Б. Петровский. – М.: Издательский центр Академия, 2009. – 400 с.
4. **Ишанходжаев, Г.К.** Методы принятия решения в системе энергетического менеджмента [Текст] / Г.К. Ишанходжаев, М.Б. Султанов // Проблемы информатики и энергетики. – Ташкент, 2018. – № 1.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА АНАЛИЗА ИЕРАРХИЙ ПРИ ПРИНЯТИИ УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В МНОГОУРОВНЕВЫХ, РАСПРЕДЕЛЕННЫХ ЭНЕРГОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

М.Б. СУЛТАНОВ (ООО «НТЦ АО «Узбекэнерго», г. Ташкент, Республика Узбекистан)

(Тезисы)

В настоящее время в мире и в том числе в Республике Узбекистан исследуются и формируются новые концептуальные положения развития топливно-энергетического комплекса в глобальном и национальном масштабах, соответствующие новым целям и тенденциям развития мировой и национальной экономики стран и новому характеру угроз экономического, экологического и социального характера.

В связи с этим предлагается разработка новой концепции управления потоками электрической энергии, под названием интеллектуальной. Основная концептуальная идея интеллектуальных энерготехнических систем заключается в создании системно интегрированной и самоуправляемой в режиме реального времени энерготехнической системы, имеющей единую сетевую инфраструктуру, технологически и информационно связывающую все генерирующие источники энергии и все множество потребителей в пределах всей страны. При реализации интеллектуальных энерготехнических систем осуществляется процесс принятия решения по выработке и реализации мероприятий направленных на достижение максимальной производственно-экономической результативности. Теоретические положения теории принятия решения и разработки систем поддержки принятия решения на основе интеллектуального анализа данных отражены в научных работах отечественных и зарубежных ученых. Однако фактически задача принятия решения в интеллектуальных энерготехнических системах является трудноформализованной и слабоструктурированной и в связи с этим можно обозначить возникшую научную проблему поддержки при принятии управленческих решений в интеллектуальных энерготехнических системах.

В докладе будут приведены такие методы принятия решения как: онтологии, мивары, «IDEF» и «data mining», а также будет использованы методы анализ иерархии.

Метод анализа иерархий представляется более обоснованным путем решения многокритериальных задач в сложной обстановке с иерархическими структурами, включающими как осязаемые, так и неосязаемые факторы, чем подход, основанный на линейной логике.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЕДИНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РОССИИ В ПРОЦЕССЕ ИНТЕГРАЦИИ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Е.С. СУВОРОВ, А.С. ГЕРАСИМОВ, А.Н. СМИРНОВ, Е.Б. ШЕСКИН, С.Е. КАСЬЯНОВ
(АО «НТЦ ЕЭС», г. Санкт-Петербург, Россия)

Единовременное производство, преобразование, передача и потребление электрической энергии в ЕЭС России обеспечивается единым технологическим процессом, связывающим включенные на параллельную работу посредством системообразующей сети электростанции, а также посредством магистральных и распределительных сетей нагрузки. Единство технологического процесса определяет требования к каждому его участнику, которые ограничены в пределах его ответственности и направлены на обеспечение системной надежности и надежности электроснабжения.

Интеграция ветроэнергетических и солнечных установок, которые являются новыми элементами в отечественной энергетике, приведет к появлению в ЕЭС России оборудования, технические требования к которому в части параллельной работы с энергосистемой до настоящего времени не разрабатывались. Для сохранения существующих уровней надежности работы единой энергосистемы целесообразно с самых ранних этапов интеграции нового оборудования дополнить существующую практику соответствующей системой нормативно-правового и технического регулирования.

Перспективы внедрения ветряных и солнечных электроэнергетических установок в ЕЭС России

В последние годы в мире наблюдается бум развития возобновляемых источников энергии (ВИЭ). В настоящее время около 100 стран имеют специальные государственные программы освоения ВИЭ и на государственном уровне утвержденные индикативные показатели их развития на среднесрочную и долгосрочную перспективу. Большинство стран ставят своей целью добиться вклада ВИЭ в энергобаланс страны на уровне не менее 15–20 % к 2020 г., а страны Европейского Союза – до 40 % к 2040 г. Приоритетное развитие ВИЭ с темпами роста в десятки процентов в год осуществляется при мощной государственной законодательной, финансовой и политической поддержке.

Идеи внедрения нетрадиционных источников энергии нашли поддержку и в законодательной базе РФ, в соответствии с которой в качестве целевого ориентира на период до 2020 г. указывается необходимость увеличения относительного производства электрической энергии с использованием возобновляемых источников энергии (кроме гидроэлектро-

станций установленной мощностью более 25 МВт) примерно с 0,5 до 4,5 %. Для достижения намеченных объемов производства электроэнергии на базе возобновляемых источников энергии необходимо уже в указанный период обеспечить ввод генерирующих объектов с суммарной установленной мощностью до 25 ГВт.

Внедрение в ЕЭС России указанных объемов генерирующей мощности электростанций на основе ВИЭ поднимает вопрос об их влиянии на свойства ЕЭС России, а также создает предпосылки по созданию нормативной базы технического регулирования их работы.

Влияние требования к обеспечению надежности работы энергосистемы на размеры резервов и технические характеристики ветроэнергетических и фотоэлектрических электроустановок

Под надежностью энергетической системы, являющейся одной из характеристик эффективности ЭЭС, понимается комплексное свойство, которое определяется как способность энергосистемы выполнять функции по производству, передаче, распределению и снабжению потребителей электрической энергией в требуемом количестве и нормированного качества путем взаимодействия генерирующих установок, электрических сетей и электроустановок потребителей, в том числе:

- удовлетворение в любой момент времени (как текущий, так и на перспективу) общего спроса на электроэнергию;
- противостояние возмущениям и отказам элементов энергосистемы, включая каскадное развитие аварий и наступление форс-мажорных условий;
- восстановление своих функций после их нарушения.

В соответствии с ФЗ «Об электроэнергетике» предусматривается системная надежность и надежность электроснабжения. Системная надежность¹ закладывается на этапе планирования (долгосрочное, среднесрочное, краткосрочное и оперативное), влияет на структуру генерирующих мощностей, схем электрических сетей, величин резервов генерирующей мощности, запасов пропускных способностей связей. При этом определяется надежностью [1]:

- снабжения электростанций топливно-энергетическими ресурсами;
- генерации электроэнергии;
- основной электрической сети;
- участия потребителей в обеспечении устойчивости и живучести ЭЭС.

В свою очередь, надежность электроснабжения потребителей определяется надежностью [1]:

- распределительных электрических сетей;
- внешних и внутренних схем электроснабжения потребителя;
- системной надежности (надежном электроснабжении центров питания распределительной сети).

Основным средством обеспечения системной надежности, учитывающим возможные отклонения электропотребления от прогноза, плановые и аварийные отключения основного

¹ Включает балансную и режимную надежность.

оборудования электростанций и электрических сетей является резервирование². Хотя при намеченных весьма небольших объемах ввода ветряных и солнечных электростанций баланс мощности практически не изменяется и, соответственно, не изменяется уровень резервирования, при больших объемах ввода такая проблема существует, и она должна каким-то образом регламентироваться.

Эта проблема применительно к европейским странам рассмотрена в [2, 3]. Анализ в [4] был сфокусирован на выявлении дополнительных потребностей в управляемости работы энергосистем на интервалах времени от 1 до 12 ч, имеющих большое значение для управления режимами.

Было показано, что использование энергии ветра и солнца сверх 30 % суммарного потребления электроэнергии приводит к существенному повышению требований к гибкости работы энергосистемы. Особенно этой тенденции будет способствовать 20–30 %-ный вклад солнечной энергии в суммарную энергию ветра и солнца. Был сформулирован вывод о том, что уровень влияния ветровой и солнечной генерации, а также их объединенный эффект проявляется в большинстве европейских стран схожим образом. Однако выявлены и различия между странами, которые могут быть объяснены как размером стран, так и уровнем генерации в них ветровой и солнечной энергии.

Было показано, что в условиях существования большой ветровой генерации объединенные энергосистемы характеризуются возникновением меньших небалансов мощности. Так, при 50%-ной переменной генерации часовое изменение баланса на региональном уровне может составлять до 30 % ее максимальной нагрузки, оно снижается до 22 % для большой страны и до 11 % для объединенной Европы.

На рис. 1, по данным [2], приведены результаты ряда исследований в части влияния объема генерации ветровой энергии (в % от валового спроса) на уровень резервирования (в % от объема ветрогенерации).

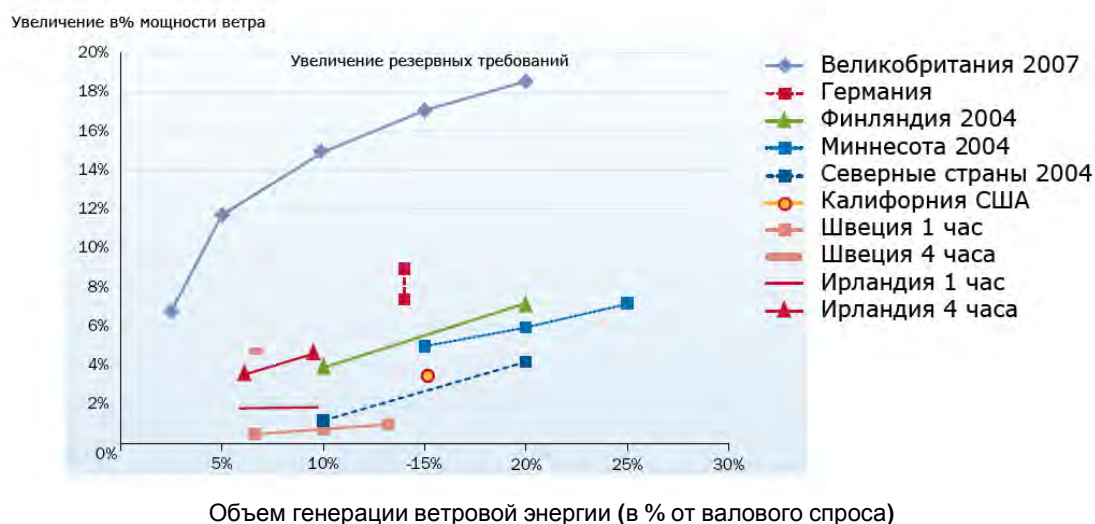


Рис. 1. Результаты оценки влияния объема генерации ветровой энергии на уровень резервирования

² Остальные мероприятия: оптимизация электрических режимов с учетом балансов топлива и гидроресурсов, рациональное размещение энергообъектов, углубление и совершенствование автоматизации диспетчерского управления, повышение квалификации и производственной дисциплины эксплуатационного персонала и пр.

В этих исследованиях для Германии, Миннесоты и Калифорнии (США) принимался во внимание прогноз по ветрогенерации на день вперед, для Великобритании на четыре часа вперед, для Швеции и Ирландии на четыре часа и на час вперед. Как следует из рис. 1, по мере роста объема ветровой генерации потребность в резервировании растет, увеличивается она и по мере отдаления прогноза по ветрогенерации.

Был сформулирован вывод о том, что будущие требования к гибкости управления режимами в энергосистемах Европы будут зависеть от трех основных параметров: доли переменных возобновляемых источников энергии, соотношения уровней ветровой и солнечной генерации и размера балансирующей области. Размещение больших объемов генерации ветровой и солнечной энергии потребует от производителей разработки более гибкого оборудования для энергосистем. Системные операторы должны будут приводить свои энергосистемы к соответствию с грядущими объемами возобновляемых источников энергии.

Отмечаются значительные экономические выгоды от повышения точности прогнозов, что оправдывает инвестиции в большие метеорологические наблюдательные сети.

Необходимость обеспечения системной надежности энергосистемы оказывает влияние на выбор и режимы работы генерирующего оборудования электростанций. Так, для обеспечения требований системной надежности генерирующие компании должны обеспечивать [1]:

- безотказность и управляемость генерирующих агрегатов, которые определяются его маневренностью (регулируемыми диапазонами для управления в нормальных и аварийных режимах, реакцией на кратковременное интенсивное разгружающее воздействие, сохранением в работе при отключении от сети), а также степенью ее эффективного использования, главным образом, за счет автоматизации;
- участие в бездефицитном покрытии графика нагрузки и формировании балансов электроэнергии, регулировании частоты и активной мощности, а также напряжения и реактивной мощности в согласованных Системным оператором объемах;
- выполнение требований по устойчивости и живучести ЕЭС и ЭЭС при расчетных и нерасчетных условиях при снижении частоты в энергосистеме и/или напряжения на шинах электростанции, динамической устойчивости при расчетных (нормативных) возмущениях.

В отличие от классических электростанций, основанных на синхронных генераторах, ветроэнергетические и солнечные установки характеризуются переменным производством электроэнергии, в связи с чем не в полной мере соответствуют вышеприведенным требованиям, обеспечить которые позволяет применение накопителей электроэнергии. Однако применение последних приводит к увеличению стоимости проекта.

Данные, приведенные в заимствованной из [5] табл. 1, могут служить отправной точкой при проведении предварительных исследований, связанных с оценкой экономической целесообразности применения известных технологий накопления энергии для решения конкретных задач в энергосистемах. Эти данные получены на основе исследований американского института исследований в сфере электроэнергетики EPRI (Electric Power Research Institute).

Таблица 1

Стоимостные и технические характеристики накопителей электроэнергии

Используемая технология	Уровень про-работки	Энерго-емкость, МВт·ч	Мощность, МВт	Время разряда, ч	КПД % (количес-во циклов)	Стоимость (дол./кВт)
Системные потребности (оптовая торговля электроэнергией, покрытие пиковых нагрузок), интеграция возобновляемых источников энергии						
ГАЭС	Практ. исп.	1680–5300	280–530	6–10	80–82	2500–4300
		5400–14000	900–1400	6–10	(>13000)	1500–2700
Сж. воздух (подз. исп.)	Коммерч.	1080	135	8	–	960
		2700		20	(>13000)	1150
Натрий/сера	Коммерч.	300	50	6	75 (4500)	3100–3300
Свинцово-кислотный	Коммерч.	200	50	4	85–90 (2200)	1700–1900
	Коммерч.	250	20–50	5	85–90 (4500)	4600–4900
	Демонстр.	400	100	4	85–90 (4500)	2700
Ванадий, окисл.-восст.	Демонстр.	250	50	5	65–75 (>10000)	3100–3700
Цинк/бром, окисл.-восст.	Демонстр.	250	50	5	60 (>10000)	1450–1750
Железо/хром, окисл.-восст.	Ведутся разработки	250	50	5	75 (>10000)	1800–1900

Внедрение в ЕЭС России электростанций на основе ВИЭ поднимает вопрос технического регулирования их работы. При этом сохранение существующих уровней надежности возможно только в случае интеграции генерирующего оборудования электростанций на основе ВИЭ с заранее определенными техническими характеристиками.

Обзор требований в нормативных и нормативно-технических документах в части электростанций на основе ВИЭ, имеющихся в зарубежных энергосистемах

Ветроэнергетические и солнечные установки являются новыми элементами в отечественной энергетике, технические требования к которым в части их параллельной работы с энергосистемой до настоящего времени не разрабатывались. Вместе с тем большой опыт использования ветряных и солнечных установок накоплен за рубежом. Этот опыт послужил основой для разработки требований к установкам такого типа, которые вошли составной частью в следующие зарубежные нормативные и нормативно-технические документы:

- подготовленные объединением европейских сетевых операторов ENTSO-E кодексы, регламентирующие требования к примыканию к сети генераторов всех типов и требования к регулированию частоты и резервированию;
- стандарт американского института инженеров электриков и электронщиков IEEE 1547 в части требований к присоединению распределенной генерации к электрическим системам;
- сетевые кодексы Германии, Великобритании, Ирландии, Дании, Скандинавских стран, Китая, Польши и др.;
- материалы Федеральной комиссии США по регулированию энергетики (Federal Energy Regulatory Commission (FERC) и Североамериканской корпорации по обеспечению электроэнергетической надежности (NERC);

- материалы европейской ассоциации ветроэнергетики «Powering Europe: wind energy and the electricity grid».

В этих документах в качестве основных требований к силовому оборудованию и системам регулирования электростанций в части их параллельной работы с энергосистемой рассматриваются следующие:

- допустимые условия работы по напряжению и частоте;
- регулирование напряжения и реактивной мощности;
- работа электростанции во время и после аварийных возмущений;
- регулирование активной мощности и частоты;
- качество вырабатываемой электроэнергии.

Нельзя не отметить, что данные требования различаются в различных документах и для разных стран. Кроме того, требования быстро устаревают и пересматриваются. Подход к разработке этих требований следует использовать как один из составляющих при формулировании отечественных требований к установкам рассматриваемого типа. Представляется, что для ЕЭС России следует принять современный подход к надежности функционирования нетрадиционной генерации, учитывающий характеристики современных установок и системных аспектов их применения с самых начальных этапов ее развития.

В качестве примера рассмотрим требования к одному из обязательных требований при работе генерирующих установок за рубежом, который касается требований к регулированию реактивной мощности и напряжения.

Этому вопросу посвящен специальный раздел (раздел 16) в Европейском сетевом кодексе. В документе указывается, что ветростанции должны располагать возможностями осуществления компенсации реактивной мощности при отклонениях напряжения в точке их примыкания. Границы диапазонов отклонения напряжения и диапазонов изменения реактивной мощности (суммарно выдаваемой и потребляемой) для ряда Европейских синхронных зон приведены в табл. 2.

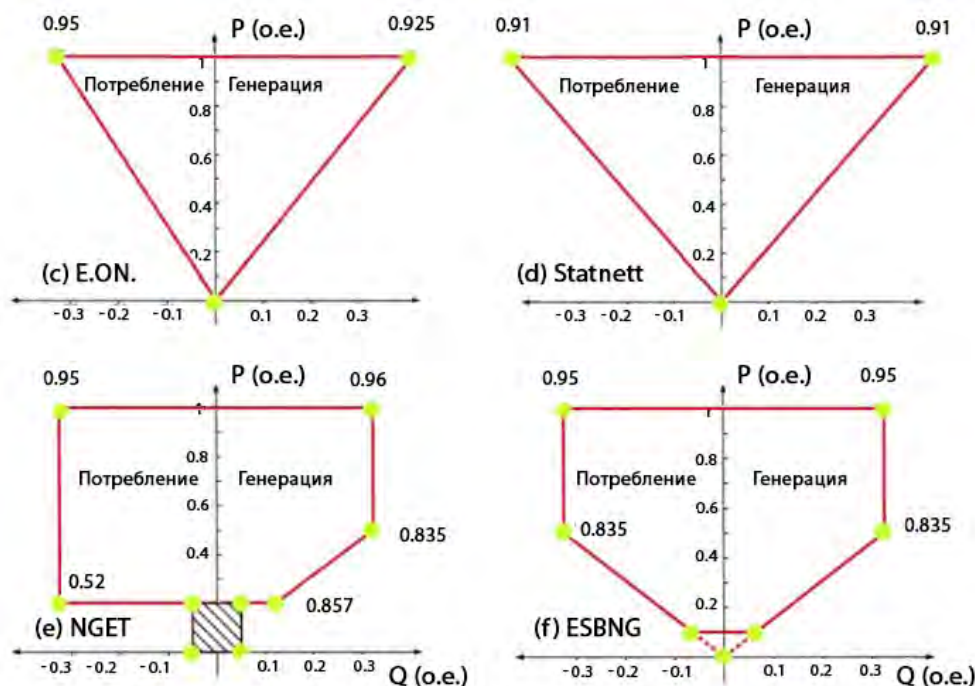
Таблица 2

Расчетные диапазоны отклонения напряжения и изменения реактивной мощности для ряда европейских синхронных зон

Синхронная зона	Максимум $Q/P_{\max}$	Максимальное отклонение напряжения, о.е.
Континентальная Европа	0,75	0,225
Скандинавские страны	0,95	0,150
Великобритания	0,66	0,100
Ирландия	0,66	0,218
Балтика	0,80	0,220

При этом характер зависимостей $Q/P_{\max}$ от напряжения определяется сетевыми и системными операторами, которые определяют и способ автоматического осуществления реактивной компенсации путем либо регулирования напряжения, либо реактивной мощности, либо $\cos\varphi$.

На рис. 2 показаны характеристики регулирования реактивной мощности ветряных станций, принятые в ряде энергосистем. Как следует из рис. 2, они различаются как коэффициентами, так и конфигурацией.



Примечание. Цифры на поле рисунка соответствуют граничным значениям $\cos \varphi$

Рис. 2. Характеристики регулирования реактивной мощности ветряных станций, принятые в ряде энергосистем

Требования к регулированию реактивной мощности фотоэлектрических станций проработаны в меньшей степени, нежели требования, относящиеся к ветряным станциям. В настоящий момент требования к регулированию реактивной мощности фотоэлектрических станций начинают приближаться к требованиям, принятым для ветряных станций. Например, в немецком сетевом кодексе требования для применения фотоэлектрических станций эквивалентны требованиям для применения других возобновляемых источников энергии, в частности, ветрогенерации.

Проект требований к силовому оборудованию и системам регулирования ветряных и солнечных электроэнергетических установок в части их параллельной работы с ЕЭС России

При разработке требований к электростанциям на основе ВИЭ национальные СО учитывают особенности управляемых ими энергосистем. Требования к ветряным и солнечным электростанциям, предполагаемым к интеграции в ЕЭС России, должны учитывать их особенности, заключающиеся в большой протяженности линий электропередач, отсутствии источников реактивной мощности, преимущественно радиальном характере сети и т. д.

Подключение ветряных и солнечных электростанций в ЕЭС России предполагается производить, в основном, к распределительной электрической сети 35–110 кВ. В связи с этим требования к ветряным и солнечным электростанциям дополнительно должны учитывать особенности организации релейной защиты в распределительной электрической сети ЕЭС России.

АО «НТЦ ЕЭС» (г. Санкт-Петербург) по заказу АО «СО ЕЭС» разработал требования к типовому составу РЗА ВЭС и СЭС, а также проект технических требований к характери-

стикам силового оборудования и системам регулирования ветряных и солнечных электро-энергетических установок при их работе в составе ЕЭС России.

Выводы

В докладе освещены некоторые аспекты влияния интеграции ветроэнергетических и фотоэлектрических электроустановок на уровень надежности работы единой энергосистемы, а также приведены основные существующие требования к их параллельной работе с энергосистемой по всей совокупности рассмотренных документов.

Список литературы

1. **Воропай, Н.И.** Концепция обеспечения надёжности в электроэнергетике [Текст] / Н.И. Воропай, Г.Ф. Ковалёв, Ю.Н. Кучеров [и др.]. – М.: ООО ИД «ЭНЕРГИЯ», 2013. – 212 с.
2. Powering Europe: wind energy and the electricity grid [Text]: A report by European Wind Energy Association. – 2010. – November.
3. **Huber, M.** Integration of wind and solar power in Europe [Text] / Matthias Huber, Desislava Dimkova, Thomas Hamacher // Assessment of flexibility requirements. – 2014. – Vol. 69.
4. **Белей, В.Ф.** Рекомендации к проектированию ветропарков на основе опыта эксплуатации ветропарка в Калининградской области [Текст] / В.Ф. Белей // Energy fresh. – 2011. – № 1 (3).
5. **Чернецкий, А.М.** Оценка экономической эффективности использования накопителей электроэнергии в энергосистеме [Текст] / А.М. Чернецкий. – Минск: Белорусский национальный технический университет, 2013.

МЕТОДЫ, МОДЕЛИ И АЛГОРИТМЫ ОПТИМАЛЬНОГО РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕМ

Д.М. МИРЗААХМЕДОВ (ООО «НТЦ АО «Узбекэнерго», г. Ташкент, Республика Узбекистан)

Стратегической целью энергетической политики Республики Узбекистан является создание устойчивой и способной к саморегулированию системы обеспечения энергетической безопасности с учетом оптимизации структуры и процессов управления производством и потреблением топливно-энергетических ресурсов (ТЭР). Многофакторность и многоплановость энергосбережения в отраслевых разрезах в реальном секторе экономики повлияли на то, что исследования в рассматриваемой области носят разносторонний и фрагментарный характер. В настоящее время в предприятиях топливно-энергетического комплекса (ТЭК) страны отсутствуют совместимость целей и информационная взаимосвязь при решении задач энергетического менеджмента и энергоаудита. Не используются взаимосвязанные методы и модели нормирования, мониторинга и управления, не до конца определены и проработаны концептуальные положения, средства и методы интеграции решения задач системы энергосбережения, принципы, направления и методические основы создания единых информационной и функциональной моделей систем, подсистем энергосбережения. Учитывая большую размерность структуры предприятий ТЭК, пересечение интересов ряда ведомственных вертикалей, объединение нескольких десятков видов производственно-экономической деятельности, многоуровневую территориально распределенную структуру, возникает очевидная проблема организации эффективного управления предприятиями ТЭК. Существенное повышение уровня энергетической эффективности может быть обеспечено только за счет использования информационных систем управления энергосбережением, поскольку она:

- затрагивает все отрасли экономики, всех производителей и потребителей ТЭР;
- требует использование методов системного анализа и высокой степени координации, регулирования действий;
- обеспечивает единое информационное пространство и оперативное решение задач системы энергосбережения.

Таким образом, в настоящее время создание и внедрение современной, эффективной, адекватной информационной системы управления энергосбережением (ИСУЭ) является актуальным.

Основная цель данного проекта – разработка методологических основ создания и функционирования ИСУЭ и эффективных методов, моделей и алгоритмов оптимального решения её функциональных задач на основе единых информационного, функционального и технического обеспечений.

Основными направлениями государственной политики ТЭК Республики Узбекистан являются:

- обеспечение энергетической безопасности страны;
- обеспечение безопасного и надежного функционирования единой энергетической системы, удовлетворение нужд потребителей в ТЭР;
- внедрение рыночных принципов и механизмов в систему управления и хозяйственных связей по производству, передаче и сбыту ТЭР;
- обеспечение сбалансированного развития предприятий ТЭК;
- рациональное использование ТЭР.

Для достижения поставленных стратегических целей необходимо решить следующие научно-технические задачи:

1. Определение целевых показателей энергосбережения и повышения энергетической эффективности для предприятий ТЭК, создание условий, использование методов и механизмов их достижения.

2. Разработка концептуальной модели ИСУЭ как сложной многоуровневой информационной системы для оптимального решения научно-технических задач ТЭК.

3. Разработка методики синтеза структуры ИСУЭ на основе системного анализа существующих реализаций и перспективных направлений ТЭК, взаимодействия производителей и потребителей ТЭР.

4. Разработка единой функциональной модели, работающей под управлением ИСУЭ, на основе использования результатов и формализованного описания этапов жизненного цикла проекта ИСУЭ, для последующей организации на предприятиях ТЭК информационного взаимодействия производителей и потребителей ТЭР, а также интеграции этапов функционального моделирования и создания программного обеспечения (ПО) ИСУЭ.

5. Разработка единой информационной модели ИСУЭ, описывающей на предприятиях ТЭК множество материальных объектов и ресурсов оперативного управления энергосбережением, отражающей все основные сущности указанного множества и многообразные отношения, заданные на этом множестве.

6. Формирование целостных и эффективных ИСУЭ.

7. Разработка и реализация в виде ПО ИСУЭ базовых информационных технологий, обеспечивающих комплексную автоматизацию функций процессов управления и программную интеграцию и взаимосвязь подсистем и задач ИСУЭ предприятия.

8. Проведение экспериментального исследования, практической апробации ПО ИАИС и оценка экономической эффективности ИАИС, созданной на основе предложенной методологии (концептуальной, функциональной и информационной моделей и соответствующих методик).

9. Совершенствование нормативной правовой базы для оптимального решения задач в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности.

Создаваемая впервые в Республике Узбекистан ИСУЭ будет отвечать международным стандартам, современным требованиям системы управления и отличаться широтой охвата задач, важных для предприятий ТЭК, как для средних предприятий, так и для крупных холдингов с разветвленной организационной структурой.

В разрабатываемом проекте, с учетом выше изложенных научно-технических задач, сформулированы решаемые задачи, которые направлены на обеспечение повышения конкурентоспособности, энергетической безопасности предприятий за счет реализации потенциала энергосбережения и повышения энергетической эффективности на основе создания ИСУЭ в ТЭК.

Решение выше перечисленных научно-технических задач предусматривает решение следующих частных задач:

- разработка моделей и алгоритмов, позволяющих рационально организовать информационную интеграцию и взаимосвязь задач одного иерархического уровня (по горизонтали) и различных иерархических уровней (по вертикали) общей системы управления;
- формирование системы единых показателей энергосбережения предприятий ТЭК;
- создание единого информационного пространства функционирования ИСУЭ на предприятиях ТЭК;
- создание и ведение единой системы нормативно-справочной информации;
- формирование, хранение и ведение интегрированных баз статистических данных по расходу ТЭР;
- составление обоснованных топливно-энергетических балансов предприятий ТЭК;
- информационно-аналитическое обеспечение управления энергосбережением, включающее мониторинг и оценку эффективности использования ТЭР;
- оперативный расчет плановых, учет и анализ фактических показателей производственных мощностей, основных производственных фондов;
- оперативный расчет плановых, учет и анализ фактических показателей объема продукции;
- оптимальное планирование потребности в ТЭР;
- учет, контроль и анализ расхода ТЭР;
- мониторинг и системный анализ показателей состояний производственных процессов предприятий ТЭК;
- системное и оптимальное решение функциональных задач энергетического менеджмента и задач логистики;
- формирование интегрированной базы статистических данных по расходу ТЭР для оперативного решения задач энергоаудита;
- оперативный расчет себестоимости готовой продукции и рентабельности предприятий ТЭК;
- формирование, хранение и ведение архивных информационных баз данных;
- оперативная подготовка необходимой информации для принятия достоверных решений по управлению энергосбережением на предприятиях ТЭК;

- организация оперативных внешних и внутренних информационных связей в системе управления.

Для решения поставленных задач в проекты будут использованы методы системного анализа, системного проектирования, теория процессных методов управления, методы объектно-ориентированного программирования, методы функционального и информационного моделирования, теория баз данных и ряд других смежных научных дисциплин.

Список литературы

1. **Петронеv, С.И.** Использование ТЭР в промышленности [Текст] / С.И. Петронеv. – Спб.: Пресс, 2008.
2. **Разенгольц, С.Д.** Использование ТЭР на предприятиях [Текст] / С.Д. Разенгольц. – Киев, 2005.
3. **Арнов, Р.И.** Состав и структура ТЭР промышленного предприятия [Текст] / Р.И. Арнов. – М.: Информ, 2007.
4. **Тавронов, Л.Ю.** Топливные и энерго ресурсы, их источники и понятие [Текст] / Л.Ю. Тавронов. – М; Къ, 2007.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

Д.М. МИРЗААХМЕДОВ (ООО «НТЦ АО «Узбекэнерго», г. Ташкент, Республика Узбекистан)

Значение энергетических ресурсов на промышленных предприятиях определяется тем, что они непосредственно используются в технологическом процессе производства продукции. В связи с этим величина их расходования оказывает прямое влияние на формирование себестоимости и, соответственно, цены продукции, а также её конкурентоспособности. Следовательно, одним из приоритетных направлений деятельности предприятий является повышение эффективности использования энергетических ресурсов.

Существует большое количество способов увеличения эффективности использования энергетических ресурсов, среди которых формирование нормативной базы потребления ресурсов, разработка контроля, учёта и анализа использования ресурсов, повышение квалификации работников энергослужб предприятия и технологического персонала и пр.

Электроэнергия также представляет собой обособленный элемент в связи с тем, что она используется в технологическом процессе и как орудие труда оказывает воздействие на предметы труда.

Под энергетическим ресурсом понимается естественный или искусственно выработанный источник, носитель энергии, который используется как в настоящий момент времени, так и в дальнейшем.

Для предприятия актуальность проблемы энергосбережения на предприятии и увеличение энергетической эффективности производства, выделены в три этапа:

первый – формирование плановых технико-экономических показателей (ТЭП) потребления энергоресурсов по видам;

второй – сравнение плановых и фактических ТЭП;

третий – фактические ТЭП потребления энергоресурсов по видам.

База данных в системе управления энергоэффективностью представляет собой интегрированную совокупность структурированных и взаимосвязанных данных, организованная по определенным правилам, которые предусматривают общие принципы описания, хранения и обработки данных. Иными словами – даталогическое представление информации о предметной области.

Предметная область – это часть реального мира, подлежащая изучению с целью создания базы данных для автоматизации процесса управления. В рассматриваемой системе управления предметной областью является энергоэффективность нефтегазовой отрасли.

Потребления энергоресурсов формируются по подразделениям предприятия. План потребления i -вида энергоресурса по j -подразделению X_{ij} определяется следующим образом:

$$X_{ij} = C \cdot \sum_{k=1}^{m[j]} d_{im[j]k},$$

где $d_{im[j]k}$ – норма расхода i -го вида энергоресурса k -х установок j -го подразделения; C – количество суток анализируемого периода; n – количество видов энергоресурсов; m – количество установок.

Фактический расход i -го вида энергоресурса по j -му подразделению F_{ij} рассчитывается суммированием разниц значений потребления энергоресурсов в конце и начале периода:

$$F_{ij} = \sum_{k=1}^{m[j]} (K_{ijk} - N_{ijk}),$$

где K_{ijk} – показание счетчика расхода i -го вида энергоресурса, k -х установок, j -го подразделения, на конец периода; N_{ijk} – показание счетчика расхода i -го вида энергоресурса k -го оборудования j -го подразделения на начало периода.

Далее оцениваются разности фактических и плановых показателей за анализируемый период $\eta_{ij} = F_{ij} - X_{ij}$. При соотношении $\eta_{ij} \leq 0$ считается, что расход i -го вида энергоресурса по j -му подразделению идет нормально и непрерывно улучшается.

А при $\eta_{ij} > 0$ включается механизм принятия решений для устранения отклонений фактического потребления от плановых потреблений энергетических ресурсов.

Алгоритм позволяет оперативно решать задачи энергоменеджмента на предприятиях с применением предложенных методов.

Все вышесказанное говорит о необходимости и важности снижения потребления энергоресурсов на всех предприятиях. Данный процесс должен идти повсеместно и желательно на каждом предприятии. В процессе решения данной задачи разработанный план должен представлять собой программу по оптимизации потребления энергоресурсов. Данная программа может состоять из этапов или пунктов, которые описывают мероприятия по ежегодному снижению энергопотребления (не за счет уменьшения объемов производства, а за счет экономии энергоресурсов). Каждое такое мероприятие аргументирует, описывает и указывает расчетные значения (эталонное), к которым должно стремиться предприятие. К основным таким мероприятиям можно отнести:

- установка в схемах электроснабжения устройств защитного отключения;
- использование реле времени, датчиков присутствия и движения;
- устранение неполадок на оборудовании;
- комплексная замена устаревшего электрооборудования на более совершенное, а значит и более экономичное.

Список литературы

1. **Ишанходжаев, Г.К.** Интегрированная информационная система прогнозирования, мониторинга и оперативного управления сложными производственными комплексами [Текст] / Г.К. Ишанходжаев. – Ташкент.: Фан ва технология, 2014. – С. 256.
2. **Ишанходжаев, Г.К.** Задачи информационной системы управления энергосбережением на предприятиях нефтегазовой отрасли [Текст] / Г.К. Ишанходжаев, М.Б. Султанов, Б.Б. Нурмамедов Б.Б. // Нефтегазовые технологии. – 2016. – № 5. – С. 74–77.

СЕКЦИЯ 2

«Технические решения, направленные на повышение КПД энергетического оборудования»

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВОЗМОЖНОСТЬ ВЫРАБОТКИ БЛОКОМ ПГУ ЗАДАННОЙ МОЩНОСТИ И ВЫПОЛНЕНИЕ ЗАДАННОГО ГРАФИКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

Д.И. МЕНДЕЛЕЕВ, Г.Е. МАРЬИН (Филиал АО «Татэнерго» «Казанская ТЭЦ-2», г. Казань, Россия)

При работе на оптовом рынке электроэнергии и мощности необходимо выполнять плановый диспетчерский график, задаваемый системным оператором, т. к. при отклонении от заданной нагрузки на величину, превышающую 2 % заявленной максимальной включенной мощности, но не менее чем на 1 МВт, зарегистрированном по данным системы обмена технологической информацией с автоматизированной системой системного оператора (СОТИАССО) на конец часа в течение более 4 ч подряд и не связанном с отключением генерирующего оборудования, по всем часам регистрируются соответствующие снижения максимальной мощности.

График задается производственно-техническим отделом (ПТО) и допускается отклонение на 2 %, или на 3 МВт, но ПТО видит только конечную мощность на графиках, оперативный персонал же в зависимости от фактического состояния оборудования и различных обстоятельств задает такой процесс работы, при котором выдерживается график и оборудование находится в максимально оптимально возможно режиме работы (рис. 1, 2).



Рис. 1. График мгновенной мощности блока в определенный день

Время	План МВт*ч	РЗД МВт	Факт МВт*ч	откл. МВт*ч	%	Вып
01:00	216	-0,5	215,83	-0,17	-0,08	
02:00	216	-0,5	215,79	-0,21	-0,1	
03:00	216	-0,5	215,81	-0,19	-0,09	
04:00	216	-0,5	215,79	-0,21	-0,1	
05:00	216	-0,5	215,81	-0,19	-0,09	
06:00	216	0,5	215,99	-0,01	0,00	
07:00	218	0,5	218,21	0,21	0,1	
08:00	220	0,5	220,13	0,13	0,06	
09:00	220	0,5	220,11	0,11	0,05	
10:00	220	0,5	220,13	0,13	0,06	
11:00	220	0,5	220,12	0,12	0,05	
12:00	218	0,5	218,21	0,21	0,1	
13:00	218	0,5	218,06	0,06	0,03	
14:00	220	0,5	220,15	0,15	0,07	
15:00	220	0,5	220,11	0,11	0,05	
16:00	218	0,5	218,06	0,06	0,03	
17:00	218	0,5	218,19	0,19	0,09	
18:00	220	0,5	220,11	0,11	0,05	
19:00	218	0,5	218,3	0,3	0,14	
20:00	216	0,5	216,13	0,13	0,06	
21:00	216	0,5	216,12	0,12	0,06	
22:00	216	0,5	216,13	0,13	0,06	
23:00	216	0,5	216,11	0,11	0,05	
00:00	216	0,5	216,11	0,11	0,05	
Отклонение " - "		-0,98 МВт				
Отклонение " + "		2,49 МВт				
Отклонение сумма		1,51 МВт				

Рис. 2. Почасовая выработка электроэнергии блоком и суммарное отклонение от задания за определенный день

При работе оборудования в базовом режиме и неизменных параметрах, отклонения фактического графика от заданного, следовательно, будут минимальны. Однако могут поступать задания на разгрузку или набор мощности, могут происходить изменения в работе как основного, так и вспомогательного оборудования, в том числе их отказы, что повлечет за собой отклонения в графиках, вплоть до его невыполнения и последствий в виде штрафных санкций.

Поэтому важно определить, как минимум, основные факторы, влияющие на возможность выработки заданной мощности и выполнения заданного графика.

Сейчас, несмотря на тяжелое финансовое положение, в конструкторских бюро энергомашиностроительных и авиадвигательных научно-исследовательских институтах возобновились разработки новых систем оборудования для тепловых электростанций. В частности, речь идет о создании конденсационных парогазовых электростанций с коэффициентом полезного действия до 54–60 %.

Определенным преимуществом обладают бинарные парогазовые установки (ПГУ) как наиболее дешевые и надежные в эксплуатации. На ТЭЦ не обязательно повсеместно при-

менять ПГУ такого типа, как ПГУ-325 и ПГУ-450. Схемные решения могут быть различными в зависимости от конкретных условий, в частности, от соотношения тепловых и электрических нагрузок.

Отсюда и возникает вопрос, что, при использовании идентичного оборудования, проблемы в их эксплуатации могут отличаться из-за разных схемных решений оборудования, наличия или отсутствия дополнительных элементов и т. д.

В данном случае рассмотрен пример ПГУ-220, состоящий из двух блоков по 110 МВт, каждый из которых в свою очередь состоит из газотурбинной установки типа PG6111FA (ГТУ) производства фирмы «GE Energy» номинальной мощностью 77 МВт и стационарной теплофикационной паровой турбины КТ-36/33-7,5/0,12 с регулируемым отопительным отбором пара и необходимым вспомогательным оборудованием к ним.

В процессе эксплуатации данного оборудования были отмечены следующие моменты, влияющие на работу блока.

Изменение температуры на входе в КВОУ оказывает основное влияние на выработанную мощность ГТУ. Чем ниже температура, тем больше нагрузки может взять ГТУ. Таким образом, при неизменной температуре в камере сгорания мощность ГТУ возрастает и повышается КПД.

При вычислении годовой загрузки агрегата определяют летний дефицит и зимний переизбыток мощности. Летом для выдерживания графика работы ПГУ при работе в теплофикационном режиме оперативный персонал делает выбор между выработкой электрической и тепловой энергией, ПТО видит только конечную мощность по графику. Зимой же при низких температурах можно задать максимальную нагрузку ГТУ и выдать полную нагрузку на теплофикацию (рис. 3).

Тепловая энергия на блоке тоже регулируется в зависимости от температуры наружного воздуха по графику. В зависимости от заданной температуры оперативный персонал выдает температуры в диапазоне $\pm 2\%$ заданной. При зимней эксплуатации тепловая энергия задается на максимум и выдается на максимально возможном уровне. Весной и осенью оперативный персонал сам регулирует расход через охладитель конденсата ПСГ и ВВТО, чем может добиться повышения или понижения температуры заданной температуры, но это может привести к повышению удельных показателей на блок.

В период около нулевых температур наружного воздуха важно, чтобы не произошло обмерзание КВОУ, для этого включается АОС с заданием температуры перед КВОУ. Температуру выбираем в зависимости от графика и температуры, рекомендованной самой ГТУ. При этом температуру перед КВОУ выбираем таким образом, чтобы не произошло обмерзание КВОУ.

Также при длительной эксплуатации возможно забивание фильтров КВОУ, что приводит к снижению мощности выданной ГТУ, для выполнения графика электрической нагрузки можно отказаться от выработки тепловой энергии и взять нагрузку на ПТУ, разгрузив ГТУ. Возможна установка фильтров большей мощности и более частая их замена, но в связи с дороговизной фильтров выбирается оптимальное время их работы уже по факту работы ГТУ.

АСКУ Тепла										ОРС
Трубопроводы	Т. гр.С	Р		dP		Расход		Тепло		
1 Пар 16 ата КАПО №1	0,0	0,1	кгс/см2	0,0	кПа	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
2 Пар 16 ата КАПО №2	0,0	0,0	кгс/см2	0,0	кПа	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
3 Пар 16 ата КВПО	242,0	11,5	кгс/см2	6,7	кПа	12,9	т/ч	9,0	ккал/ч	
4 Пар 16 ата КЗССМ №1	0,0	0,0	кгс/см2	0,0	кПа	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
5 Пар 16 ата КЗССМ №2	0,0	0,0	кгс/см2	0,0	кПа	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
6 Пар 16 ата ТАСМА №1	245,2	11,6	кгс/см2	0,5	кПа	4,1	т/ч	2,9	ккал/ч	
7 Греющий поток СУ	116,9	7,3	кгс/см2	0,3	кПа	30,0	т/ч	3,5	ккал/ч	
8 Греющий поток УЗР	116,9	7,3	кгс/см2	36,7	Расход	36,7	т/ч	4,3	ккал/ч	
9 Подпитка теплосети УПТС2 СУ	50,6	1,8	кгс/см2	0,7	кПа	108,4	т/ч	5,5	ккал/ч	
10 Подпитка теплосети УПТС2 УЗР	50,6	1,8	кгс/см2	133,3	Расход	133,3	т/ч	6,8	ккал/ч	
11 ПСВ тв №1	0,0	0,0	кгс/см2	0,0	Расход	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
12 ОСВ тв №1	0,0	0,0	кгс/см2	0,0	Расход	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
13 ПСВ тв №2	93,9	5,9	кгс/см2	66,7	Расход	66,7	т/ч	6,3	ккал/ч	
14 ОСВ тв №2	84,0	2,1	кгс/см2	56,9	Расход	56,9	т/ч	4,8	ккал/ч	
15 ПСВ тв №7	94,3	6,3	кгс/см2	211,5	Расход	211,5	т/ч	20,0	ккал/ч	
16 ОСВ тв №7	84,9	1,8	кгс/см2	203,5	Расход	203,5	т/ч	17,3	ккал/ч	
17 ПСВ тв №4	100,8	7,1	кгс/см2	220,0	Расход	220,0	т/ч	22,2	ккал/ч	
18 ОСВ тв №4	95,4	1,9	кгс/см2	0,4	Расход	0,4	т/ч	0,0	ккал/ч	
19 ПСВ тв №6	93,9	5,8	кгс/см2	3,7	кПа	1156,3	т/ч	108,8	ккал/ч	
20 ОСВ тв №6	55,5	2,0	кгс/см2	3,8	кПа	1227,9	т/ч	68,2	ккал/ч	
21 ПСВ тв №8	93,7	6,3	кгс/см2	4257,5	Расход	4257,5	т/ч	399,8	ккал/ч	
22 ОСВ тв №8	56,3	1,4	кгс/см2	3999,4	Расход	3999,4	т/ч	225,4	ккал/ч	
23 ПСВ тв №9	94,5	5,5	кгс/см2	1,6	кПа	98,2	т/ч	9,3	ккал/ч	
24 ОСВ тв №9	52,6	1,9	кгс/см2	1,6	кПа	96,8	т/ч	5,1	ккал/ч	
25 ПСВ тв №10	95,6	6,3	кгс/см2	2776,0	Расход	2776,0	т/ч	266,0	ккал/ч	
26 ОСВ тв №10	55,5	1,3	кгс/см2	2682,3	Расход	2682,3	т/ч	148,9	ккал/ч	
27 ПСВ тв №11	89,2	1,3	кгс/см2	0,0	Расход	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
28 ОСВ тв №11	84,3	1,2	кгс/см2	13,1	Расход	13,1	т/ч	1,1	ккал/ч	
29 ОСВ перемычка КТС	2,3	0,0	кгс/см2	0,0	Расход	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
30 Температура ТП-12	0,0	2,3	кгс/см2	0,0	Расход	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	
31 Химобессоленная вода	0,0	0,0	кгс/см2	0,0	Расход	0,0	т/ч	0,0	ккал/ч	

Рис. 3. Пример данных по теплосети от станции

СИСТЕМЫ шарикоочистки конденсаторов

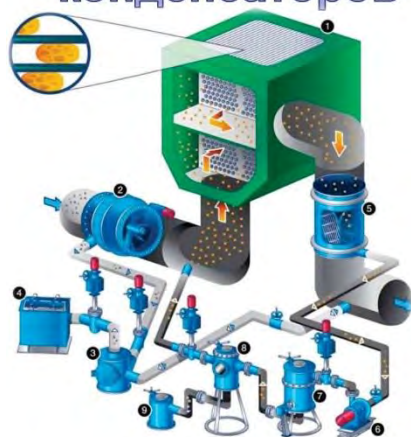


Рис. 1. Оборудование системы шарикоочистки:
1 – конденсатор паровой турбины; 2 – фильтр самонастраивающийся гидравлический; 3 – фильтр сетчатый;
4 – бак сбора мусора; 5 – шарикоочисточная установка; 6 – насос подачи шариков; 7 – деаэрационная камера;
8 – канализационный отвод; 9 – бак для хранения шариков.



1. Высокая эффективность
2. Очистка «на ходу»
3. Улучшение экологии



Экономия **6000 тонн** топлива на турбину в год

Рис 4. Система шарикоочистки конденсаторов и ее преимущества

Помимо этого происходит засорение входного направляющего аппарата (ВНА), что тоже приводит к снижению мощности, поэтому периодически необходимо проводить мойку ВНА (обычно мойка проходит во время планового ТО). После мойки мощность вырастает примерно на 1,5–2 %.

В летний период, когда повышается температура циркулирующей воды, возможно частичное засорение трубного пучка конденсатора, что может повлечь за собой снижение вакуума, поэтому применяются системы шарикоочистки конденсаторов (рис. 4).

При этом в процессе эксплуатации обнаруживаются и другие факторы, которые могут повлиять на выдаваемую мощность ПГУ и выполнение графика заданной нагрузки. Поэтому важно оценить риски отказов оборудования, степень влияния отклонений в нормальной работе каждого элемента на весь блок в целом, учитывая опыт эксплуатации как данного блока ПГУ, так и по возможности, схожего или аналогичного оборудования, установленного в других организациях и предприятиях.

ПОДВОД РАЗЛИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГТУ

Г.Е. МАРЬИН, Д.И. МЕНДЕЛЕЕВ (Филиал АО «Татэнерго» «Казанская ТЭЦ-2», г. Казань, Россия)

Проблема морального и физического старения парка энергетического оборудования очень актуальна в данный момент. Реконструкция и ввод нового оборудования ТЭС должны происходить с использованием новых технологических решений и новых технологий. Перспективным направлением является использование газотурбинных технологий. Для энергетики, в частности – это внедрение ГТУ взамен отработавших ПТУ.

Создание новых ГТУ можно разделить на 3 направления:

первое – строительство ГТУ иностранными компаниями, которое сопровождается его высокой стоимостью, дорогим обслуживанием и большими сроками;

второе – покупка лицензии на производство ГТУ – иностранные компании продают устаревшие ГТУ с высокой стоимостью строительства;

третье – конверсия авиационных двигателей для использования их в стационарных ГТУ. КПД таких двигателей составляет 30–35 %.

Авиационные двигатели проектировались так, чтобы наилучшие показатели были на определенной высоте и скорости полета. На земле эти двигатели работают далеко не с оптимальными параметрами, кроме того, при температуре окружающего воздуха больше 15 °С на всех газотурбинных двигателях идет срезка по мощности.

Традиционные способы повышения мощности, такие как повышение температуры в камере сгорания, совершенствование проточной части для конверсионных двигателей, не могут быть применены из-за резкого усложнения схемы установки и, как следствие, ее удорожания.

Один из способов повышения энергетических и экономических характеристик конверсионных двигателей – подвод дополнительного рабочего тела в проточную часть.

Для перспективы исследований двигатель должен обладать следующими характеристиками:

- 1) авиационный двигатель должен быть хорошо представлен на рынке, хорошо отработанная конструкция;
- 2) высокая маневренность, быстрый набор мощности;
- 3) ГТУ мощностью 20–25 МВт при работе в энергосистемах вполне конкурентоспособны со вновь сооружаемыми ПТУ-блоками;



Рис. 1. Двигатель НК-8

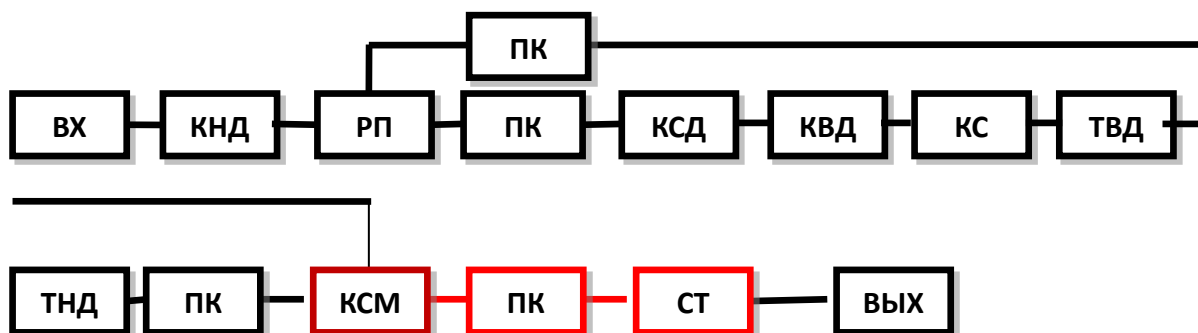


Рис. 2. Функциональная схема модернизированного двигателя:

ВХ – входное устройство; *КНД* – компрессор низкого давления; *РП* – распределитель потоков; *ПК* – переходной канал; *КСД* – компрессор среднего давления; *КВД* – компрессор высокого давления; *КС* – камера сгорания; *ТВД* – турбина высокого давления; *ТНД* – турбины низкого давления; *КСМ* – камера смещения; *СТ* – силовая турбина

4) применение двигателя в составе ТЭС не требует значительных конструктивных работ.

Для исследований был выбран двигатель НК-8*, а с целью его наземного применения модернизированный силовой турбиной (рис.1, 2).

Исходные данные двигателя НК-8 представлены ниже.

Показатели двигателя НК-8

Суммарный расход воздуха, кг/с	289
Степень двухконтурности	1,18
Степень сжатия в компрессоре	12,93
Температура в камере сгорания, К	1179
Степень расширения:	
в турбине высокого давления	2,278
в турбине низкого давления	2,64

* Тимофеев И.И. Конструкция и лётная эксплуатация двигателя НК-8.2-35.

При проведении исследований необходимо учесть следующее:

1. Расчет происходит по оптимальным параметрам (в целях продления службы двигателя и максимального его использования без потерь в надежности работы).
2. При впрыске подводимое тело целесообразно подавать нагретым. Нагрев осуществляется имеющимся резервом тепла уходящей газовой смеси. Впрыскиваемое вещество не должно конденсироваться в проточной части.

Для проведения исследований была создана математическая модель двигателя в программе АС «ГРЭТ».

В качестве впрыскиваемых веществ в настоящее время распространены вода, впрыскиваемая в компрессор, перегретый пар – в проточную часть, но подвод данных веществ связан с возрастанием стоимости при эксплуатации системы. Это можно объяснить тем, что кроме усложнения самой схемы двигателя возникает потребность в очистных сооружениях, так как подводимая вода (пар) в проточную часть должна быть очищена от примесей и нагрета. Альтернативой перегретому пару можно использовать углекислый газ – вещество с химической формулой CO_2 и молекулярной массой 44,011 г/моль, которое может существовать в четырёх фазовых состояниях (газообразном, жидком, твёрдом и сверхкритическом).

Газообразное состояние CO_2 носит общеупотребительное название «углекислый газ». При атмосферном давлении это бесцветный газ без цвета и запаха, при температуре плюс 20 °C и плотности 1,839 кг/м (в 1,52 раза тяжелее воздуха) хорошо растворяется в воде (0,88 объёма в 1 объёме воды), частично взаимодействуя в ней с образованием угольной кислоты. Входит в состав атмосферы в среднем 0,035 % по объёму.

Сделано предположение, что увеличение расхода газов за счет впрыска дополнительного рабочего тела приведет к повышению мощности.

Расчет произведен по следующим формулам:

К расходу газов добавляем впрыскиваемое вещество:

$$G_{\text{общ}} = G_{\text{г}} + G_{\text{подв}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{общ}}$ – расход газов, проходящих через проточную часть ГТУ; $G_{\text{г}}$ – расход газов; $G_{\text{подв}}$ – расход впрыскиваемого вещества.

Далее рассчитываем мощность, с учетом впрыскиваемого вещества:

$$N = G_{\text{общ}} \frac{k}{k-1} \kappa T \left[1 - \left(\frac{1}{\Pi_{\text{г}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta, \quad (2)$$

где N – мощность газовой турбины; η – механический КПД; T – температура перед газовой турбиной.

Увеличение количества впрыскиваемого вещества приводит к росту мощности турбины (рис. 3). Рост мощности газовой турбины может быть обусловлен изменением энтальпии и ростом эффективного КПД (рис. 4).

Подвод углекислого газа в проточную часть также оказывает влияние на температуру (рис. 5).

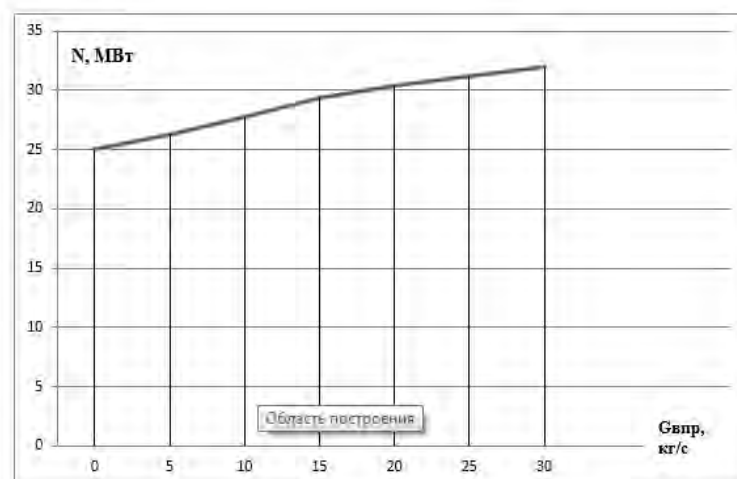


Рис. 3. Изменение мощности при увеличении впрыскиваемого вещества

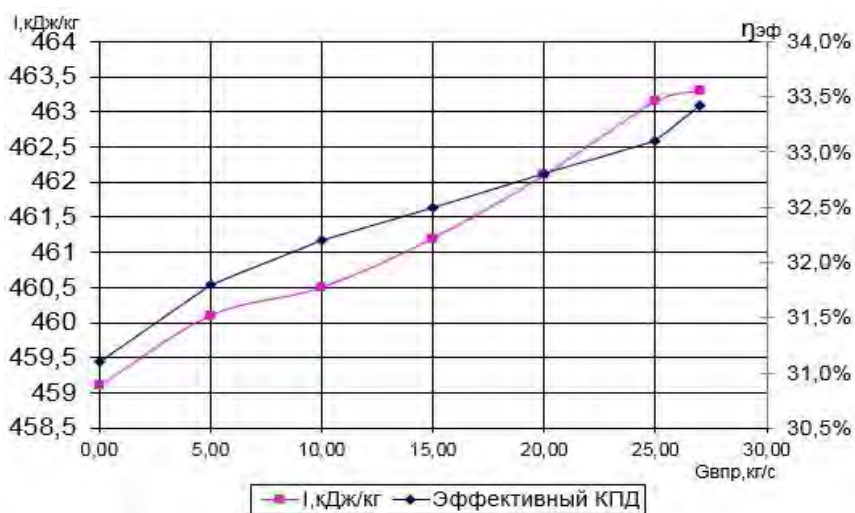


Рис. 4. Изменение энтальпии и эффективного КПД при увеличении впрыскиваемого вещества

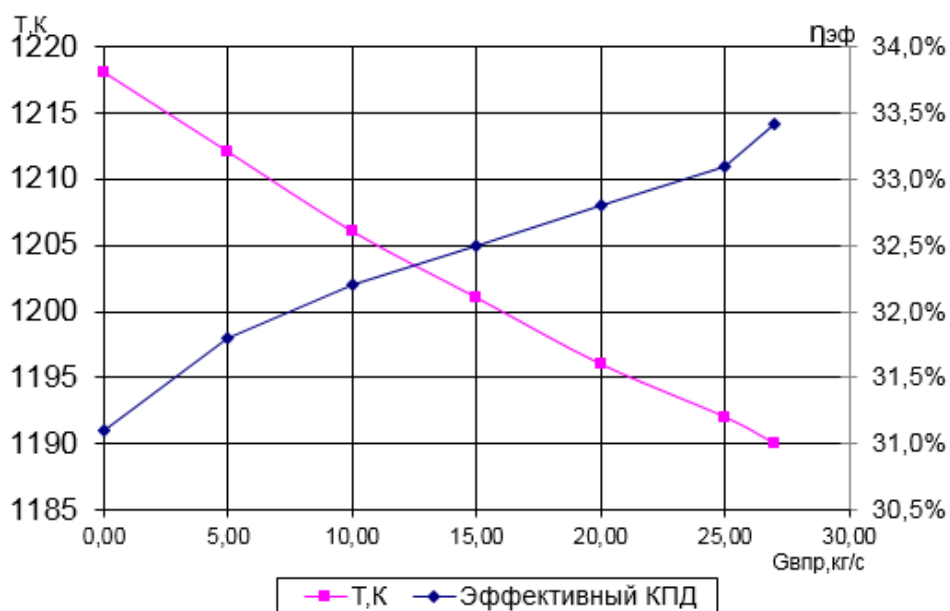


Рис. 5. Изменение температуры и эффективного КПД при увеличении подводимого вещества

Согласно проведенным расчетам газотурбинной установки с подводом дополнительного рабочего тела, можно сделать следующие **выводы**:

1. В работе показана перспективность использования конверсионных ГТУ с подводом дополнительного рабочего тела.
2. Представленные результаты расчетов показывают, что впрыск в проточную часть оказывает решающее влияние на энергетические характеристики ГТУ.
3. Подвод дополнительного рабочего тела ведет к снижению температуры перед турбиной, что продляет срок службы оборудования и повышает его надежность.
4. Впрыск углекислого газа можно использовать кратковременно для покрытия пиковых нагрузок и для повышения мощности ГТУ в летний период.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ КПД ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА АО «УТЗ»

М.А. ВАГИН, А.М. ДЕМИНОВ, В.И. БРЕЗГИН, А.А. ЯМАЛТДИНОВ

(ФГАОУ ВПО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина» – АО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия)

В настоящее время более 60 % паротурбинного оборудования, работающего на территории Российской Федерации, выработало свой парковый ресурс, что отрицательно сказывается как на экономичности, так и на надежности. Ежегодно наблюдается тенденция к росту числа отказов и продолжительности внеплановых простоев. В соответствии с принятой Министерством энергетики стратегией, реновация и модернизация основного оборудования объектов генерации в ближайшее время будет важным приоритетом развития отрасли. Один из примеров таких работ – глубокая модернизация с полной заменой оборудования энергоблока № 4 ТЭЦ-22 ПАО «Мосэнерго», в объеме которой АО «УТЗ» разработана и изготовлена новая паровая турбина Т-295/335-23,5 (рис. 1) и вспомогательное оборудование к ней.

Новая турбина, спроектированная на сверхкритические параметры свежего пара и работающая с промежуточным перегревом пара, обеспечивает большую тепловую нагрузку. На настоящий момент паровая турбина Т-295/335-23,5 является самой мощной в мире по величине теплофикационного отбора. Данная турбина состоит из двухкорпусного цилиндра высокого давления (ЦВД), цилиндра среднего давления-1 (ЦСД-1), работающего на паре промежуточного перегрева, двухпоточного цилиндра среднего давления-2 (ЦСД-2), из которого осуществляется отбор пара на сетевые подогреватели, и двухпоточного цилиндра низкого давления (ЦНД).

Эта турбина предназначена для замены турбин Т-250/300-240, установленных в крупных городах, таких как Москва, Санкт-Петербург, Киев, Минск, Харьков, и выработавших свой ресурс.

Новая турбина Т-295/335-23,5 спроектирована с высокой степенью унификации с базовой турбиной Т-250/335-240 по конструктивным элементам, определяющим ее массогабаритные характеристики, что обеспечивает возможность установки новой турбины на старом фундаменте.

Сохранение длин и присоединительных размеров роторов турбины, а также присоединительных размеров корпусов цилиндров и корпусов и вкладышей подшипников и патрубков отбора допускают последовательную поэлементную замену узлов турбины. Такие решения позволяют сократить сроки и снизить стоимость реконструкции энергоблока.

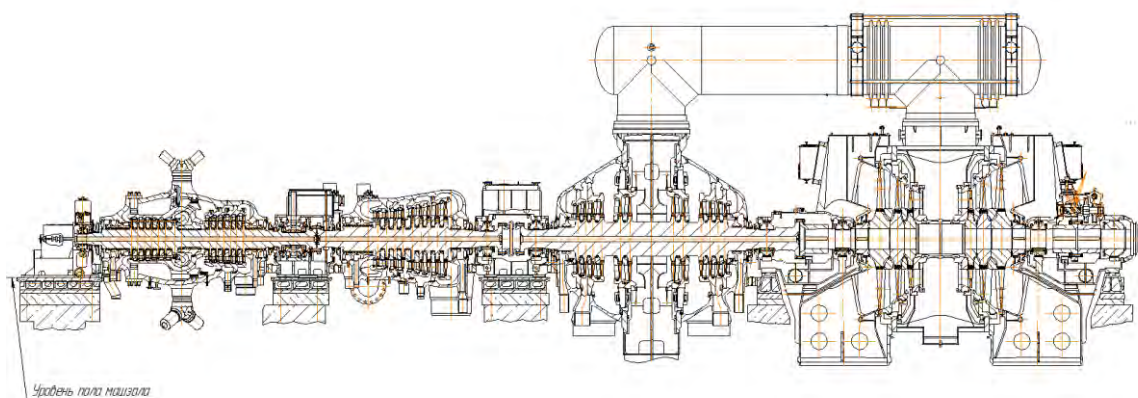


Рис. 1. Продольный разрез турбины Т-295/335-23,5

Благодаря применению современных материалов и расчетной оптимизации конструкций высокотемпературных узлов, удалось увеличить их ресурс до 250 тыс. ч при увеличенных параметрах свежего пара ($P_0 = 23,5$ МПа и $T_0/T_{\text{шт}} = 565$ °С).

Разработка турбины сопровождалась комплексными мероприятиями по газодинамическому совершенствованию элементов проточной части. Для расчетной отработки сложных конструкций и новых технических решений применялись программные средства, основанные на методе конечно-элементного анализа (МКЭ).

Для обеспечения высоких технико-экономических показателей турбины и достижения высоких значений относительного внутреннего КПД цилиндров выполнена оптимизация рабочих и направляющих лопаток путем проведения 3D-моделирования газодинамических процессов проточных частей каждого цилиндра турбины (рис. 2).

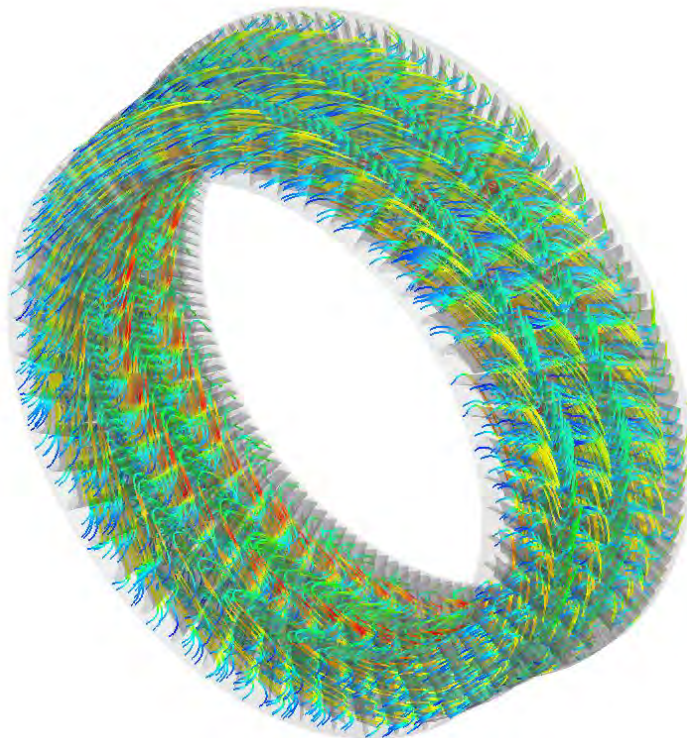


Рис. 2. Линии тока пара в проточной части ЦВД

Увеличение мощности и эффективности турбоустановки было достигнуто не только за счет совершенствования лопаточного аппарата и повышения начальных параметров пара, но и была отработана газодинамика других элементов проточной части, таких как блоки клапанов, сопловые коробки, входные и выхлопные патрубки цилиндров, межцилиндровое пространство ЦВД, а также перепускные трубы цилиндров.

В турбине Т-295/335-23,5, как и в Т-250/300-240, используется сопловое парораспределение. Свежий пар в турбину поступает через два блока стопорно-регулирующих клапанов к четырем сегментам соплового аппарата, установленным в сопловых коробках, вваренных в паровпускные патрубки внутреннего корпуса ЦВД.

Для достижения максимальной эффективности при номинальном режиме работы сегменты сопел и сопловые коробки выполнены с максимально достижимой для данной конструкции парциальностью 87 %. Такого результата удалось достичь вследствие минимизации толщины стенок сопловых коробок при одновременном обеспечении их прочности путем применения многофакторной оптимизации с использованием МКЭ. Форма сопловых коробок также была усовершенствована путем создания каналов с плавным изменением сечения для достижения безотрывного течения и равномерного распределения пара между соплами (рис. 3).

Индивидуальный привод регулирующих клапанов (РК) и система управления позволяют независимо управлять открытием регулирующих клапанов в любой последовательности. Для высокоэкономичной работы регулирующей ступени при переменном режиме реализован новый принцип распределения количества сопел между сегментами подвода пара, что позволяет достичь минимального дросселирования пара на всех режимах работы.

В регулирующей ступени, для надежной работы рабочих лопаток при высоких динамических нагрузках, возникающих на переменных режимах, применен новый конструктивно-технологический прием: рабочие лопатки объединены в цельнофрезерованные пакеты по 3 штуки [1].

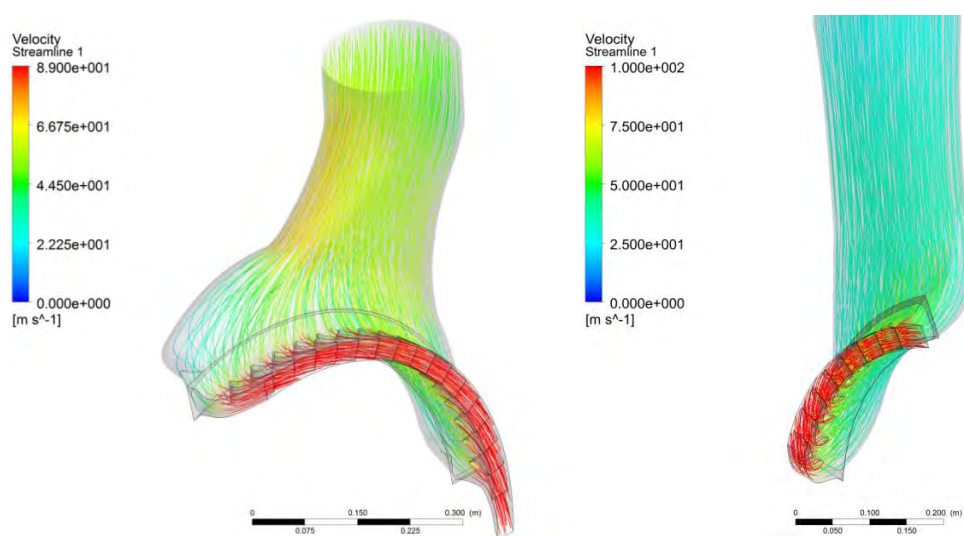


Рис. 3. Линии тока пара в сопловых коробках

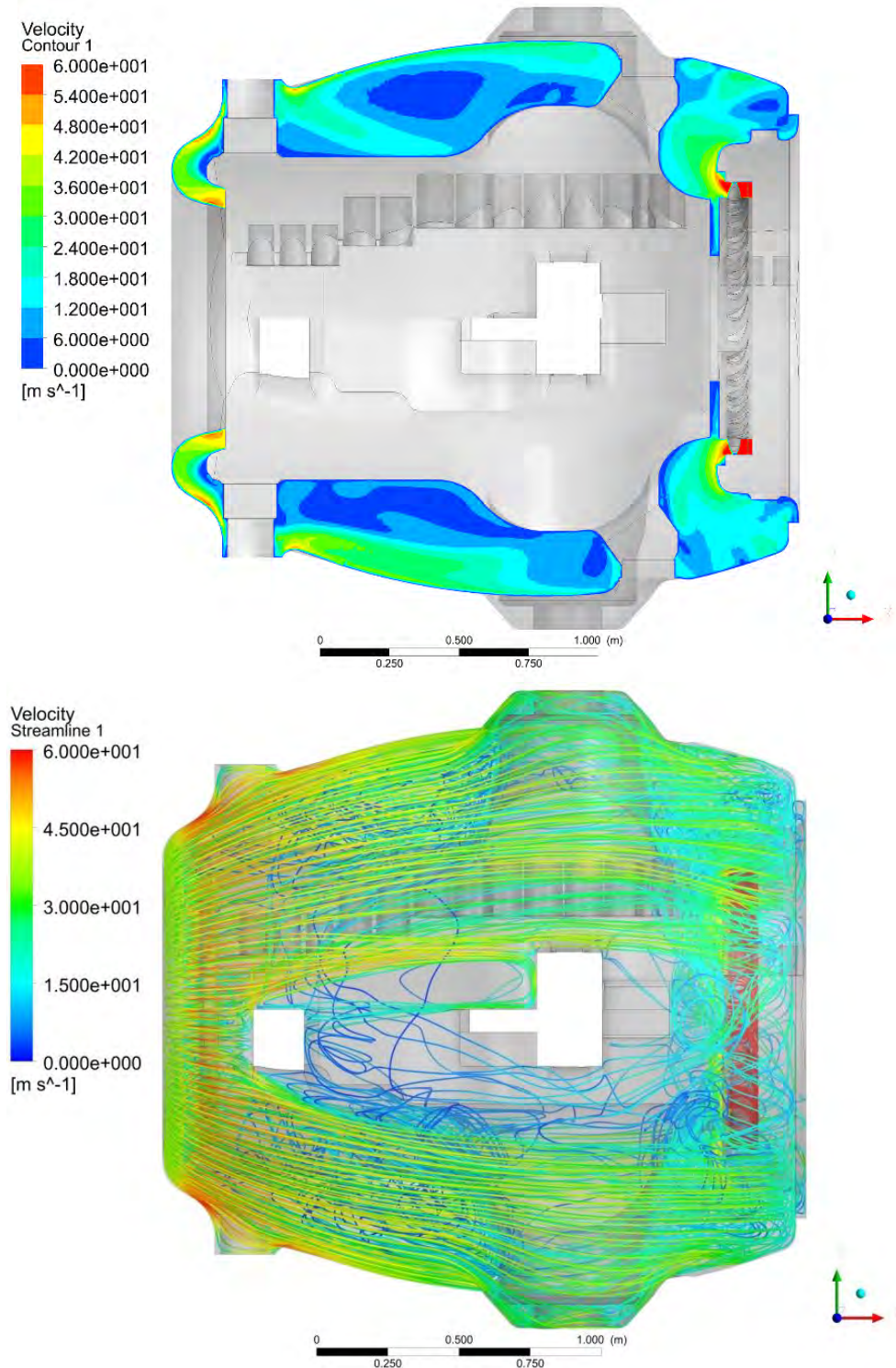


Рис. 4. Поля скоростей и линии тока пара в МЦП ЦВД исходной конструкции

Газодинамический расчет межцилиндрового пространства (МЦП) ЦВД (рис. 4) с использованием МКЭ позволил выявить ресурс для оптимизации, состоящий в устранении устойчивых вихревых течений в зоне входа пара в первую ступень правого потока. Для реализации данного решения был проработан вариант с установкой направляющего дефлектора (обтекателя) на наружную поверхность обоймы № 1 ЦВД. В результате вариантных расчетов была получена форма дефлектора, обеспечивающая нормализацию течения в МЦП (рис. 5).

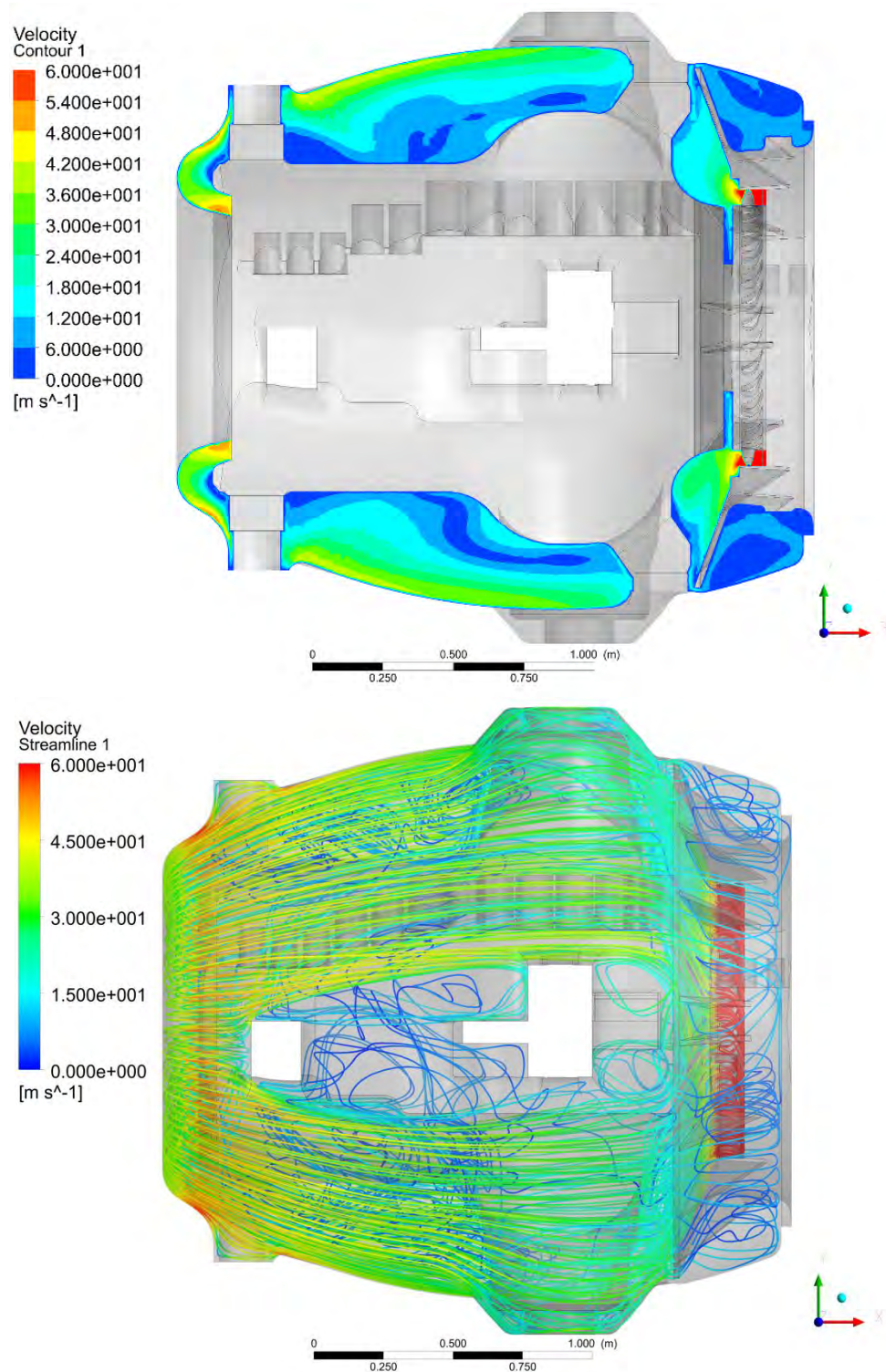


Рис. 5. Поля скоростей и линии тока пара в МЦП ЦВД конструкции с дефлектором

Ожидаемый прирост мощности турбины составил 20 кВт на номинальном режиме. Однако образование застойной зоны в области за дефлектором привело к существенному усугублению термонапряженного состояния корпуса наружного цилиндра и снижению его маневренных характеристик. По результатам многофакторного анализа оптимальной с точки зрения надежности и безопасности эксплуатации турбины является исходная конструкция.

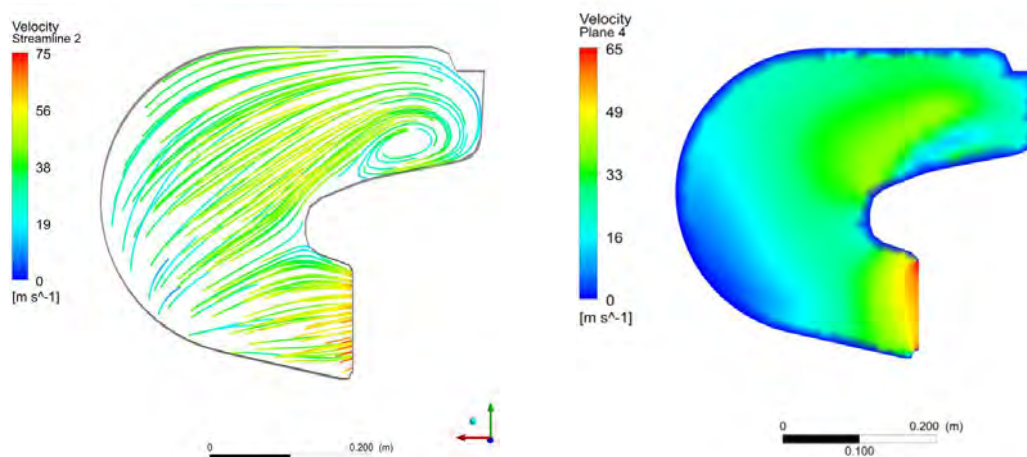


Рис. 6. Линии тока пара и поля скоростей в продольном сечении камеры паровпуска ЦСД-1

В ЦСД-1 газодинамическому анализу и совершенствованию подверглись паровпускная и выхлопная камеры.

Во впускной камере (рис. 6) для выравнивания окружного распределения парового потока на входе в направляющий аппарат был выполнен протяженный конфузорный участок, увеличивающий путь пара от входа в камеру до выхода из нее. Объем камеры увеличен по сравнению с турбиной Т-250/300-240.

Вариантные расчеты показали, что течения в РК и камере паровпуска ЦСД-1 оказывают существенное взаимное влияние. Газодинамический расчет в совместной постановке (рис. 7) показал удовлетворительные сопротивление исследуемой области и распределение пара в направляющем аппарате первой ступени ЦСД-1.

В выхлопной камере ЦСД-1 изменению по результатам комплексного газодинамического и прочностного анализа подверглись форма и положение пароотводящих патрубков. Оси патрубков расположены вертикально (рис. 8), в отличие от ЦСД-1 турбины Т-250/300-240, где они симметрично смещены относительно оси турбины на 30 градусов. Данное конструктивное решение позволило расположить верхнее сечение патрубка максимально близко к плоскости горизонтального разъема цилиндра, что способствовало снижению сопротивления камеры и улучшению окружной равномерности выхода потока из последней ступени ЦСД-1 при сохранении прочности и жесткости корпуса.

ЦНД оборудован системой охлаждения, предназначенной для предотвращения повышения температуры в зоне работы последней ступени выше допустимой. Такое повышение температуры может происходить на режимах работы турбины с минимальным пропуском пара в конденсатор (пусковые режимы, режимы с максимальной тепловой нагрузкой). Пар в систему охлаждения подается через камеры, расположенные с каждой стороны выхлопной части ЦНД и далее через щели на охлаждение рабочих лопаток последних ступеней. Система охлаждения одновременно выполняет заградительную функцию, предотвращая попадание влажного пара из конденсатора на выходные кромки лопаток и их эрозионного износа [1].

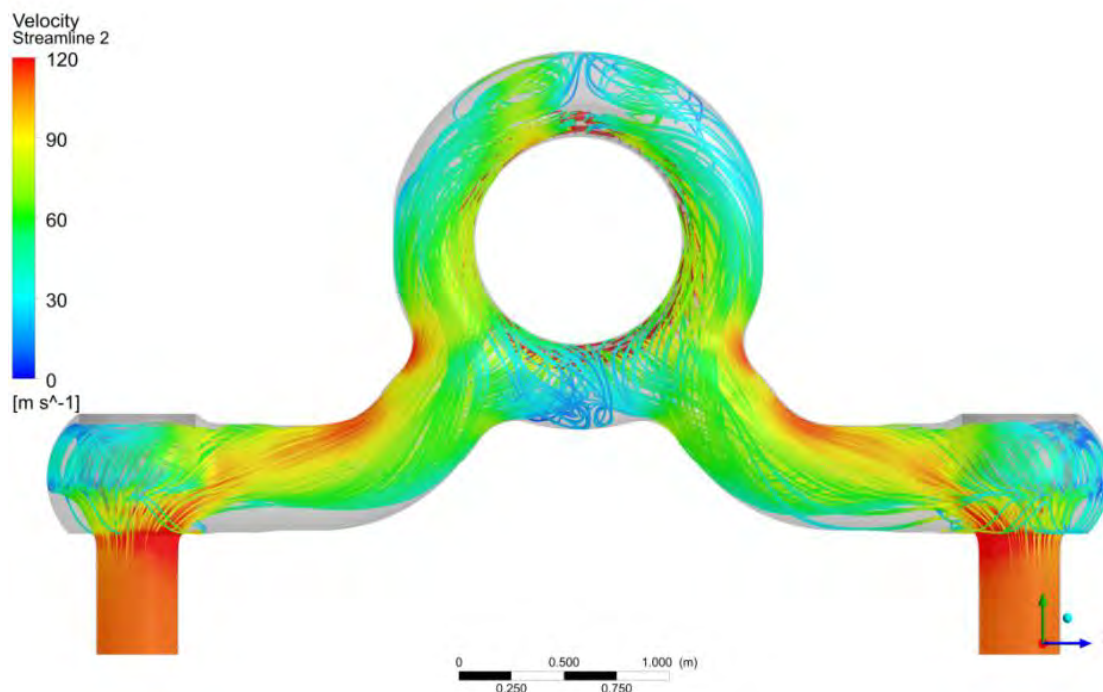


Рис. 7. Линии тока пара в РК и камере патрубка ЦСД-1

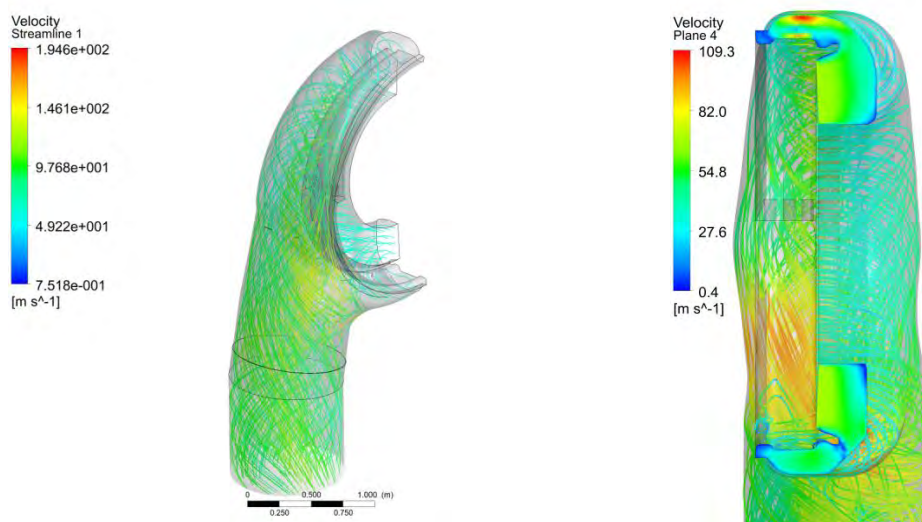


Рис. 8. Линии тока пара и поля скоростей в выхлопной камере и патрубках ЦСД-1 (камера показана рассеченной вертикальной продольной плоскостью)

Данное решение позволило применить плотные поворотные диафрагмы и тем самым значительно снизить утечки в часть низкого давления при закрытых диафрагмах, что привело к увеличению тепловой нагрузки турбины за счет перенаправления пара утечки в теплофикационный отбор.

Выполненная реконструкция установленной турбины Т-250/300-240 на турбину Т-295/335-23,5 позволила получить дополнительные 35 МВт при конденсационном

и 45 МВт при теплофикационном режимах работы, а также увеличить тепловую нагрузку на 22 Гкал/ч. Проведенные работы позволили создать одну из самых мощных и экономичных теплофикационных турбин в мире, установка которой как при новом строительстве, так и при реконструкции существующих турбин серии Т-250 (с сохранением фундамента) позволяет увеличить выработку не только тепловой, но и электрической энергии и повысить надежность энергосистемы в целом.

Список литературы

1. **Валамин, А.Е.** Теплофикационная турбоустановка с новой паровой турбиной Т-295/335-23,5 [Текст] / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, Т.Л. Шибает [и др.] // Теплоэнергетика. – 2016. – № 11. – С. 3–13.
2. **Баринберг, Г.Д.** Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода [Текст] / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг [и др.]; под ред. проф., д.т.н. Ю.М. Бродова и к.т.н. А.Ю. Култышева. – 3-е изд., перераб. и доп. – Екатеринбург: ИПП «Уральский рабочий», 2017. – 540 с.

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИХРЕВЫХ ЭНЕРГОРАЗДЕЛИТЕЛЕЙ

А.Д. ВОДЕНИКОВ (ПАО «Юнипро», г. Шатура, Россия)

Обеспечение надежной и безаварийной работы вспомогательного оборудования является одной из неотъемлемых задач, ведь именно от его работы зависит экономичность работы энергоблока.

На многих современных предприятиях, в том числе и на электростанциях, возникает необходимость обеспечить «точечное» охлаждение с помощью дешевых устройств, обладающих малыми габаритами, мобильностью и простотой установки.

Для реализации вышеуказанной задачи рассматривается возможность применения вихревых энергоразделителей (вихревых трубок) для получения искусственного холода с температурой до минус 100 °С.

Сущность вихревого эффекта

Вихревой эффект, или эффект Ранка, проявляется в закрученном потоке вязкой сжимаемой жидкости и реализуется в очень простом устройстве, называемом вихревой трубой (трубой Ранка-Хилша, вихревым энергоразделителем) схематичная конструкция которой изображена на рис. 1.

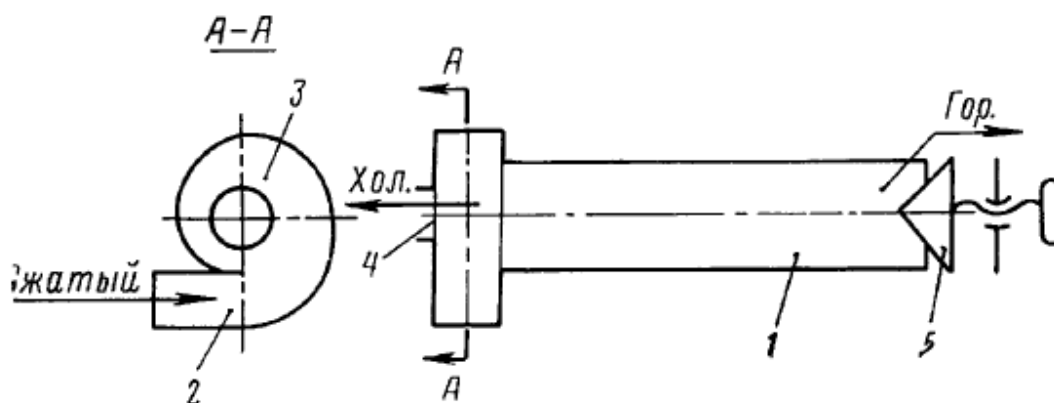


Рис. 1. Схематичное изображение вихревой трубы:

1 – камера энергоразделения; 2 – сопловой аппарат с тангенциальным подводом; 3 – улитка; 4 – диафрагма; 5 – дроссель

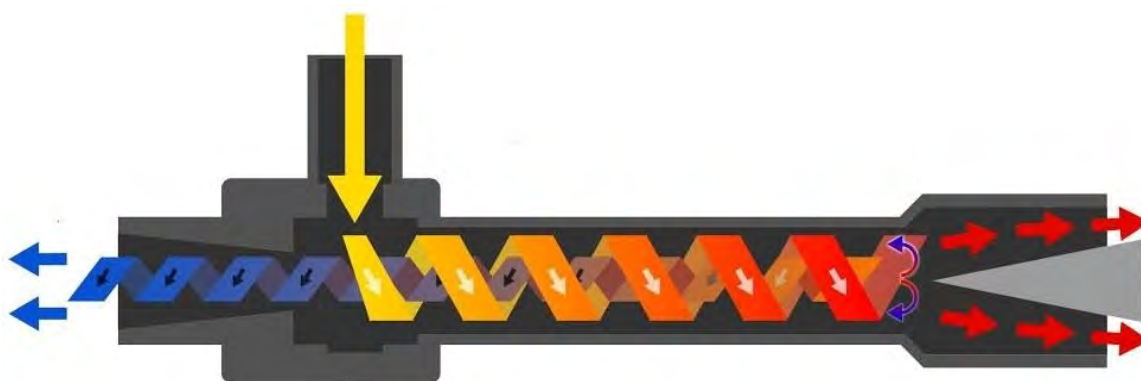


Рис. 2. Схематичное изображение потоков внутри вихревой трубы

При втекании газа через сопло образуется интенсивный круговой поток, приосевые слои которого заметно охлаждаются и отводятся через отверстие диафрагмы в виде холодного потока, а периферийные слои подгреваются и вытекают через дроссель в виде горячего потока. По мере прикрытия дросселя общий уровень давления в вихревой трубе повышается, и расход холодного потока через отверстие диафрагмы увеличивается при соответствующем уменьшении расхода горячего потока. При этом температуры холодного и горячего потоков также изменяются. Схематичное изображение потоков внутри вихревой трубы представлено на рис. 2.

Впервые данный эффект был обнаружен в конце 1920-х годов французским физиком Жозефом Ранком. Первое широкое исследование вихревого эффекта было проведено Р. Хилшем и результаты его опубликованы в 1946 г. Благодаря этой работе вихревой эффект стал известен широкому кругу ученых. В своей работе Хилш ввел величины и критерии, являющиеся и в настоящее время основными для построения характеристик вихревой трубы:

$\Delta t_x = T_1^* - T_x^*$ – эффект охлаждения холодного потока (T_1^* – полная температура воздуха, поступающего в сопло; T_x^* – полная температура холодного потока);

$\Delta t_r = T_r^* - T_1^*$ – эффект подогрева горячего потока (T_r^* – полная температура горячего потока);

$\mu = \frac{G_x}{G}$ – относительный весовой расход холодного потока (G_x – весовой расход холодного воздуха, G – расход сжатого воздуха);

$q_x = \mu \Delta t_x C_p$ – удельная хладопроизводительность трубы (C_p – изобарная теплоемкость).

На рис. 3 представлена характеристика теплоизолированной вихревой трубы.

Как видно из рис. 3, эффекты охлаждения и нагрева зависят от относительного весового расхода холодного потока. Так, «температурный минимум» достигается при $\mu \approx 0,25$. При дальнейшем увеличении весового расхода холодного потока его температура повышается.

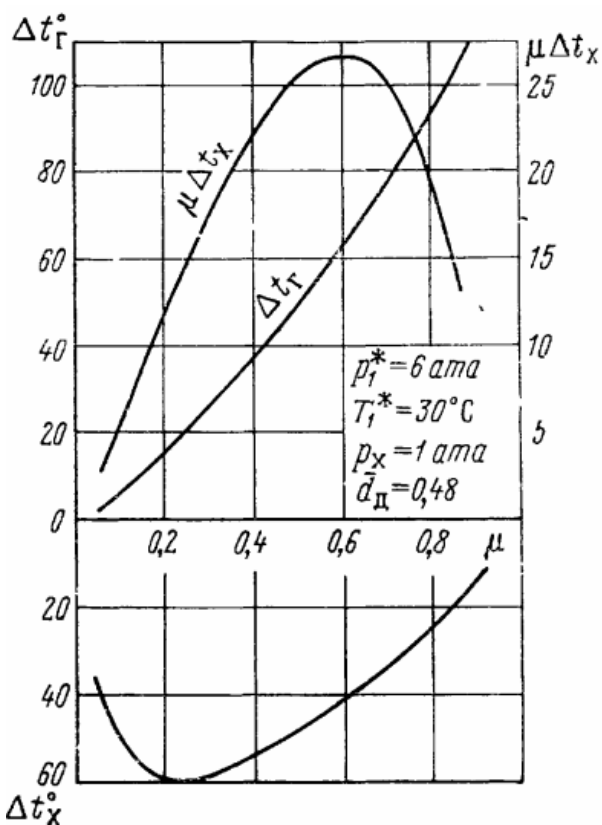


Рис. 3. Характеристики теплоизолированной вихревой трубы

Опыт использования

В ходе эксплуатации часто возникает проблема локального повышения температуры у некоторых механизмов. Например, инструкция завода-изготовителя дистиллятных насосов испарителей модели КС-32-150 предусматривает температуру подшипника не более 80°C . Однако данный критерий не всегда выдерживается. Работа оборудования в режимах, не предусмотренных заводом-изготовителем, сокращает межремонтный срок службы, а в некоторых случаях ведет к необратимым последствиям. В качестве полумеры допускают непродолжительную работу оборудования и последующее отключение при достижении критических температур, что приводит к ухудшению технико-экономических показателей энергоблока. На рис. 4 представлена фотография насоса КС-32-150, работающего в составе испарительной установки. На рис. 5 показаны измеренные пирометром температуры металла подшипников.

Для оценки перспективности использования вихревых энергоразделителей в качестве системы локального охлаждения была произведена серия опытов с вихревой трубой типовой конструкции с нерегулируемым выходом горячего воздуха. Вихревая труба подключалась к общестанционной линии сжатого воздуха со следующими параметрами:

длина вихревой трубки, мм	130
диаметр входного сопла, мм	8
давление сжатого воздуха, кгс/см^2	5
температура сжатого воздуха, $^\circ \text{C}$	10



Рис. 4. Дистиллятный насос испарителя модели КС-32-150

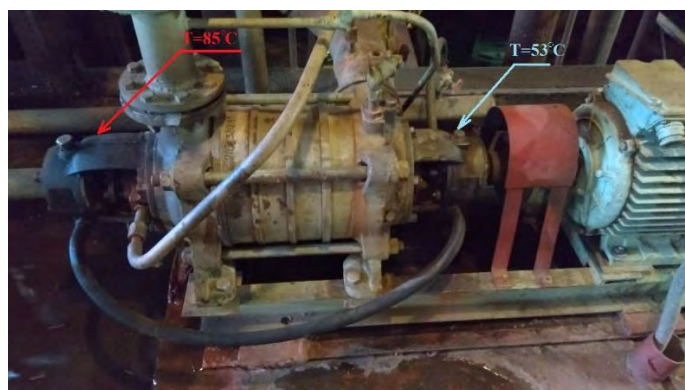


Рис. 5. Измеренные температуры металла подшипников



Рис. 6. Внешний вид исследуемой вихревой трубы

Внешний вид испытываемой трубы представлен на рис. 6.

В ходе испытаний производилось постепенное повышение давления перед соплом вихревой трубки путем открытия вентиля на линии сжатого воздуха. Параллельно производилось измерение температуры холодного потока. Температура холодного потока T_x^* изменялась в диапазоне $-5^\circ \dots -45^\circ \text{C}$. Очевидно, что подобная генерация холода способна удовлетворить потребность в локальном охлаждении (при достаточном значении μ и G).

Стоит отметить, что особое внимание следует уделять повышению эффективности вихревых труб. Основные пути повышения эффективности трубок Ранка – изменение геометрии камер энергоразделения (использование диффузорных камер вместо цилиндрических), использование развихрителей, а также применение охлаждения стенок. В ряде случаев целесообразно стремиться к уменьшению габаритов вихревых труб (иногда с неизбежным ухудшением характеристик) для возможности их использования совместно с микросхемами и датчиками.

В дальнейшем автором планируется рассмотреть возможность применения вихревых трубок для охлаждения датчиков и шкафов АСУ ТП а также провести испытания на модернизированной вихревой трубке с использованием широкоугольного диффузора.

Список литературы

1. **Меркулов, А.П.** Вихревой эффект и его применение в технике [Текст] / А.П. Меркулов. – М.: Машиностроение, 1969.
2. **Суслов, А.Д.** Вихревые аппараты [Текст] / А.Д. Суслов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985.
3. **Parulekar, B.B.** The short vortex tube [Text] / B.B. Parulekar // The Journal of Refrigeration 4:74–80. – 1961. – July – August.
4. **Бродянский, В.М.** Вихревая труба с внешним охлаждением [Текст] / В.М. Бродянский, А.В. Мартынов // Холодильная техника. – 1964. – № 5.
5. **Мартыновский, В.С.** Вихревой эффект охлаждения и его применение [Текст] / В.С. Мартыновский, В.П. Алексеев // Холодильная техника. – 1953. – № 3.

МЕТОДИКА И ПРОГРАММА РАСЧЕТА РАСПЫЛИТЕЛЬНОГО ДЕАЭРАТОРА

А.В. ЛАРКОВ (АО «Подольский машиностроительный завод», г. Подольск, Россия)

Струйно-барботажные деаэраторы, традиционно применяемые на тепловых электростанциях, характеризуются большими габаритами и в некоторых режимах могут работать неустойчиво. В связи с этим на современных станциях с котлами-утилизаторами получили распространение более компактные деаэраторы, которые устанавливаются непосредственно в объем барабана низкого давления (БНД).

Известная на рынке подобных решений фирма «Stork» (Шторк) поставляет компактные деаэраторы капельно-барботажного типа, в которых десорбция растворенных газов происходит вначале в капельной (распылительной) ступени, а затем – в расположенной ниже барботажной ступени. Эта конструкция имеет сравнительно низкое гидравлическое сопротивление (на уровне 0,05 МПа), а проходное сечение распылителя автоматически регулируется при изменении расхода питательной воды, что снижает зависимость сопротивления деаэрата от нагрузки котла и расширяет диапазон допустимых нагрузок. Однако, наряду с указанными преимуществами, такие деаэраторы имеют и недостатки – конструктивную сложность (специальный распылитель, дополнительная барботажная ступень) и, возможно, не очень высокую эффективность.

В качестве альтернативы на некоторых котлах (например, ПК-103 ТЭС г. Сочи) применяются «чисто распылительные» (без барботажной ступени) деаэраторы [1], устанавливаемые на БНД и обеспечивающие высокую эффективность десорбции газов путём распыла воды на мелкие капли с помощью прямоточно-вихревых форсунок (называемых также центробежно-струйными). Именно таким деаэраторам посвящена данная работа.

Эскиз распылительного деаэрата показан на рис. 1. Питательная вода (конденсат) подводится по двум патрубкам и раздается по форсункам с помощью одного или нескольких кольцевых коллекторов. Форсунки распыливают воду в кольцевой канал, образуемый разделительной вставкой и центральной трубой. Образовавшиеся капли прогреваются паром и деаэрируются в процессе движения сверху вниз под действием гравитации, после чего вода сливается в объем барабана. Необходимый для деаэрации пар поступает из барабана через кольцевой канал между корпусом и разделительной вставкой (снизу вверх), а выпар отводится через центральную трубу. В верхней части этой трубы может устанавливаться дополнительная отключаемая форсунка, которая задействуется при необходимости снижения гидравлического сопротивления (обычно – при загрязнении хеламином).

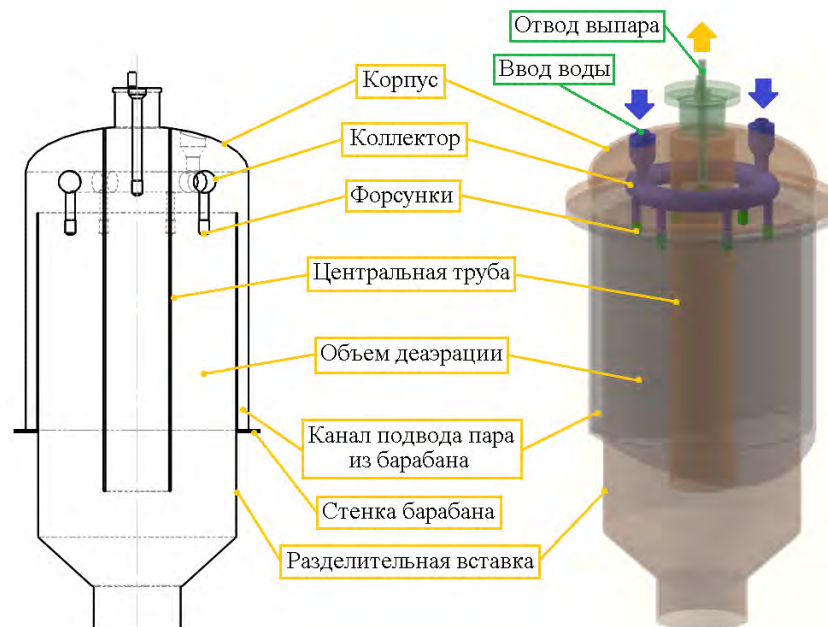


Рис. 1. Эскиз и трехмерный вид геометрической модели распылительного деаэратора

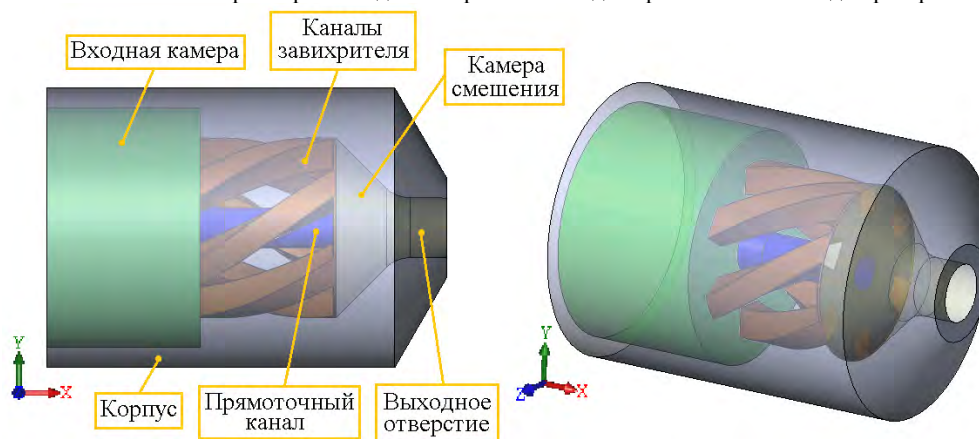


Рис. 2. Трехмерный вид геометрической модели прямоточно-вихревой форсунки

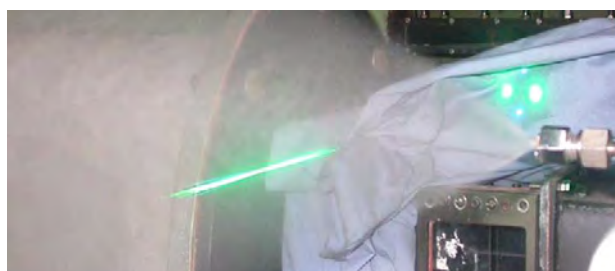


Рис.3. Подсвеченный лазером заполненный конус распыла, формируемый вихревой форсункой. Разность давлений воды – 1–4 МПа (мелкие капли)

Схематическое изображение прямоточно-вихревой форсунки представлено на рис. 2. В отличие от наиболее распространенной конструкции с тангенциальными закручивающими отверстиями, используемой для создания полого конуса распыла, в данной форсунке применен аксиальный завихритель с несколькими винтовыми каналами на периферии и одним прямоточным каналом в центре. За счет того, что суммарное проходное сечение этих каналов больше, чем сечение выходного отверстия, а также благодаря наличию

прямоточного канала, такая форсунка формирует заполненный конус распыла (с *половинным* углом около 30° [2]), что целесообразно с точки зрения повышения степени деаэрации (рис. 3). В отличие от факелов распыла прямоточных форсунок (или отверстий, как в конструкции Stork), в заполненном вихревом факеле локальные концентрации капель меньше, а значит меньше и интенсивность их укрупнения вследствие слияния. Кроме того, более равномерное распределение капель в объеме позволяет уменьшить локальные концентрации кислорода, выходящего из воды, в паровой фазе (при больших локальных концентрациях кислорода наступает равновесие и десорбция прекращается, что ведет к некоторому снижению общей эффективности деаэрации).

Описанная выше конструкция деаэратора сравнительно проста и позволяет периодически очищать форсунки от загрязнений (верхняя часть корпуса крепится на фланце). Характерный диапазон гидравлических сопротивлений – примерно от 0,15 до 0,7 МПа в зависимости от конкретного исполнения и нагрузки, что намного больше, чем для распылителя Stork, но и качество распыла при этом выше (тонкий распыл необходим для чисто капельных деаэраторов в связи с отсутствием барботажной ступени). Важно также отметить, что в приведенной конструкции отсутствует какой-либо механизм саморегулирования пропускной способности (проходного сечения для воды), поэтому при снижении нагрузки ниже примерно 50 % обязательно нужно предусматривать возможность поддержания разности давлений на форсунках (отключением части форсунок или введением рециркуляции воды).

Несмотря на то, что распылительные деаэраторы приведенной конструкции применяются на практике, найти методики для их проектирования или моделирования в открытых источниках на данный момент не удалось. По всей видимости, разработчики обычно руководствуются простым правилом поддержания разности давлений воды на форсунках в указанном выше диапазоне (расчет сопротивления форсунки несложен и сравнительно точен). С одной стороны, этого достаточно в большинстве случаев на практике, потому что условия работы деаэраторов, как правило, очень близки, поэтому эффективность их работы, в основном, определяется тонкостью распыла, зависящей от разности давлений на форсунке. С другой стороны, такой упрощенный подход не позволяет выявить степень влияния различных параметров (например, начальной температуры воды, давления в барабане или высоты деаэрационной колонки) на эффективность деаэрации, а также не дает формального обоснования принятых конструктивных решений, что может быть важно с точки зрения полноты документации. Кроме того, в реальных условиях может возникнуть необходимость определения достаточности степени деаэрации при работе котла в непроектных условиях (с большим поступлением кислорода в контур через подпитку и присосы) на пониженных нагрузках, когда качество распыла минимально. Решить эту задачу исходя только из сопротивления форсунки невозможно.

В связи с этим было принято решение о создании расчетной программы для моделирования работы распылительного деаэратора на основе математических моделей и других данных, представленных в открытых источниках (главным образом, зарубежных). Ниже дано описание особенностей использованной модели и приведены основные расчетные соотношения.

Общее описание модели

При определении результирующей концентрации растворенных газов в воде на выходе внутрибарабанного распылительного деаэратора необходимо учитывать, как минимум, следующие процессы:

- ✚ **распыл воды** форсунками (формирование спрея);
- ✚ **движение капель** под действием гравитации;
- ✚ **прогрев капель** за счет конденсации пара;
- ✚ **массообмен** внутри и снаружи капли (десорбция газов).

В результате **распыла** жидкости форсункой образуется спрей, в котором капли имеют различные размеры и скорости, однако в модели применено упрощенное представление спрея с помощью одиночной капли среднего размера. Это связано не только с ростом сложности модели при более подробном представлении спрея (полифракционная система капель с различными размерами и скоростями), но и с нецелесообразностью такого усложнения ввиду отсутствия в открытом доступе точных и надежных соотношений, описывающих все необходимые процессы. Полифракционное представление спрея, по всей видимости, не позволит существенно повысить точность решения, но заметно усложнит модель.

Реальный процесс **движения капель** в рабочем объеме распылительного деаэратора также довольно сложен (особенно с учетом вторичного дробления и слияния) и не может быть достоверно смоделирован даже средствами, доступными по умолчанию в развитых CFD программах, таких как CFX или Fluent. Это связано с общим ограничением по уровню локальных концентраций капель, присущим используемому обычно представлению дисперсных систем (DPM – *discrete particle model*), а также сомнительной надежности моделей слияния капель и их реализаций в CFD программах. В представляемой модели применено очень простое описание движения капли, в котором на одиночную каплю, движущуюся вертикально сверху вниз, действуют только силы гравитации и аэродинамического сопротивления со стороны пара (профиль вертикальной компоненты скорости пара задается в табличном виде).

Прогрев капель в условиях деаэратора происходит при постоянной температуре на поверхности капли, равной температуре насыщения воды при давлении в барабане. В отличие от твердой частицы, внутри движущейся капли всегда присутствует циркуляция жидкости, что учтено в модели с помощью ввода эмпирической поправки в теоретическую формулу для теплоотдачи к твердой сфере.

Собственно **деаэрация** представляет собой диффузионно-конвективный перенос растворенных газов вначале внутри жидкости к поверхности раздела фаз, а затем – от поверхности в паровой объем. Коэффициенты диффузии газов в жидкостях обычно намного меньше, чем в газовых средах (этот принцип получил название «подобный в подобном»), поэтому скорость массообмена практически полностью определяется только диффузией и конвекцией внутри жидкости. В паровом объеме, *примыкающем к поверхности*, концентрацию газовых примесей можно считать постоянной, однако в модели учтен также и массоперенос в паровом объеме (сложность расчетов от этого возрастает, но не очень существенно).

Важно отметить, что, кроме перечисленных выше, в модели имеется другое важное упрощение: при определении результирующей концентрации растворенных газов **учитывается только массоотдача от капель к пару**. В реальности деаэрационный объем ограничен, и заметная доля воды попадает на стенки (центральную трубу и разделительную вставку). В результате на стенках формируется жидкая пленка, стекающая сверху вниз. Величина поверхности этой пленки по сравнению с каплями мала, однако ввиду интенсивной конвекции в пленке (вследствие наличия градиента скорости и наброса капель) значительная часть растворенных газов может выделяться не только из капель, но и из жидкой пленки. Кроме того, очень интенсивная десорбция (за счет турбулизации и «обновления поверхности») также имеет место как при формировании капель, так и при их попадании на стенку или поверхность воды. В совокупности эти факторы могут существенно влиять на эффективность деаэрации [5], но в модели они не учитываются из-за ограничения на время анализа литературы и разработки программы (кроме того, нет уверенности в том, что необходимые соотношения присутствуют в открытом доступе). Автор [5] отмечает, что отсутствие разделения различных механизмов массообмена (в спрее, при контакте капель с поверхностью и в пленке) свойственно многим экспериментальным работам и может приводить к большим погрешностям оценки коэффициента массоотдачи от капель.

Движущей силой десорбции газов является «эффективная» разность концентраций (вычисленная с учетом закона Генри), что делает необходимым определение концентраций газовых примесей не только в воде, но и в паре. Для этого по заданному расходу выпара вычисляется расход пара, поступающего из барабана (с учетом расхода пара на конденсацию, происходящую при прогреве капель), после чего результирующие концентрации газовых примесей в паре определяются по балансу (исходя из начальных концентраций в паровом объеме барабана и количества газов, выделяющихся из воды). Концентрации газов в паровой фазе изменяются по высоте деаэрационного объема, поэтому в модели предусмотрена возможность задания относительных концентраций в табличном виде (с линейной интерполяцией).

Параметры капли (например, температура, относительная скорость или концентрация кислорода) изменяются нелинейно в процессе ее движения внутри деаэрационного объема, поэтому простой интегральный алгоритм расчета в данном случае неприменим. Вместо этого в модели расчет выполняется последовательно по интервалам времени пребывания капли в объеме. На каждом интервале в расчете используются либо начальные, либо осредненные (на данном интервале) параметры капли. Расчет для интервала производится итерационно (без релаксации), при этом контроль сходимости осуществляется по изменению (на итерации) результирующих (на интервале) параметров капли, связанных с основными процессами (движением, прогревом, десорбцией газов). Величина шага по времени определяется автоматически таким образом, чтобы изменения основных параметров капли на данном шаге находились в заданных диапазонах (это нужно для того, чтобы численная схема не вносила заметных погрешностей из-за больших шагов, но в то же время количество шагов также не было слишком большим).

Степень деаэрации воды и концентрации газов в паре зависят друг от друга (особенно при сравнительно небольших расходах выпара). Для согласования этих величин в расчетной схеме предусмотрены также итерации верхнего уровня, на каждой из которых производится основной расчет эволюции одиночной капли и расчет материального баланса по растворенным компонентам. Релаксация результирующей концентрации кислорода в паре (с коэффициентом 0,1) позволяет исключить «расхождение» итераций при малых расходах выпара.

Технически модель реализована в виде программы на языке C++ с использованием библиотеки Qt для ОС Linux в среде QtCreator. Язык интерфейса – английский. Теплофизические свойства воды и пара определяются с помощью библиотеки Free Steam. Настройки, выделенные в раздел «Конфигурация», позволяют изменять параметры модели для адаптации по опытным данным.

Ниже даны некоторые расчетные соотношения, использованные в модели (полное описание не приведено в связи с ограничением на объем публикации).

Гидравлическое сопротивление форсунки

Само по себе сопротивление форсунки практически не оказывает влияния на распыл и деаэрацию, однако скорость жидкости на выходе из форсунки в формулах для определения среднего размера образуемых капель обычно учитывается не напрямую (из-за сложности ее измерения и расчета), а косвенно через гидравлическое сопротивление. Кроме того, эта величина является важной характеристикой деаэратора, влияющей на выбор питательного насоса. Сопротивление форсунок Δp обычно вычисляется по коэффициенту расхода C_d (discharge coefficient) следующим образом:

$$\Delta p = \frac{G^2}{C_d^2 F_o^2 2 \rho_{ж}}, \quad (1)$$

где G – расход воды через форсунку, кг/с; F_o – площадь сечения выходного отверстия, м²; $\rho_{ж}$ – плотность воды, кг/м³.

В модели для расчета коэффициента расхода предусмотрено два способа: обобщенная методика для отверстия с постоянной поправкой на крутку (изложенная в справочном руководстве к **Ansys Fluent** 14.5), а также формула [6] для полноконусных форсунок с аксиальным завихрителем:

$$C_d = 1,03 K^{-0.021} \cdot \left(\frac{D_s}{D_o}\right)^{0.203} \cdot \left(\frac{L_s}{D_o}\right)^{-0.314} \cdot \left(\frac{D_{sw}}{D_o}\right)^{0.616}, \quad (2)$$

$$K = \frac{N_{sw} \pi D_{sw}^2}{4 D_o \cdot D_s}, \quad (3)$$

где D_o – диаметр выходного отверстия, м; D_s – внутренний диаметр вихревой камеры за завихрителем, м; L_s – длина вихревой камеры, м; D_{sw} – эквивалентный диаметр каналов за вихрителя, м; N_{sw} – количество каналов завихрителя; K – «постоянная форсунки». Формула эмпирическая и предназначена для полноконусных вихревых форсунок с аксиальным завихрителем с диаметром выходного отверстия 1,3–7,2 мм (форсунки в деаэраторах обычно имеют диаметр выходного отверстия 8 или 9 мм). Результаты расчетов хорошо согласуются с обобщенной методикой для отверстия.

Характеристики распыла

Наиболее важным параметром распыла с точки зрения эффективности деаэрации является средний размер капель. Как правило, для описания массообмена в качестве среднего используется эквивалентный размер по соотношению суммарной поверхности капель к объему – *Sauter Mean Diameter* (SMD, d_{SM} или d_{32}), названный по имени ученого Джозефа Саутера (*Josef Sauter*). Существует достаточно много эмпирических формул для расчета SMD капель, образующихся при распыле, однако эти формулы неточны и ненадежны вследствие высокой сложности процесса распыла, а также разнообразия конструкций и конкретных геометрических параметров форсунок. Поэтому в модели расчет SMD выполняется по 7 эмпирическим формулам (для разных видов вихревых форсунок), а результаты осредняются с заданными весовыми коэффициентами (по умолчанию одинаковыми). Для примера можно привести формулу [6] для полноконусных форсунок

$$d_{SM} = D_o 0,952 K^{0,871} \left(\frac{L_s}{D_o} \right)^{1,834} Re_o^{-0,31}, \quad (4)$$

где Re_o – число Рейнольдса по скорости воды в выходном отверстии и диаметру отверстия. В некоторые формулы входит угол распыла, который, в среднем, для деаэратора можно принимать равным примерно 60° [2].

С ростом давления плотность пара возрастает, что приводит к сжатию спрея рециркулирующим (эжектируемым) паром, интенсификации слияния капель и увеличению их среднего размера [3]. Этот эффект учитывается в модели поправочным множителем, представленным как полиномиальная функция давления в барабане, коэффициенты которого ориентировочно вычислены по данным [3].

Коэффициент полидисперсности n , необходимый для расчета некоторых характерных размеров капель, для спреев обычно находится в диапазоне $n = 2-4$ [3], и в большинстве случаев хорошим приближением является $n = 2,5$ (по разным данным).

Другой значимый параметр распыла – скорость капель в спрее (вследствие торможения паром скорость капель намного меньше, чем скорость воды в выходном отверстии). Эта величина в модели вычисляется ориентировочно – домножением скорости в отверстии на поправочный коэффициент (по умолчанию принят равным 0,3 по различным опытным данным).

Прогрев капель

Нередко в литературных источниках (включая советские) высказывается мнение о том, что вода для эффективной деаэрации должна быть прогрета практически до температуры насыщения и допустимый недогрев составляет сотые доли градуса [7]. Это обосновывается зависимостью парциального давления водяных паров от температуры (чем выше температура, тем больше парциальное давление паров). По всей видимости, такое объяснение некорректно. Во-первых, речь идет о паровом объеме, температура в котором при условиях в деаэраторе (обычно, насыщенный пар) не зависит от температуры воды. Во вторых, тезис о парциальном давлении относится к максимально достижимому давлению водяных паров в газовой смеси, выше которого начинается конденсация (точка росы). В деаэраторе

(как традиционном, так и распылительном) в качестве греющей среды обычно используется пар из барабана или отбора турбины со сравнительно низким содержанием газовых примесей, и концентрация примесей в паре практически полностью определяется количеством газов, выходящих из воды, а не температурой воды или пара. В реальности необходимость нагрева воды до насыщения, вероятно, связана с особенностями работы традиционных струйно-барботажных деаэраторов, где нагрев до насыщения необходим для предотвращения «схлопывания» пузырьков пара в барботажной ступени, и, скорее всего, применительно к распылительным деаэраторам это требование неактуально. Подогрев воды в таких деаэраторах, по всей видимости, желателен только для увеличения коэффициента диффузии газов.

Как сказано выше, вычисление температуры капли в модели производится по классической формуле для твердой сферы, скорректированной с учетом внутреннего массообмена за счет циркуляции и возможной осцилляции [8]:

$$\theta_k = \sqrt{1 - e^{-\pi^2 k_m Fo}}; \quad (5)$$

$$k_m = 0,21 \left(r_k w_{отн} \frac{\rho_{ж} \cdot c_{рж}}{\lambda_{ж}} \cdot \frac{\mu_{г}}{\mu_{ж} + \mu_{г}} \right)^{0,454}, \quad (6)$$

$$Fo = \frac{\lambda_{ж} \cdot \tau}{\rho_{ж} \cdot c_{рж} \cdot r_k^2}, \quad (7)$$

здесь r_k – радиус капли, м; $w_{отн}$ – скорость капли относительно пара, м/с; k_m – коэффициент коррекции; Fo – число Фурье (безразмерное время); τ – время контакта, с; $\rho_{ж}$, $c_{рж}$ и $\lambda_{ж}$ – плотность, кг/м³; теплоемкость, Дж/кг·К и теплопроводность, Вт/м·К воды; $\mu_{ж}$ и $\mu_{г}$ – динамическая вязкость, Па·с воды и пара. Выражение получено для капель размером от 160 до 1400 мкм и длины пути, пройденного каплей, не более 100 мм.

Массообмен между каплей и паром (десорбция газов)

Формула для удельного расхода газового компонента через единицу поверхности капли, полученная на основе равенства потоков компонента на интерфейсе (внутри и снаружи капли), имеет вид

$$g = \frac{k_{п} k_{ж}}{k_{ж} + m k_{п}} (c_{п} - m c_{ж}); \quad (8)$$

$$k_i = Sh_i D_i / d_k, \quad (9)$$

где $c_{п}$ и $c_{ж}$ – концентрации компонентов в паре и воде, кг/м³; m – коэффициент Генри (вычисляется в зависимости от температуры по опытной формуле); $k_{п}$ и $k_{ж}$ – коэффициенты массоотдачи по паровой и водяной сторонам, м/с; D_i – коэффициенты диффузии компонента (в паре и воде, вычисляются по опытным формулам); d_k – диаметр капли, м; Sh_i – число Шервуда (аналог числа Нуссельта) внутри и снаружи капли.

Как отмечалось выше, лимитирующей стадией является массоперенос внутри капли, поэтому основная сложность состоит в определении числа Шервуда внутри капли. При разных режимах внутреннего течения в капле (циркуляция или осцилляция) числа Шервуда существенно различны (в несколько раз), причем режим зависит не только от степени

аэродинамического воздействия пара на каплю, но и от предыстории (условий формирования) капли. В модели для расчета числа Шервуда внутри капли в режиме циркуляции используется осреднение по 11 экспериментальным формулам, в режиме осцилляции – по 3 формулам (с весовыми коэффициентами), результирующее число Шервуда вычисляется либо в соответствии с режимом движения капли (без учета условий формирования), либо линейной интерполяцией между значениями для циркулирующей и осциллирующей капли (в зависимости от настроек). Для примера можно привести формулу [9], которая получена по опытным данным (21 группа, 257 точек) для циркулирующих и осциллирующих капель:

$$Sh_{ж} = 17,7 + \frac{3,19 \cdot 10^{-3} (ReSc^{1/3})^{1,7}}{1 + 1,43 \cdot 10^{-2} (ReSc^{1/3})^{0,7}} \cdot \frac{1}{1 + (\mu_{ж}/\mu_{п})^{2/3}}, \quad (10)$$

где Re – число Рейнольдса по диаметру и скорости капли относительно пара; Sc – число Шмидта [аналог температуропроводности, $Sc = \mu/(\rho \cdot D)$]. В оригинальной формуле присутствует поправка на соотношение плотностей дисперсной и непрерывной фаз, однако в условиях деаэратора эта поправка неприменима (формула получена для систем жидкость-жидкость, как и большинство других). Для режима осцилляции одной из наиболее известных является формула [10]:

$$Sh_{ж} = \frac{d_{ж}}{D} \sqrt{\frac{4Df_0(1+\varepsilon_0)}{\pi}}, \quad (11)$$

где f_0 – собственная частота колебаний капли, Гц (зависит от размера капли, поверхностного натяжения и плотностей фаз); ε_0 – безразмерный параметр ($\varepsilon_0 \approx 0,33$). Следует отметить, что число Шервуда существенно зависит от выбора формулы для собственной частоты f_0 (в модели предусмотрено 3 опытных формулы).

Сравнение с экспериментом

На момент написания работы для валидации модели были доступны данные только по работе деаэраторов котлов П-103 ТЭС в г. Сочи, полученные ВТИ во время модернизации узла ввода подпитки в 2006 г. [2]. Результаты расчетов по предлагаемой модели приемлемо соответствуют этим экспериментам. Например, при номинальной нагрузке котла (49 т/ч) и увеличении расхода подпитки от 0 до 3,2 т/ч концентрация кислорода перед деаэратором (после КЭН), по измерениям, возрастает примерно от 25 до 90 мкг/л (в среднем для котла № 2), а на выходе деаэратора примерно от 4 до 7 мкг/л в эксперименте и от 1,9 до 6,9 мкг/л по расчету. Однако выраженной зависимости эффективности деаэрации от нагрузки (в диапазоне 50–100 %) в данном случае не наблюдается как по измерениям на котле, так и по расчету, что говорит о том, что в связи с небольшим расходом пара остаточное содержание кислорода после деаэратора определяется равновесием (по закону Генри), а не интенсивностью десорбции, поэтому по имеющимся данным невозможно проверить адекватность модели более детально.

Список литературы

1. **Галусов, В.С.** Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике [Текст] / В.С. Галусов. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
2. **Гомболевский, В.И.** Внедрение центробежно-струйных распыливающих форсунок в деаэрационных устройствах ПГУ-39 Сочинской ТЭС [Текст] / В.И. Гомболевский, Б.П. Афанасьев, Ю.А. Радин [и др.] // Электрические станции. – 2009. – № 5.
3. **Wang, X.F.** Influence of Ambient Air Pressure on Pressure-Swirl Atomization [Text] / X.F. Wang and A.H. Lefebvre // Presented at Gas Turbine Conference and Exhibition. – Anaheim, California, 1987. – May 31– June 4.
4. **Zhao, Jianbo.** Simulation and Experimental Study on the Atomization Character of the Pressure-Swirl Nozzle [Text] / Jianbo Zhao, Lijun Yang // Open Journal of Fluid Dynamics. – 2012/ – № 2. – P. 271–277.
5. **Yeh, Norman Kirk.** Liquid Phase Mass Transfer in Spray Contactors (Ph. D. Thesis) [Text] / Norman Kirk Yeh; The University of Texas at Austin. – USA, 2002.
6. **Jain, Manish.** Characterization of the full cone pressure swirl spray nozzles for the nuclear reactor containment spray system [Text] // Benny John, K.N. Iyer, S.V. Prabhu // Nuclear Engineering and Design. – 2014, № 273. – P. 131–142.
7. **Галашов, Н.Н.** Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций [Текст] / Н.Н. Галашов. – Томск, 2010.
8. VDI Heat Atlas [Text]. – Second Edition. – Springer-Verlag, 2010.
9. **Kumar, A.** Correlations for Prediction of Mass Transfer Coefficients in Single Drop Systems and Liquid–Liquid Extraction Columns [Text] / A. Kumar and S. Hartland // Transactions of Institution of Chemical Engineers. – 1999. – № 77. – Part A.
10. **Angelo, J.B.** Generalization of the Penetration Theory for Surface Stretch: Application to Forming and Oscillating Drops [Text] / Jacob B. Angelo, Edwin N. Lightfoot, and David W. Howard // AIChE Journal. – 1966. – № 4 (12).

МОДЕРНИЗАЦИЯ ЭНЕРГОБЛОКА № 5 РАЗДАНСКОЙ ТЭС С ГАЗОТУРБИННОЙ НАДСТРОЙКОЙ ПО СБРОСНОЙ СХЕМЕ

В.А. АВТАНДИЛЯН

(ЗАО «Газпром Армения» Учреждение «Раздан-5», г. Раздан, Республика Армения)

Модернизация типового паросилового энергоблока 300 МВт ст. № 5 Разданской ТЭС в парогазовый энергоблок по сбросной схеме была проведена в рамках соглашения об участии ОАО «Газпром» в газотермических проектах Республики Армения. В состав основного оборудования паросилового энергоблока 300 МВт входят: парогенератор ТГМП–344АС (ТКЗ), турбина паровая К-300-240-3 (ЛМЗ), турбогенератор ТВВ-320-2ЕКУЗ (Силовые машины), сухая градирня конструкции Геллера-Форго. Надстройка энергоблока была осуществлена на базе газотурбинной установки (ГТУ) GT13 E2 производства фирмы «ALSTOM» мощностью 180 МВт.

Техническое усовершенствование и модернизация серийного энергоблока в парогазовую установку (ПГУ) в основном представляли собой:

- реконструкцию конвективной шахты парогенератора с заменой поверхностей нагрева водяного экономайзера (ВЭ) с монтажом дополнительных поверхностей нагрева газоводяных подогревателей в обход регенеративных подогревателей турбины высокого (ГВПВД) и низкого (ГВПНД) давления по схеме основного конденсата и питательной воды;
- адаптацию горелочных устройств к дожиганию выхлопных газов от газовой турбины (ГТ) температурой свыше 500 °С, подачу выхлопных газов газовой турбины к горелочным устройствам, в топку и конвективную шахту парогенератора;
- демонтаж регенеративных воздухоподогревателей парогенератора;
- замену котельно-вспомогательного оборудования;
- реконструкцию регенеративной системы паровой турбины (ПТ) и системы циркуляционного водоснабжения градирни;
- монтаж газовой турбины GT13E2, генератора со вспомогательным оборудованием газодожимной станции;
- заменена дымососов ДОД-43-500-ГМ на ДН 31.5 х 2-II (ОАО «Сибэнергомаш») в количестве 2 шт. для обеспечения надежности работы в пусковых режимах.

Строительно-монтажные работы по проекту модернизации энергоблока ст. № 5 были начаты в январе 2009 г. и завершены в июле 2011 г.

Комплексное опробование и приемка в эксплуатацию ПГУ «Раздан-5» были проведены

с октября по декабрь 2011 г., а в конце декабря 2011 г. блок был сдан в опытно-промышленную эксплуатацию.

В результате реконструкции располагаемая мощность ПГУ достигла 450 МВт в условиях отметки площадки станции 1725 м над уровнем моря.

На модернизированном энергоблоке предусматриваются два режима эксплуатации (топливо — природный газ, резервное топливо отсутствует):

- режим ПГУ (основной) — в работе ГТ, НП и ПТ;
- режим паросиловой установки (ПСУ) – в работе НП и ПТ; поскольку режим автономной работы ГТ не предусматривается, принято решение об отказе от отдельной дымовой трубы ($H = 70$ м, $D_{\text{вст}} = 6,5$ м) для выброса в атмосферу дымовых газов после ГТ.

При работе энергоблока в режиме ПГУ для защиты дутьевых вентиляторов (в этом режиме отключены) от сбросных газов ГТ устанавливаются два уплотнительных вентилятора марки ВДН-12,5БК производства ОАО «Сибэнергомаш».

На рис. 1 приведена принципиальная тепловая схема парогазовой установки.

Продукты сгорания после газовой турбины с объемным содержанием кислорода 12–14 % и температурой до 520 °С направляются в реконструированные горелочные устройства и служат окислителем в процессе горения поступающего в горелочные устройства природного газа. Одновременно часть этих продуктов сгорания подается, помимо горелок, через сопла вторичного дутья в верхнюю часть топочной камеры НП для осуществления ступенчатого горения в целях подавления оксидов азота NO_x . Еще одна часть продуктов сгорания направляется в конвективную шахту (КШ) через сопла сброса для более глубокой утилизации тепла дымовых газов.

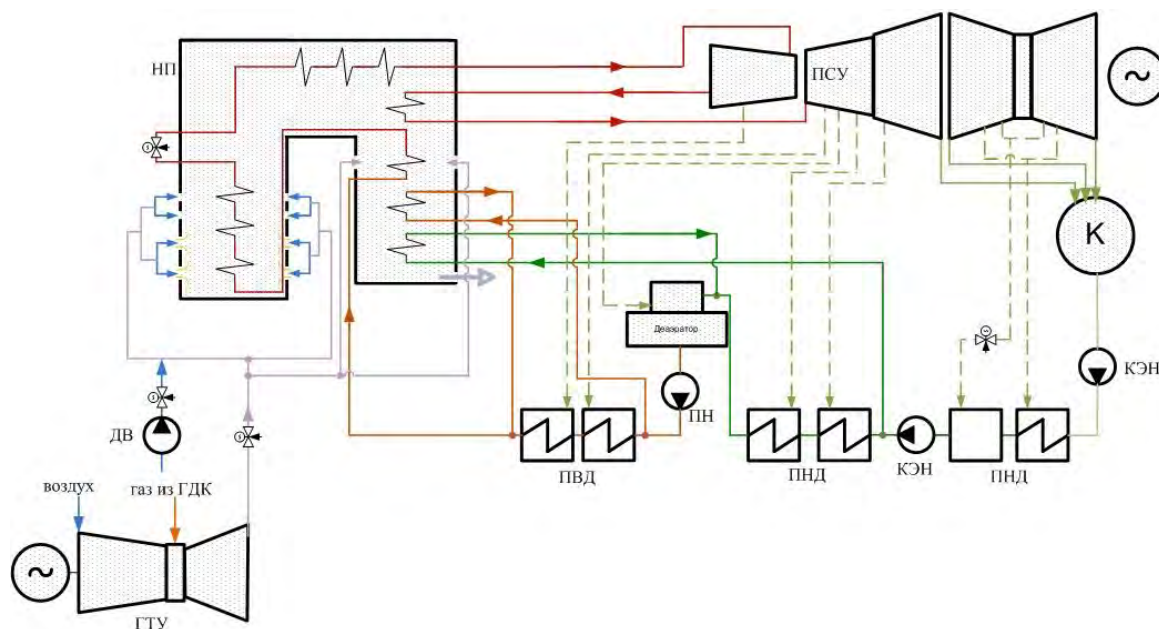


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема парогазовой установки

В режиме ПСУ для подавления образования оксидов азота осуществляется рециркуляция дымовых газов, забираемых после водяного экономайзера, в горелочные устройства. В режиме ПГУ рециркуляции дымовых газов не требуется.

Для оптимизации использования тепла дымовых газов в газодводяных подогревателях низкого и высокого давления, на линии отбора пара на подогревателе низкого давления (ПНД) установлен регулирующий клапан (РК), с помощью которого температура конденсата на выходе из этого подогревателя (на входе в газодводяной подогреватель) поддерживается на уровне не более 65 °С при любых нагрузках паровой турбины.

По результатам расчетов удельные расходы условного топлива на отпуск 1 кВт·ч электроэнергии от ПГУ 440 МВт примерно на 20% меньше, чем от ПСУ мощностью 300 МВт.

Изменения мощностей ГТУ, паровой турбины и энергоблока в целом и удельного расхода условного топлива на отпуск электрической энергии в режиме ПГУ и ПСУ показаны на рис. 2 и 3. Графики построены при температуре наружного воздуха 15 °С.

На начальном этапе пуска энергоблока пар до начала нагружения паровой турбины производится за счет тепла газов, отработавших в газовой турбине, без подачи топлива в горелки котла. Это способствует снижению пусковых потерь.

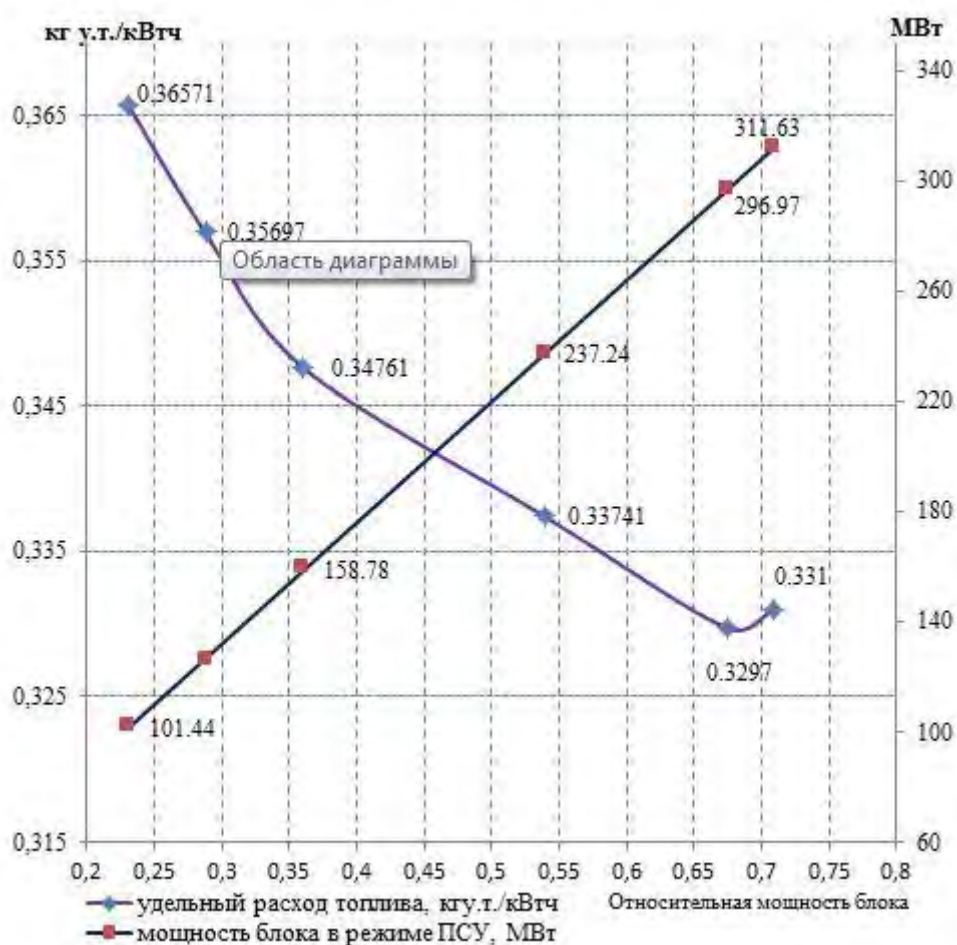


Рис. 2 Зависимость мощности энергоблока и удельного расхода условного топлива в режиме ПСУ от относительной мощности ПГУ 440 МВт

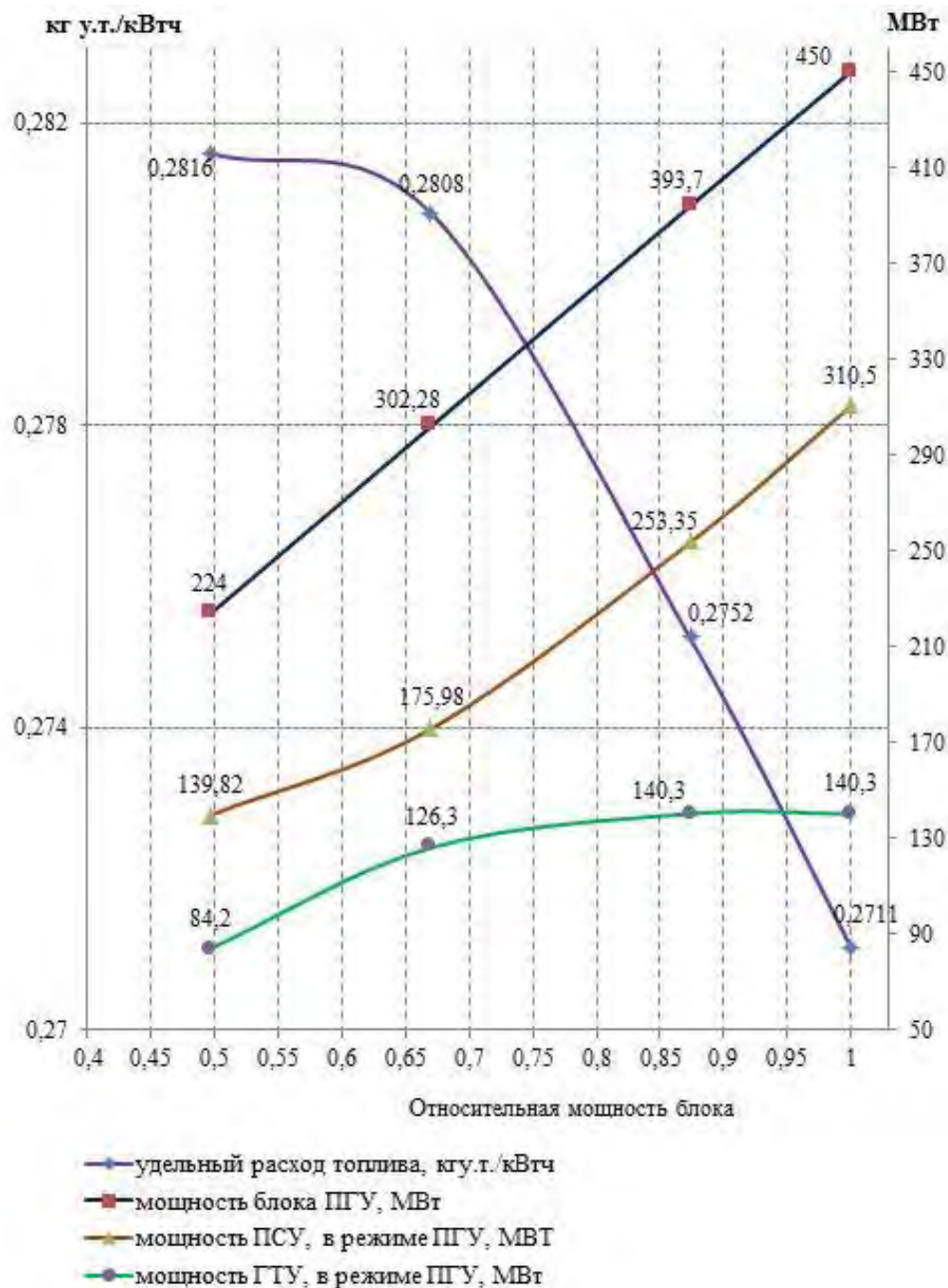


Рис. 3. Зависимости суммарной загрузки ПСУ и ГТУ (а), удельного расхода условного топлива (б) (режим ПГУ) от относительной мощности ПГУ 440 МВт

Определение экономичности работы энергоблока в режиме ПГУ

На основании полученных опытных данных определены экономические показатели брутто и нетто работы энергоблока. При расчете показателей нетто потребление электроэнергии на собственные нужды принималось фактическим при проведении опытов, потребление тепла на собственные нужды отсутствовало. При расчетах принят коэффициент транспорта тепла, равный 0,99 %.

Результаты расчета экономичности работы энергоблока приведены в таблице.

Показатели экономичности работы энергоблока

Параметры	Результаты опытов			
Теплопроизводительность котла $Q_k^{бр}$, Гкал/ч	389,6	453,2	552,7	642
Потери транспорта тепла: $q_{тр}$, %	1	1	1	1
$Q_{тр}$, Гкал/ч	3,9	4,53	5,53	6,42
Тепло на турбину $Q_{ПТУ}$, Гкал/ч	385,7	448,6	547,2	635,6
Электрическая мощность ПСУ $N_{ПСУ}$, МВт	162,7	196,7	249,2	295,4
Удельный расход тепла на турбину q_T , ккал/кВтч	2282,9	2207,8	2122,6	2078,3
КПД брутто ПТУ $\eta_{ПТУ}^{бр}$, %	37,7	39,0	40,5	41,4
Мощность ПТН $N_{ПТН}$, МВт	6	6,8	8,5	10,4
Расход электроэнергии на собственные нужды $N_{СН}$, МВт	11,5	11,9	12,2	12,4
Суммарная выработанная мощность энергоблока $\Sigma N_{бл}^{бр}$, МВт	281,6	336	388,5	434,7
Суммарная отпущенная мощность энергоблока $\Sigma N_{бл}^{бр}$, МВт	270,1	324,1	376,3	422,3
Расход топлива на котел (по обратному балансу) B_K , кг у.т./ч	34 711	42 167	56 592	69 102
Расход топлива на ГТУ (измеренный) $B_{ГТУ}$, кг у.т./ч	40 867	45 750	46 393	46 482
Суммарный расход топлива на энергоблок $B_{бл}$, кг у.т./ч	75 578	87 917	102 984	115 584
Расход условного топлива на энергоблок брутто $b_{у.т.}^{бр}$, г у.т./(кВт·ч)	268,3	261,6	265,1	265,9
КПД энергоблока брутто $\eta_{бл}^{бр}$, %	45,8	47	46,3	46,2
Расход условного топлива на энергоблок нетто $b_{бл}^н$, г у.т./(кВт·ч)	279,8	271,3	273,7	273,3
КПД энергоблока нетто $\eta_{бл}^н$, %	43,9	45,3	44,9	44,9

Коэффициент полезного действия турбоустановки брутто, рассчитанный по удельному расходу тепла брутто на паровую турбину при работе с нагрузкой, близкой к номинальной, составляет 41,4 %. При работе энергоблока с нагрузкой близкой к номинальной (434,7 МВт), удельный расход условного топлива брутто составляет 265,9 (г/кВт·ч), удельный расход условного топлива нетто – 273,7 г/(кВт·ч). Коэффициенты полезного действия энергоблока при этом составляет: брутто – 46,2 %, нетто – 44,9 %.

Тепловые характеристики работы котла практически совпадают с расчетными (заводскими) значениями. При теплопроизводительности котла, равной 650 Гкал/ч (паропроизводительность 850 т/ч), КПД котла (брутто), приведенный к расчетным значениям режимных параметров, равняется расчетному и составляет 93,3 %. Потеря тепла с уходящими газами при этом равна 6,5 %, а температура уходящих газов 102 °С.

Экологические характеристики котла

Для данного типа котла нормируемыми компонентами загрязняющих веществ, выбрасываемых в атмосферу, являются оксиды азота (NO_x) и углерода (СО). Максимально допустимое значение выбросов оксидов азота, согласно ГОСТ Р50831–95 «Установки котельные. Тепломеханическое оборудование. Общие технические требования», – 125 мг/м³ сухого газа, приведенное к $\alpha = 1$, и нормальным условиям $T = 0$ °С, $p = 101,325$ кПа, а оксидов углерода – 300 мг/м³ при тех же условиях.

В объем экологических характеристик включаются зависимости, отображающие влияние режимных параметров эксплуатации котла, которые могут изменять уровень концентрации NO_x в дымовых газах. Для котла ТГП-344АС/ПГУ, работающего в режиме ПГУ, к числу таких параметров относятся:

- способ сжигания природного газа в топке (двухступенчатый / одноступенчатый);
- нагрузка газовой турбины;
- тепловая нагрузка топки (паропроизводительность) котла.

Как показали испытания, а также тепловые и балансовые испытания котла, нагрузка газовой турбины и тепловая нагрузка топки котла влияют на концентрацию оксидов азота в дымовых газах за дымососом незначительно. Во всех режимах работы значение концентрации оксидов азота не превышало допустимого по ГОСТ Р50831–95 значения (рис. 4) и зафиксировано на 20–30 % ниже значений для аналогичных типовых блоков 300 МВт.

При номинальной нагрузке газовой турбины (140 МВт) и соответствующем ей коэффициенте избытка воздуха в режимном сечении котла, оксиды углерода (CO) в уходящих газах за котлом практически отсутствуют во всем исследованном диапазоне нагрузок котла.

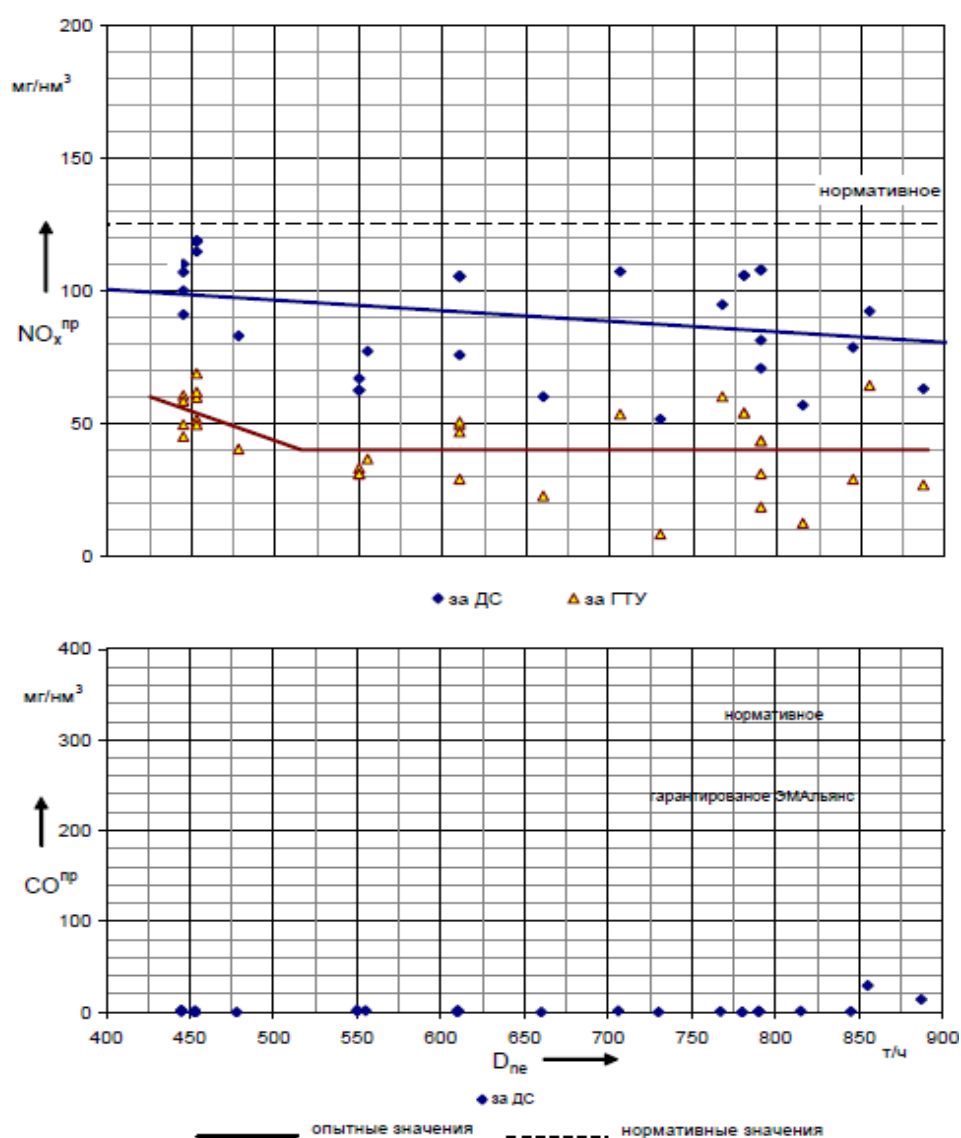


Рис. 4. Зависимость содержания NO_x и CO в дымовых газах от паропроизводительности котла (значения за ГТУ приведены к $\text{O}_2 = 15\%$, значения за ДС – к $\alpha = 1,4$)

Разработка и внедрение автоматического перевода парогазового энергоблока из комбинированного режима в паросиловой без его останова

В связи с отсутствием байпасной дымовой трубой, на энергоблоке ст. № 5 Разданской ТЭС внедрена технология перевода энергоблока из режима ПГУ в режим ПСУ при плановом и аварийном отключении газотурбинной установки. Актуальность настоящей работы обусловлена необходимостью сохранения в работе энергоблока при отключении газовой турбины, вследствие чего повышается надежность работы энергоблока в целом, надежность выдачи мощности в энергосистему и устойчивость энергосистемы, а также уменьшаются потери, связанные с остановом и последующим пуском оборудования.

Вопрос перевода из режима ПГУ в режим ПСУ стал еще актуальнее в условиях работы энергосистемы Армении, где в некоторые периоды мощность, генерируемая энергоблоком, составляет более половины генерации энергосистемы.

При отработке режимов «перевода» значения критериев, определяющих надежность работы основного и дополнительного оборудования, принимались на основании данных заводов-изготовителей оборудования и нормативных документов.

В автоматизированной системе управления (АСУ) газотурбинной установки, установленной на энергоблоке № 5 Разданской ТЭС, предусмотрены заранее определённые алгоритмы пуска, планового изменения нагрузки, аварийной разгрузки и останова. Поэтому, при отработке режимов «перевода», ГТУ рассматривалась исключительно как источник окислителя и тепла для котла при работе энергоблока в режиме ПГУ.

Выводы

1. При проведении испытаний по снятию тепловых характеристик основного оборудования энергоблока при расходе пара на турбину 850 т/ч или тепла 650 Гкал/ч нагрузка паротурбинной установки составила 300 МВт.

Необходимо отметить, что при определенных условиях паровая турбина несла максимально фиксированную нагрузку 321 МВт, газовая турбина – 155 МВт.

2. Во всем диапазоне нагрузок котла обеспечивались расчетные параметры пара и нормативный уровень концентраций NO_x и CO в дымовых газах.

3. Тепловые характеристики работы котла практически совпадают с расчетными (заводскими) значениями. При теплопроизводительности котла, равной 650 Гкал/ч (паропроизводительность 850 т/ч), КПД котла брутто, приведенный к расчетным значениям режимных параметров, равняется расчетному и составляет 93,3 %. Потеря тепла с уходящими газами, при этом, равна 6,5 %, а температура уходящих газов – 102 °С.

4. Топочно-горелочные устройства котла обеспечивают двухступенчатое сжигание природного газа без потерь с химической неполнотой сгорания при значениях коэффициента избытка воздуха, соответствующих расчетной нагрузке газовой турбины.

5. Во всем эксплуатационном диапазоне нагрузок котла концентрация NO_x в дымовых газах за котлом не превышает гарантированного ТКЗ значения оксидов азота в уходящих газах 125 мг/м³. Концентрация оксидов азота в дымовых газах за газовой турбиной, приведенная к содержанию кислорода в них 15 %, также не превышала 50 мг/м³.

6. Плотность топки и КШ котла удовлетворительные. Присосы воздуха в топку практически отсутствуют (измеренные значения сопоставимы с погрешностью измерений). Присосы воздуха в участок газохода от режимного до балансового сечений не превышают расчетных значений и составляют 2–3 %.

7. При работе энергоблока с нагрузкой, близкой к номинальной (434,7 МВт), удельный расход условного топлива нетто – 281,5 г/(кВт·ч). Коэффициент полезного действия энергоблока при этом составляет 43,7 %.

8. Внедрение Алгоритма автоматического перевода парогазового энергоблока ст. № 5 Разданской ТЭС с режима ПГУ в режим ПСУ значительно повышает надежность работы электростанции и энергосистемы Республики Армения, а также уменьшаются потери, связанные с остановом и последующим пуском оборудования.

РЕКОНСТРУКЦИЯ КОТЛОВ ПК-38 НАЗАРОВСКОЙ ГРЭС С ПОВЫШЕНИЕМ НАГРУЗКИ ДО НОМИНАЛЬНОЙ

Е.А. МЕЖОВ, А.И. ЦЕПЕНОК (ООО «ЗиО-КОТЭС», г. Новосибирск, Россия),
О.В. ПЕТРОВ (ООО «СГК», г. Москва, Россия), **И.В. КАКОРИН** (АО «Назаровская ГРЭС»,
г. Назарово, Россия), **А.Р. КВРИВИШВИЛИ, А.В. ТОДОРОВИЧ, А.В. ВОЛОХОВ** (АО «ЗиО»,
г. Подольск, Россия)

В докладе представлены материалы реконструкции пылеугольного котла ПК-38 АО «Назаровская ГРЭС» для обеспечения номинальной паропроизводительности $D_{\text{ном}} = 270$ т/ч при сжигании назаровского и бородинского бурых углей.

Котлы ПК-38 (Пп-270-13,8-545/545 БТ, БЖ) энергоблоков 6×150 МВт Назаровской ГРЭС были спроектированы для работы на сильношлакующих бурых углях Назаровского месторождения Канско-Ачинского бассейна. С начала эксплуатации данных котлов (1963–1967 гг.) из-за интенсивного шлакования топок, ширмовых и конвективных поверхностей нагрева их длительная нагрузка не превышала 180–220 т/ч (0,65–0,8 $D_{\text{ном}}$). С целью повышения нагрузки котлы неоднократно реконструировались, изменялся тип шлакоудаления, топочно-горелочные устройства, внедрялись системы очистки. В 2004–2006 гг. на котлах ст. № 3А и 4Б была внедрена «ВИР-технология» сжигания топлива в «безмельничном» варианте и варианте с шахтными сепараторами.

Тем не менее опробованные реконструктивные мероприятия не позволили повысить длительную нагрузку свыше 220–230 т/ч.

В 2016 и 2017 годах АО «Подольский машиностроительный завод (АО «ЗиО»)) совместно с ООО «ЗиО-КОТЭС» при активном участии и по заказу «Сибирской генерирующей компании» и «Назаровской ГРЭС» реализовали проекты реконструкции котлов ст. № 3А, 4Б с повышением нагрузки до номинальных 270 т/ч.

Технические решения

Основные технические решения направлены на уменьшение шлакования, снижение температуры газов на выходе из топки и в поворотной камере, обеспечение возможности длительного несения нагрузки 0,5–1,0 $D_{\text{ном}}$:

- перевод на газовую сушку топлива с установкой дымососов рециркуляции газов (ДРГ) с отбором газов из конвективной шахты при сохранении существующих молотковых мельниц;
- замена существующих гравитационных сепараторов мельниц на новые инерционные сепараторы с регулируемой тониной помола топлива;

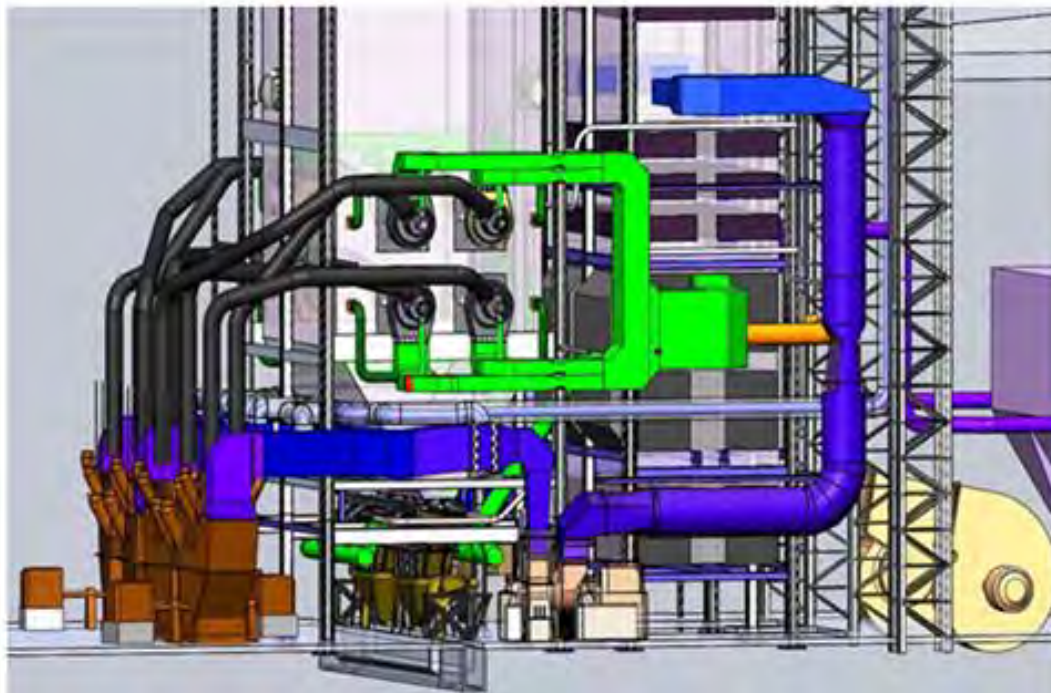


Рис. 1. Общий вид компоновки реконструированного котла ст. № 3А

- установка новых вихревых горелок в два яруса на боковых стенах топочной камеры по встречной схеме, а также сопел пристенного и нижнего дутья;
- установка дополнительного пакета пароперегревателя – топочных ширм;
- демонтаж верхнего куба трубчатого воздухоподогревателя;
- установка новых аппаратов паровой обдувки ширм и водяной обдувки топки.

3D-модель котельной установки после реконструкции представлена на рис. 1.

Разработанные технические решения по системе сжигания (рис. 2, 3) направлены на концентрацию ядра факела по центру топочной камеры, исключение прямого наброса факела на стены топки, уменьшение шлакования топочной камеры и повышение устойчивости горения на сниженных нагрузках, обеспечение экономичной работы котла ($\eta \geq 90 \%$).

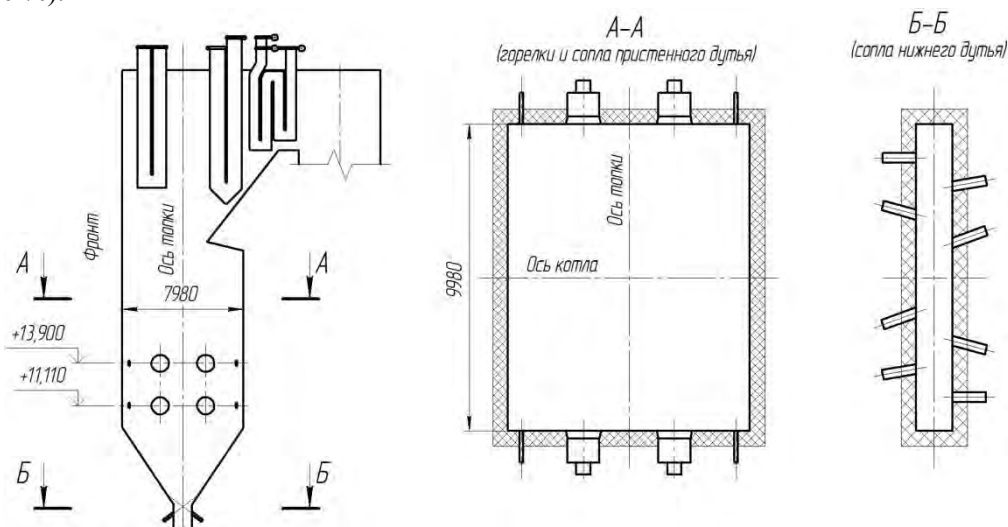


Рис. 2. Принципиальная компоновка топочно-горелочных устройств

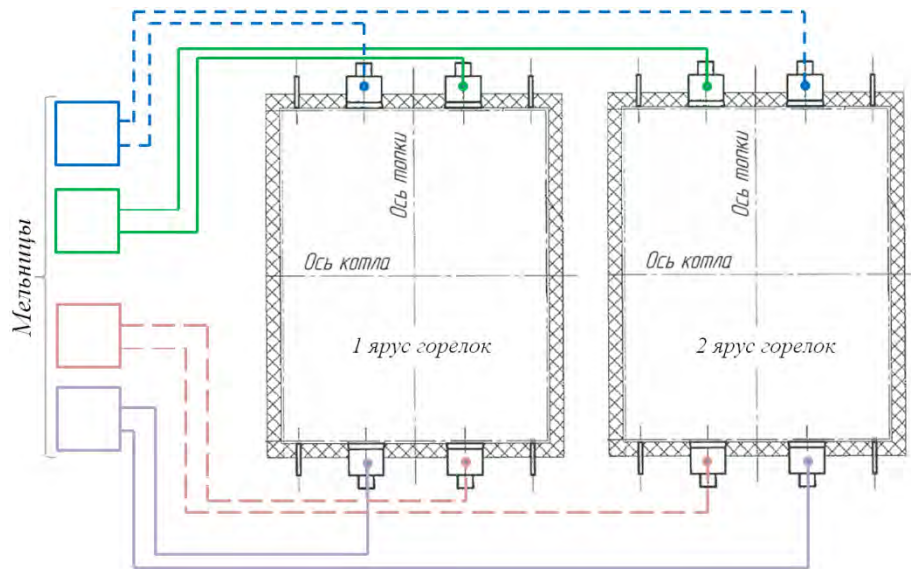


Рис. 3. Схема подключения мельниц к горелкам

Система пылеприготовления

Для обеспечения взрывобезопасности при использовании топлив III и IV групп и снижения температур в зоне горения (уменьшения шлакования) в проекте применена газовая сушка топлива (рис. 4).

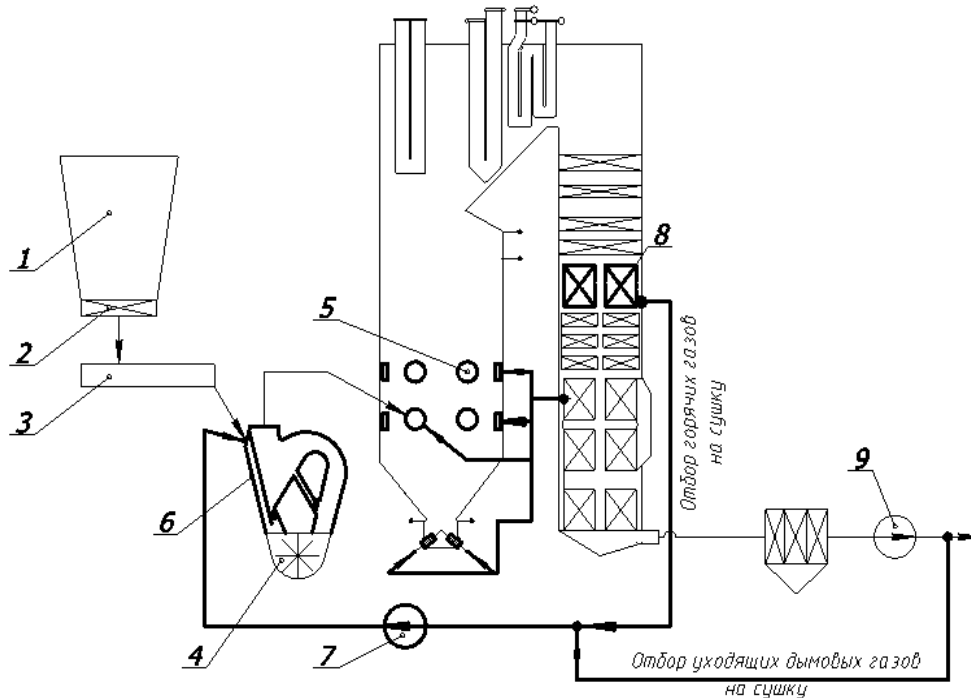


Рис. 4. Принципиальная схема системы пылеприготовления:

1 – бункер сырого угля; 2 – отсекающий шибер; 3 – скребковый питатель; 4 – мельница молотковая; 5 – горелки; 6 – инерционный сепаратор; 7 – дымосос рециркуляции газов; 8 – демонтируемая ступень куба ТВП; 9 – дымосос

Размол и сушка топлива выполняются в четырех молотковых мельницах типа ММТ-1500/1910. Подача газов рециркуляции осуществляется вновь устанавливаемыми дымососами рециркуляции газов ДРГ-18 (2 шт.) На мельницы устанавливаются новые инерционные сепараторы для обеспечения тонины помола $R_{90} \approx 60\%$.

Математическое моделирование

При разработке технических решений применялся современный комплекс математического CFD-моделирования Ansys Fluent. Проведена настройка математической модели горения в топке котла ПК-38 и валидация расчетных данных на базе результатов экспресс-испытаний и предпроектного обследования. Выполнено численное моделирование эксплуатационного режима на котле.

Для проверки принятых технических решений произведено моделирование топочного процесса в котле ПК-38 после реконструкции.

В процессе вариантных расчетов в математической модели разработана и оптимизирована конструкция вихревой горелки и системы сжигания в целом. Доказана необходимость установки и эффективность работы сопел пристенного и нижнего дутья. Проведено исследование работы котла в регулировочном диапазоне нагрузок. Определено оптимальное подключение горелок к системе пылеприготовления по перекрестной схеме. Выявлены зоны потенциального шлакования и оптимизирована компоновка системы аппаратов очистки поверхностей нагрева. Результаты математического моделирования в виде полей температур, концентрации дискретной фазы и объемной доли кислорода представлены на рис. 5.

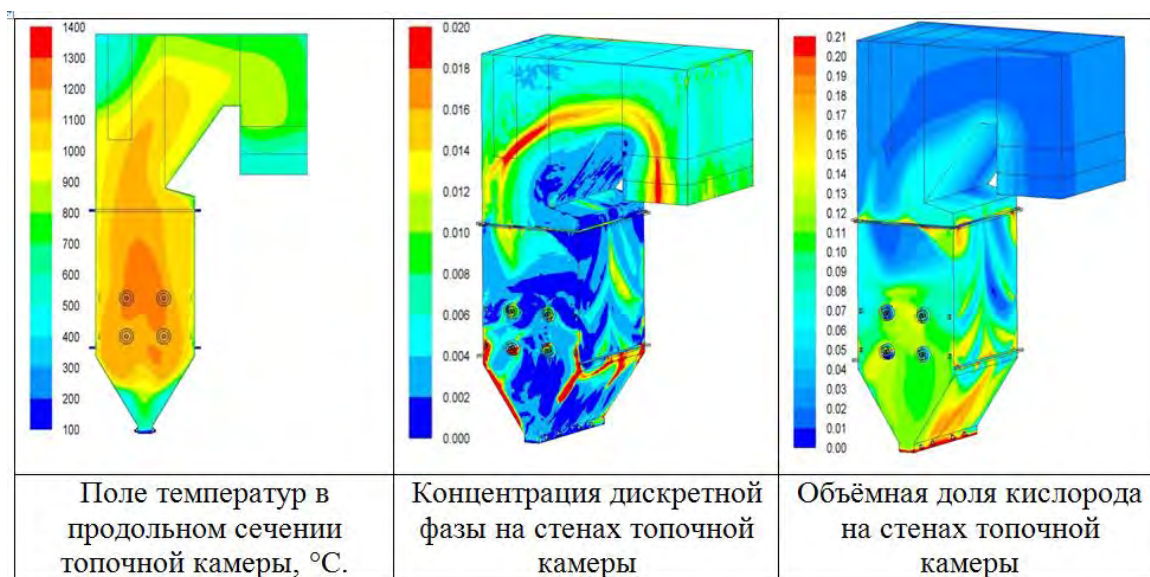


Рис. 5. Результаты CFD-моделирования

Системы очистки

Для определения потенциальных зон шлакования экранов топки проведен анализ результатов математического моделирования с сопоставлением полей температур вблизи стен топочных экранов и концентрации дискретной фазы – золотопливных частиц.

Для очистки топки и поверхностей нагрева от шлаковых отложений устанавливаются 4 аппарата водяной обдувки топочных экранов, 4 глубоководных аппарата для очистки ширмовых поверхностей нагрева и 8 короткоходных аппаратов для очистки дополнительного ширмового пароперегревателя (рис. 6).

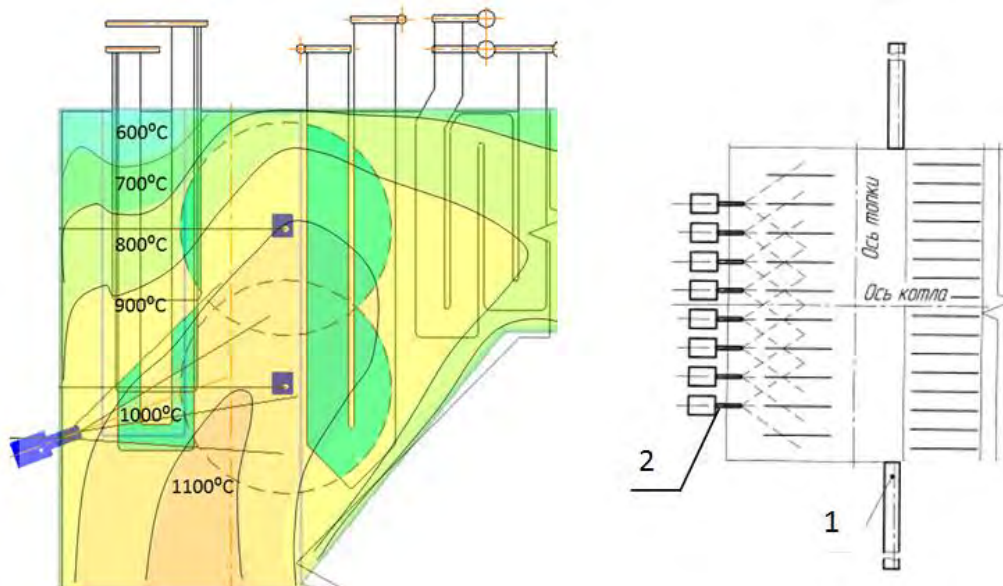


Рис. 6. Система паровой обдувки ширмовых поверхностей нагрева совместно с температурным полем:
1 – глубоководные аппараты 4 шт.; 2 – короткоходные аппараты 8 шт.)

Результаты реализации проекта

По результатам испытаний котлов подтверждена эффективность принятых технических решений и достижение паропроизводительности 270 т/ч. На 01.03.18 котел ст. № 3А в соответствии с диспетчерским графиком отработал более 5500 ч (введен в эксплуатацию в декабре 2016 г.), котел ст. № 4Б более 1200 ч (введен в эксплуатацию в декабре 2017 г.)

1) в проверенном эксплуатационном диапазоне нагрузок на котле обеспечиваются проектные показатели по производительности и параметрам пара;

2) температура перегретого пара во всем диапазоне нагрузок составляет $(545 \pm 5) ^\circ\text{C}$;

3) температура газов на выходе из топки $T_{\text{г}}'' = 1020\text{--}1080 ^\circ\text{C}$ (расчетная примерно $1060 ^\circ\text{C}$);

4) температура газов на ярусах горелок – $\leq 1280 ^\circ\text{C}$;

5) температура уходящих газов – $T_{\text{ух. ст. № 3А}} \approx 180 ^\circ\text{C}$, $T_{\text{ух. ст. № 4Б}} \approx 155 ^\circ\text{C}$;

6) КПД котла – $\eta_{\text{ст. № 3А}} = 89,5 \%$, $\eta_{\text{ст. № 4Б}} \approx 91,5 \%$;

7) потери с мех. недожогом – $q_4 = 0,6 \%$;

8) выбросы NO_x : $C_{\text{NO}_x \text{ ст. № 3А}} \approx 470 \text{ мг/м}^3$ при $\approx 10 \%$ -ном содержании O_2 в сушильном агенте (повышенные присосы); $C_{\text{NO}_x \text{ ст. № 4Б}} \approx 350 \text{ мг/м}^3$ при $\approx 5,5 \%$ -ном содержании O_2 в сушильном агенте;

9) работа топочно-горелочных устройств обеспечивает устойчивое воспламенение и сжигание назаровского угля, доказана возможность сжигания бородинского и непроектного березовского угля с обеспечением номинальной паропроизводительности с близкими параметрами по эффективности;

10) определена оптимальная периодичность работы систем очистки котла:

- водяная – 1 раз в смену;
- паровая – 2 раза в смену.

В ходе реконструкции определены следующие проблемы и узлы для дальнейшей оптимизации:

1. Отложение золы на лопатках рабочих колес ДРГ, их разбалансировка с ростом и вибрационной скорости подшипников. Имеется необходимость периодической механической очистки лопаток;

2. Повышенные присосы в тракт сушильного агента на котле ст. № 3А содержание $O_2 = 10\text{--}12\%$ снижают долю организованно поданного воздуха на горение и КПД котла;

3. На котле ст. № 4Б доработан узел отбора газов на сушку.

Выводы

С учетом полученных результатов реконструкции котлов ст. № 3А, 4Б подтверждена возможность обеспечения длительной номинальной нагрузки 270 т/ч при работе как на сильно шлакующих назаровских, так и на непроектных бородинских и березовских углях. Заказчиком принято решение по реконструкции котлов ст. № 1Б, 2А по аналогичной схеме с выполнением ряда доводочных мероприятий.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВОЗДУШНОГО РЕЖИМА ПГУ-ВЦГ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ВЕРХНЕГО ЦИКЛА

П.С. ФИЛИПОВ, А.Ф. РЫЖКОВ

(ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия)

В настоящее время перспективное направление развития твердотопливной электрогенерации, наряду с разработками высокоэффективных пылеугольных энергоблоков на суперсверхкритические параметры, – разработка парогазовых установок с внутрицикловой газификацией твёрдого топлива (ПГУ-ВЦГ), которые более экологичны и эффективны по сравнению с традиционными пылеугольными энергоблоками. Примерно $1/2 \div 2/3$ вырабатываемой в ПГУ-ВЦГ мощности приходится на верхний цикл (газотурбинная установка с внутрицикловой газификацией твердого топлива – ГТУ с ВЦГ), остальное – на нижний (паросиловой) цикл [1, 2].

Ведущие производители энергетического оборудования (General Electric, Mitsubishi Hitachi Power Systems) в качестве одного из главных показателей, определяющих экономичность ПГУ-ВЦГ, рассматривают эффективность работы ГТУ с ВЦГ [1, 2]. Поэтому основной задачей, стоящей перед разработчиками ПГУ-ВЦГ, является снижение разрыва в энергетической эффективности между ГТУ с ВЦГ и ГТУ на природном газе (ГТУ-ПГ) при сопоставимых экологических показателях.

Работа ГТУ при прочих равных условиях (давление, температура, расход) зависит от состава рабочего тела газовой турбины и схемы интеграции острова газификации и ГТУ по воздуху. В действующих и разрабатываемых ПГУ-ВЦГ состав рабочего тела корректируется в системе ВЦГ с помощью модификации режима газификации (нагрев дутья, присадка пара, кислорода, углекислого газа), а также коррекцией температуры и состава (присадка пара, азота) синтез-газа и температуры циклового воздуха. На основании расчетного анализа действующих и разрабатываемых ПГУ-ВЦГ проведено исследование влияния означенных факторов на эффективность верхнего цикла.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Исходная база для анализа

Анализ работы аэродинамического тракта ГТУ с ВЦГ проведен на примере пяти освоенных (Puertollano, Buggenum, Tampa Polk, Wabash River, Nakoso), трех расчетных (А, В, С) [3] вариантов ПГУ-ВЦГ и одной ГТУ-ПГ [4].

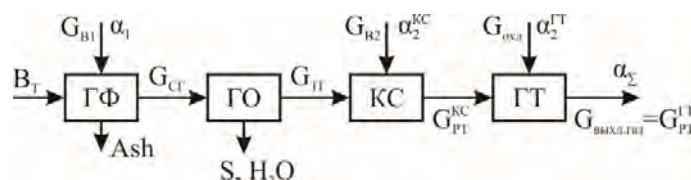


Рис. 1. Структурная схема ГТУ с ВЦГ.

ГФ – газификатор; ГО – газоочистка; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина

Остров газификации трех освоенных (Puertollano, Buggenum и Nakoso) и трех расчетных ПГУ-ВЦГ интегрирован с ГТУ по воздуху и затраты мощности на сжатие воздуха, отбираемого из компрессора ГТУ и подаваемого в остров газификации, относятся на цикл ГТУ. Остров газификации ПГУ-ВЦГ Tampa Polk и Wabash River не интегрирован с ГТУ по воздуху, поэтому затраты мощности на сжатие воздуха для острова газификации при расчете ГТУ с ВЦГ не учитываются и относятся к общестанционным нуждам.

Универсальная структурная схема аэродинамического тракта ГТУ с ВЦГ

С позиции поставленной задачи ГТУ с ВЦГ представляет собой огнетехнический агрегат с многоступенчатым вводом компримированного воздуха (окислителя) вдоль аэродинамического тракта: в газификатор (предтопок) G_{B1} , камеру сгорания (первичный и вторичный воздух) G_{B2}^{KC} , охлаждаемые ступени газовой турбины (охлаждающий воздух) G_{B2}^{GT} (рис. 1).

В газификаторе воздух с расходом G_{B1} взаимодействует с углем с получением «сырого» синтез-газа и шлака:

$$G_{B1} + B_T = G_{GF} + \text{Ash}. \quad (1)$$

«Сырой» синтез-газ с расходом G_{GF} после охлаждения и очистки от пыли, вредных примесей (соединений топливного азота и серы, ртути и др.), а также от водяных паров (в случае холодной мокрой газоочистки) подается в количестве G_{GT} в камеру сгорания ГТУ и сжигается (при необходимости с присадками азота и пара) в воздухе, поступающем из циклового компрессора, с расходом G_{B2} .

По аналогии с котельной установкой в ГТУ целесообразно выделить два воздушных режима, характеризуемых коэффициентами избытка воздуха за камерой сгорания (α_2^{KC}) и за газовой турбиной (α_2^{GT}). Для котельной установки это соответствует избытку воздуха на выходе из топки α_T и на выходе из котельного агрегата α_{yx} .

Определение коэффициентов расхода воздуха и состава рабочего тела в ГТУ с ВЦГ

Газовый режим газификатора

Газовый режим газификатора характеризуется коэффициентом расхода воздуха α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{G_{B1}}{L^0 \cdot B_T^F}, \quad (2)$$

где L^0 – теоретически необходимый удельный расход воздуха для стехиометрического сжигания угля ($\alpha_1 = 1$), [кг воздуха/кг угля].

При безостаточной газификации:

$$\alpha_1 = \alpha_0^{GF} + \Delta < 1, \quad (3)$$

где α_0^{GF} – теоретическое (стехиометрическое) значение коэффициента расхода воздуха при безостаточной газификации в идеальном газогенераторном процессе, когда горючая масса

топлива, взаимодействуя с кислородом воздуха полностью переходит в двухатомные продукты химического недожога (CO , H_2) без образования сажи и трехатомных газов (CO_2 , H_2O , CH_4):

$$\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_l + \frac{n-l}{2}\text{O}_2 = n\text{CO} + \frac{m}{2}\text{H}_2. \quad (4)$$

В левой части выражения (4) записана формула $\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_l$ «условной молекулы» беззольной массы топлива, где n , m , l характеризуют содержание в ней атомов соответствующих элементов C , H , O ; Δ – поправка, учитывающая превышение коэффициента расхода воздуха относительно стехиометрического, необходимое для обеспечения требуемой рабочей температуры, создания конечной разности термодинамических потенциалов и поддержания конечной скорости реакции между коксом и газом. Для газификатора типа МНН, по данным [5], оптимальное значение этой величины составляет: $\Delta = 0,022$.

Расчетное значение стехиометрического коэффициента расхода воздуха на конверсию $\alpha_0^{\Gamma\Phi}$ определяется как отношение требуемого для этого количества атомов кислорода воздуха $(n-l)$ к количеству атомов кислорода воздуха, необходимому для полного окисления горючих до CO_2 и H_2O :

$$\alpha_0^{\Gamma\Phi} = \frac{n-l}{2 \cdot n + 0,5 \cdot m - l}. \quad (5)$$

Газовоздушный режим ГТУ

Газовоздушный режим ГТУ характеризуется коэффициентами расхода воздуха α_2^{KC} , $\alpha_2^{\Gamma\Gamma}$:

$$\alpha_2^{\text{KC}} = \frac{G_{\text{B2}}^{\text{KC}}}{L^0 \cdot G_{\Gamma\Gamma}}; \quad \alpha_2^{\Gamma\Gamma} = \frac{G_{\text{B2}}^{\text{KC}} + G_{\text{B2}}^{\Gamma\Gamma}}{L^0 \cdot G_{\Gamma\Gamma}}, \quad (6)$$

где L^0 – теоретически необходимый удельный расход воздуха для стехиометрического сжигания газа (при $\alpha = 1$), [кг воздуха/кг газа].

Расчет основан на итерационном методе и начинается с определения состава продуктов полного сгорания топливного газа. Для этого необходимо определить следующие величины: 1) объём воздуха, необходимый для полного сгорания 1 м³ топливного газа; 2) удельный объёмный состав продуктов полного сгорания 1 м³ топливного газа при α_2^{KC} , рассчитываемый с учетом присадок пара, азота и увлажнения синтез-газа; 3) удельный объёмный состав продуктов полного сгорания 1 м³ топливного газа с учетом воздуха на охлаждение элементов газовой турбины ($\alpha_2^{\Gamma\Gamma}$); 4) температуру горения $t_{\text{гор}}$, °С, топливного газа при α_2^{KC} :

$$t_{\text{гор}} = \frac{Q_{i,\Gamma\Gamma}^r \cdot 1000 + q_{\text{физ}}}{\sum (c_{\text{pv},i} V_i)}, \quad (7)$$

где $Q_{i,\Gamma\Gamma}^r$ – низшая теплота сгорания топливного газа (на рабочую массу), МДж/м³; $c_{\text{pv},i}$ – средние объёмные теплоемкости i -го компонента (N_2 , RO_2 , H_2O , O_2) продуктов полного сгорания топливного газа при постоянном давлении, кДж/(м³·°С); V_i – удельные объёмы i -го компонента (N_2 , RO_2 , H_2O , O_2) в продуктах полного сгорания топливного газа, м³/м³; $q_{\text{физ}}$ – физическое тепло (отнесенное к 1 м³ топливного газа), вносимое в камеру сгорания ГТУ воздухом и топливным газом, кДж/м³:

$$q_{\text{физ}} = V^0 \alpha_2^{\text{KC}} c_{\text{pv},\text{B}} t_{\text{B}} + c_{\text{pv},\Gamma\Gamma} t_{\Gamma\Gamma}, \quad (8)$$

где $c_{\text{pv},\text{B}}$, $c_{\text{pv},\Gamma\Gamma}$ – средние объёмные теплоемкости воздуха и топливного газа при постоянном давлении, кДж/(м³·°С); t_{B} , $t_{\Gamma\Gamma}$ – температуры воздуха и топливного газа, °С.

Термодинамический анализ верхнего цикла ПГУ-ВЦГ проводится для конкретного класса ГТУ, когда температура рабочего тела (продуктов полного сгорания топливного газа) на входе в газовую турбину $t'_{ГТ}$ и массовые расходы рабочего тела и выхлопных газов ($G_{РТ}^{КС}, G_{ВЫХЛ.ГАЗ}$ – см. рис. 1) известны. Если известен только расход выхлопных газов ($G_{ВЫХЛ.ГАЗ}$), расход рабочего тела газовой турбины определяется по:

$$G_{РТ}^{КС} = G_{ВЫХЛ.ГАЗ} - G_{ОХЛ} ,$$

где $G_{ОХЛ}$ – расход воздуха на охлаждение первых ступеней и других элементов газовой турбины [6], кг/с. Методика расчета $G_{ОХЛ}$ представлена в [6].

Принимая, что $t'_{ГТ} \approx t_{ГОР}$ и варьируя $\alpha_2^{КС}$ получаем фактическое значение коэффициента расхода воздуха, когда выполняется условие $t_{ГОР} - t'_{ГТ} \leq 50$ °С. Затем определяем удельные объёмы $V_{N_2}, V_{RO_2}, V_{H_2O}, V_{O_2}$ и объемный состав продуктов полного сгорания топливного газа ($r_{N_2}, r_{RO_2}, r_{H_2O}, r_{O_2}$) для фактического значения $\alpha_2^{КС}$.

Газовоздушный режим ГТУ с ВЦГ

Общий коэффициент расхода (избытка) воздуха α_{Σ} в ГТУ с ВЦГ подчиняется балансовому соотношению [7]:

$$\begin{aligned} \alpha_{\Sigma} &= \alpha_1 + (1 - \alpha_1) \cdot \alpha_2 , \\ \alpha_1 &< 1, \alpha_2 > 1 , \\ 1 &< \alpha_{\Sigma} < \alpha_2 . \end{aligned} \quad (9)$$

Из формулы следует, что при многостадийном сжигании (в данном случае угля) общий избыток воздуха оказывается меньше, чем при одностадийном сжигании и лежит между избытками воздуха α_2 сжигания газа и стехиометрическим сжиганием (угля) $\alpha_1 = 1$.

Определение параметров работы ГТУ

Удельные работы сжатия в компрессоре и расширения в газовой турбине:

$$l_{сж} = (t'_K + 273,15) \frac{k_{РТ}}{k_{РТ}-1} R_B \frac{\left(\left(\frac{p''_K}{p'_K} \right)^{\frac{k_{РТ}-1}{k_{РТ}}} - 1 \right)}{\eta_{oi}^K} ; \quad (10)$$

$$l_{расш} = (t_{ГОР} + 273,15) \frac{k_{РТ}}{k_{РТ}-1} R_{РТ} \left(1 - \left(\frac{p''_{ГТ}}{p'_{ГТ}} \right)^{\frac{k_{РТ}-1}{k_{РТ}}} \right) \eta_{oi}^{ГТ} ,$$

где p'_K, p''_K – давление воздуха перед и за компрессором, МПа;

$p'_{ГТ}, p''_{ГТ}$ – давление рабочего тела перед и за газовой турбиной, МПа;

$R_B, R_{РТ}$ – газовые постоянные воздуха и рабочего тела, кДж/°С: $R_{B,РТ} = R_{\mu}/\mu_{B,РТ}$,

где R_{μ} – универсальная газовая постоянная; $\mu_{B,РТ}$ – молярные массы воздуха и рабочего тела.

Полезная мощность ГТУ

$$N_{ГТУ} = l_{расш} G_{РТ}^{КС} - l_{сж} G_K \quad (11)$$

где G_B – расход воздуха на входе в компрессор ГТУ, кг/с.

Расчет полезной мощности ГТУ проводится с допущением, что $G_{\text{охл}}$ не влияет на теплофизические характеристики рабочего тела газовой турбины и не совершает работы расширения. Для оценки влияния $G_{\text{охл}}$ на полезную мощность ГТУ необходимо проводить более детальный расчет каждой ступени компрессора и газовой турбины по отдельности.

КПД ГТУ без ВЦГ

$$\eta_{\text{ГТУ без ВЦГ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{G_{\text{ТГ}} \cdot Q_{i,\text{ТГ}}^r}, \quad (12)$$

где $Q_{i,\text{ТГ}}^r$ – низшая теплота сгорания топливного газа, МДж/кг

КПД ГТУ с ВЦГ. Этот показатель введен Giuffrida и др. [2] для учета потерь на получение и подготовку топливного газа к сжиганию в камере сгорания ГТУ:

$$\eta_{\text{ГТУ с ВЦГ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{B_{\text{Т}} \cdot Q_{i,\text{Т}}^r}, \quad (13)$$

где $Q_{i,\text{угля}}^r$ – теплота сгорания твердого топлива, МДж/кг.

КПД ВЦГ

$$\eta_{\text{ВЦГ}} = \frac{\eta_{\text{ГТУ с ВЦГ}}}{\eta_{\text{ГТУ без ВЦГ}}} = \frac{G_{\text{ТГ}} \cdot Q_{i,\text{ТГ}}^r}{B_{\text{Т}} \cdot Q_{i,\text{Т}}^r} \approx \eta_{\text{Х}}. \quad (14)$$

Степень приближения $\eta_{\text{ВЦГ}}$ и $\eta_{\text{Х}}$ определяется долей корректирующих синтез-газ присадок пара, азота и др., поступающих помимо (после) газификатора.

Верификация методики

Верификация методики расчета энергетической части ГТУ проведена на примере современной ГТУ-ПГ путем сравнения с фактическими данными, заимствованными из [4], и расчетными, проведенными с помощью коммерческого программного пакета Thermoflow [3] (табл. 1).

Таблица 1

Сравнение результатов расчета с [4, 3]

Параметр	[4]	[3]	Расчет
Температура рабочего тела перед ГТ, °С	1400	1400	1371,12
Состав выхлопных газов, об. %:			
N ₂	Нет данных	74,00	74,47
O ₂	То же	11,32	12,34
CO ₂	«	4,29	3,90
H ₂ O	«	9,50	8,41
Аг	«	0,89	0,89
Температура выхлопных газов, °С	595,00	593,00	595,00
Мощность циклового компрессора, МВт	Нет данных	307,476	306,74
Мощность расширения, МВт	То же	622,843	619,85
Мощность ГТУ брутто, МВт	313	303	313,11
КПД ГТУ брутто, %	39,50	39,50	39,46

Отклонение расчета мощности и КПД ГТУ-ПГ составляет 0,035 % и 0,1 % по сравнению с фактическими данными [4]. Отклонение расчетного состава продуктов сгорания от расчетов [3] составляет 0,6–13 %, что связано с различиями в расчетной влажности воздуха, подаваемого на горение.

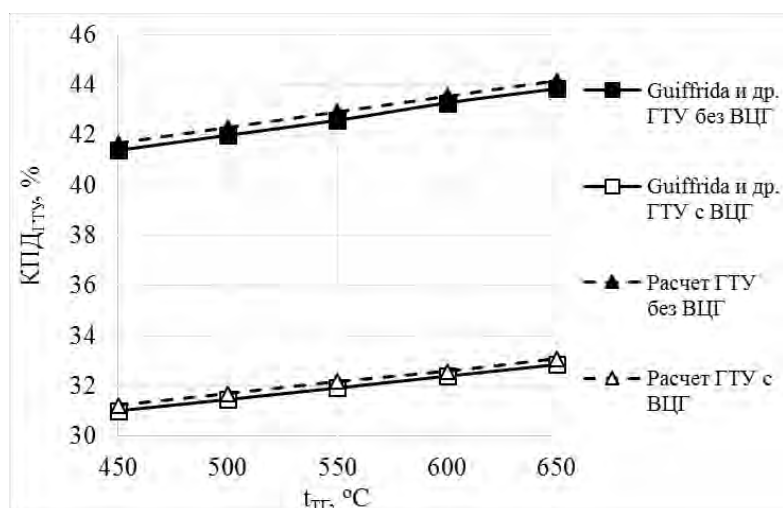


Рис. 2. Сравнение расчетных результатов

Верификация методики расчета влияния температурного фактора на параметры работы ГТУ осуществлена на основе работы [2], где приводится расчетная зависимость КПД ГТУ без/с ВЦГ от температуры топливного газа перед камерой сгорания (рис. 2).

Отклонение расчетных результатов от расчетов [2] не превышает 0,8 %.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Анализ воздушного режима ГТУ с ВЦГ

Связь парциальных коэффициентов расхода воздуха с полным (общим) для проанализированных ПГУ-ВЦГ и сравнение с коэффициентом расхода воздуха ГТУ-ПГ приведена на рис. 3:

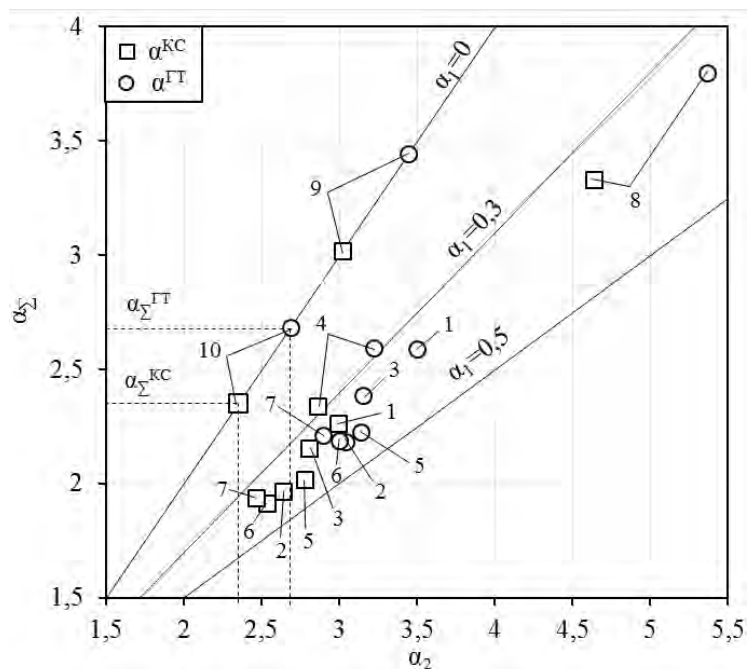


Рис. 3. Связь парциальных коэффициентов расхода воздуха с полным:

1 – ПГУ-ВЦГ Puertollano; 2 – ПГУ-ВЦГ Buggenum; 3 – ПГУ-ВЦГ Tampa Polk; 4 – ПГУ-ВЦГ Wabash River; 5 – ПГУ-ВЦГ Nakoso; 6 – ПГУ-ВЦГ А; 7 – ПГУ-ВЦГ В; 8 – ПГУ-ВЦГ С; 9 – ГТУ-ПГ класса 1200 °С; 10 – ГТУ-ПГ класса 1400 °С

Коэффициенты α_1 в основной массе ПГУ-ВЦГ, оборудованных одноступенчатыми кислородными газификаторами с сухой и мокрой топливоподачей (точки 1–3), а также воздушными двухступенчатыми газификаторами (точки 5–8) лежат в пределах $\alpha_1 = 0,36–0,43$.

В ПГУ-ВЦГ с двухступенчатым кислородным газификатором (точка 4) α_1 заметно ниже, что связано с понижением температуры на выходе из газификатора.

Коэффициенты α_2 в освоенных ПГУ-ВЦГ с кислородным газификатором (точки 1–4) меньше чем в современной ГТУ-ПГ (точка 10) и ПГУ-ВЦГ с воздушным газификатором (точки 5–8). При переходе от ГТУ с класса 1200 °С (точки 5 и 9) к ГТУ класса 1400 °С (точки 6, 7, 10) коэффициент α_2 заметно понижается, из-за необходимости повышения температуры рабочего тела газовой турбины и уменьшения разбавления воздухом продуктов сгорания.

В расчетной ПГУ-ВЦГ С (точка 8) коэффициент α_2 завышен из-за большего количества физического тепла, вносимого в цикл ГТУ с дополнительно перегретым воздухом. Повышение физического тепла, вносимого в цикл ГТУ при поддержании температуры рабочего тела газовой турбины, снижает долю химического тепла (тепловыделение при сжигании топлива) и позволяет уменьшить долю топливного газа, подаваемого в камеру сгорания (разгружая тем самым остров газификации) либо перейти к работе на предельно бедном газе [3].

Термодинамический анализ верхнего цикла ПГУ-ВЦГ

Результаты термодинамического анализа исследуемых ГТУ с ВЦГ представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета ГТУ с ВЦГ

ПГУ-ВЦГ	Puertollano	Buggenum	Tampa Polk	Wabash River	Nakoso	A	B	C
<i>Параметры рабочего тела ГТУ, расчет/факт</i>								
$t_{PT}, ^\circ\text{C}$	1259,47/ 1232,22	1165,04/ 1145,56	1231,54/ 1236,67	1234,42/ 1236,67	1242,49/ 1200	1405,49/ 1400	1474,98/ 1400	1466,38/ 1400
H ₂ O, %, об.	4,05/5,21	9,50/9,89	6,05/7,22	14,18/14,49	3,39	4,81/5,20	4,73/5,29	3,15/3,56
CO ₂ , %, об.	7,53/7,46	7,38/7,53	7,70/7,66	7,42/7,40	8,54	8,10/9,53	7,94/8,84	4,71/5,27
N ₂ , %, об.	75,49/74,72	71,58/71,11	74,01/73	65,52/65,31	76,19	75,45/75,27	75,47/75,11	76,20/75,99
Ar, %, об.	0,89/0,90	0,88/0,86	0,74/0,88	0,78/0,79	0,73	0,83/0,90	0,81/0,90	0,82/0,91
O ₂ , %, об.	12,03/11,71	10,67/10,61	11,49/11,24	12,10/12,00	11,16	9,91/9,10	11,05/9,86	15,12/14,27
$t_4, ^\circ\text{C}$	572/ 556,11	565,12/ 568,89	529,96/576	550,99/ 585,56	561,42/ 542,00	601,48/ 598,25	599,79/ 610,48	587,84/ 609,27
<i>Параметры работы ГТУ с ВЦГ, расчет/факт</i>								
α_1	0,366	0,412	0,360	0,286	0,428	0,405	0,36	0,359
$\alpha_2^{ГТ}$	3,504	3,013	3,158	3,221	3,139	2,999	2,897	5,367
α_Σ	2,586	2,185	2,382	2,926	2,224	2,189	2,214	3,799
$l_{расш}, \text{кДж/кг}$	754,36.	691,69	775,57	793,08.	705,641	900,395	935,901	923,854
$l_{сж}, \text{кДж/кг}$	366,56	324,22.	397,60	366,16	390,21	399,839	399,839	401,481
$N_{ГТУ}, \text{МВт}$	180,35/ 182	156,18/ 156,9	192,74/ 192,00	192,59/ 193,00	126,08/ 124,40	299,02/ 298	311,21/ 299	299,03/ 308
$\eta_{ГТУ \text{ без ВЦГ}}, \%$	35,59	32,19	40,21	40,03	29,04	40,66	39,78	61,42
$\eta_{ГТУ \text{ с ВЦГ}}, \%$	24,81	26,30	25,58	27,47	24,99	32,37	34,55	36,15
$\eta_{ВЦГ}$	0,697	0,817	0,636	0,686	0,860	0,796	0,909	0,896

Отклонение результатов расчета верхнего цикла ПГУ-ВЦГ от известных фактических значений, представленных в табл. 2, не превышает 1 %.

ВЫВОДЫ

Коэффициенты α_1 в ПГУ-ВЦГ с одноступенчатыми кислородными (точки 1–3) и воздушным двухступенчатым (точки 5–8) газификаторами лежат в пределах $\alpha_1 = 0,36–0,43$. В ПГУ-ВЦГ с двухступенчатым кислородным газификатором (точка 4) α_1 заметно ниже.

Коэффициенты α_2 в большей степени зависят от температуры рабочего тела газовой турбины (класса ГТУ) и температуры воздуха и топливного газа перед камерой сгорания, нежели от состава топливного газа.

Повышение соотношения пар/воздух в камере сгорания ГТУ с ВЦГ приводит к повышению полезной мощности верхнего цикла за счет роста удельной работы расширения газовой турбины и повышению КПД ГТУ с ВЦГ на 3–4 %.

Отсутствие интеграции острова газификации с ГТУ по воздуху приводит к повышению полезной мощности и КПД ГТУ с ВЦГ на 0,8–2,6 %.

Точность проведенного анализа по предложенной методике составляет:

- для энергетических показателей ГТУ с ВЦГ – $0,035 \div 0,8$ %;
- для состава рабочего тела ГТУ – $0,6 \div 15$ %.

Список литературы

1. **Dennis, R.A.** Development of baseline performance values for turbines in existing IGCC applications [Text]: GT2007 / R.A. Dennis, W.W. Shelton, P. Le // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. – Montreal, Canada, – 2007. – May 14–17.
2. **Giuffrida, A.** Efficiency enhancement in IGCC power plants with air-blown gasification and hot gas clean-up [Text] / A. Giuffrida, M.C. Romano, G. Lozza // Energy. – 2013. – V. 53. – P. 221–229.
3. **Ryzhkov, A.** Technological solutions for an advanced IGCC plant [Text] / A. Ryzhkov, T. Bogatova, S. Gordeev // Fuel. – 2018. – V. 214. – P. 63–72.
4. **Ольховский, Г.Г.** Тепловые характеристики мощных энергетических ГТУ [Текст] / Г.Г. Ольховский. – М.: Издательский дом «Фоллиум», 2015. – 236 с.
5. Анализ технологических решений для ПГУ с внутрицикловой газификацией [Текст] / под ред. А.Ф. Рыжкова. – Екатеринбург: изд-во УрФУ, 2016. – 564 с.
6. **Костюк, А.Г.** Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – М.: изд-во МЭИ, 2016. – 556 с.
7. Газогенераторные технологии в энергетике [Текст] / под ред. А.Ф. Рыжкова. – Екатеринбург: изд-во «Сократ», 2010. – 610 с.

ПРЯМОТОЧНЫЙ ПАРОВОЙ КОТЁЛ П-20-17,9 ДЛЯ ПАРОТЕПЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА НЕФТЯНЫЕ ПЛАСТЫ

А.В. ОСИПОВ, А.А. ЛИПЧАНСКИЙ (АО «Подольский машиностроительный завод», г. Подольск, Россия)

По мере выработки традиционных месторождений нефти все более актуальным становится вопрос разработки месторождений высоковязкой нефти. Одним из способов снижения вязкости нефти является паротепловое воздействие путём подачи пара в пласт. Котёл, генерирующий пар для скважин, работает по разомкнутой схеме, что не позволяет производить эффективную водоподготовку с приемлемыми эксплуатационными затратами. Мировой практикой стало применение двух ступеней ионообменных фильтров – т. е. работа на глубоко умягчённой воде с ограниченным содержанием оксида кремния и железа. Для сохранения надёжной работы котла на воде низкого качества требуется обеспечить вынос солей из тракта котла. С этой целью ограничивается паросодержание на выходе из котла на уровне 70÷80 %, массовая скорость пара в горизонтальных трубах должна быть не ниже 1900 кг/(м²с).

В 2016 г. была поставлена задача разработки котла с параметрами пара 12,85÷17,9 МПа, номинальным расходом 20 т/ч, основное топливо – подготовленный попутный нефтяной газ. Конструкция котла должна отвечать требованиям максимальной заводской готовности, оперативности монтажа, надёжной работы без постоянного присутствия обслуживающего персонала. Ввиду высокого уровня давлений, за основу была принята конструкция прямоточных паровых котлов для производства влажного пара, широко распространённых за рубежом; это направление слабо развивалось в России и СССР.

Далее рассматривается проект котла П-20-17,9 (ПК-120), вырабатывающего влажный пар для процесса паротеплового воздействия на нефтяные пласты. Он был спроектирован, изготовлен, поставлен АО «ЗиО» и введён в эксплуатацию в 2017 г.

Технические характеристики ПК-120

Паропроизводительность, т/ч	10÷24
Рабочее давление насыщенного пара, МПа (изб.)	12,85÷17,77
Степень сухости пара, не более	0,8
КПД, %	92÷94,5
Температура питательной воды на входе в насосы, °С	60÷70
Давление питательной воды на входе насосы, МПа (изб.), не менее	0,02

Требования к качеству питательной воды для ПК-120

Водородный показатель pH	8,5÷9,5
Жёсткость общая, мкг-экв/л	5,0
Содержание кислорода, мкг/л	20
Общее количество взвешенных твёрдых частиц, мг/л	1,0
Общее количество растворенных в воде солей, мг/л	1000
Содержание железа (Fe), мкг/л, не более	100
Содержание оксида кремния (SiO ₂), мг/л, не более	50
Содержание нефтепродуктов, мг/л, не более	0,3

Принципиальная схема котла (рис. 1)

Котёл в сборе состоит из следующих основных узлов: моноблочная газовая горелка, радиационная часть котла (испаритель), переходной газоход котла, конвективная часть котла (экономайзер), конфузор и дымовая труба.

Насосная установка состоит из группы центробежных повышающих насосов (2 шт.), обеспечивающих давление, необходимое для нормальной работы плунжерных питательных насосов (2 шт.). Трубопроводы пара и питательной воды в пределах котла оборудованы всей необходимой запорной арматурой, предохранительными клапанами, дренажами и воздушниками.

Газопроводы оборудованы необходимой предохранительной, запорной и регулирующей арматурой, КИП, линиями безопасности, фильтром-сепаратором.

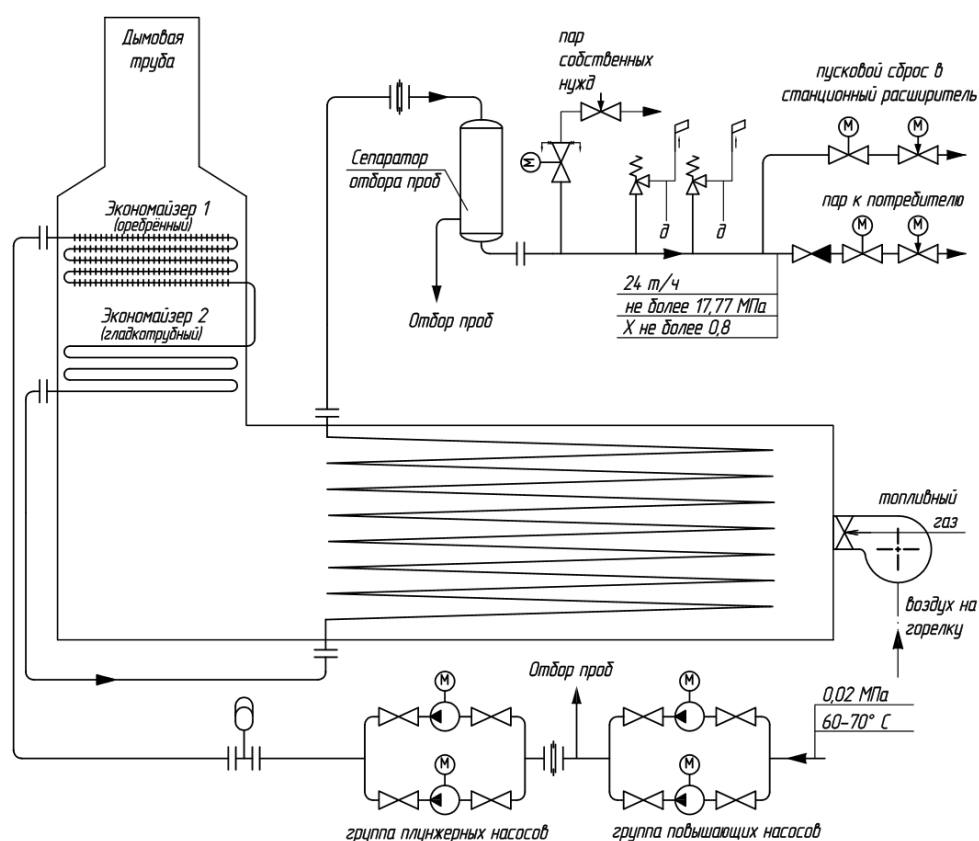


Рис. 1. Схема пароводяного тракта котла ПК-120

Деаэрированная вода с температурой $60\div 70$ °С и давлением не менее 0,02 МПа (изб.) подаётся на вход повышающего насоса. Он обеспечивает необходимый для надёжной работы плунжерного насоса подпор. Электродвигатели плунжерных насосов оснащены преобразователями частоты, которые служат для регулирования подачи. Между повышающими и питательными насосами установлен отбор проб для измерения солесодержания питательной воды. После питательного насоса вода подаётся в экономайзер котла, подогревается и перебрасывается в испарительный экран топки (радиационной части). На паропроводе котла установлен сепаратор специальной конструкции, позволяющий отобрать конденсат из влажного пара. Пар собственных нужд подаётся в деаэратор и на подогрев воды для установки химической водоподготовки.

Топливо и воздух подаются в топку отдельно. Продукты сгорания после неё попадают в неэкранированный соединительный газоход, разворачиваются на 90° и последовательно проходят две ступени экономайзера, выбрасываются в атмосферу через дымовую трубу.

Конструкция элементов котла (рис. 2)

В качестве питательных насосов поставляются два трехплунжерных насоса (основной + резервный) производства фирмы «КАМАТ», модель К 25075 МС-3G-E200 В, обеспечивающих производительность до 24 т/ч и давление до 21 МПа. Каждый насос оборудован фильтром и стабилизатором потока на входе, необходимым объёмом КИП для обеспечения надёжной работы. На напорной линии за питательными насосами устанавливается газовый гаситель колебаний потока.

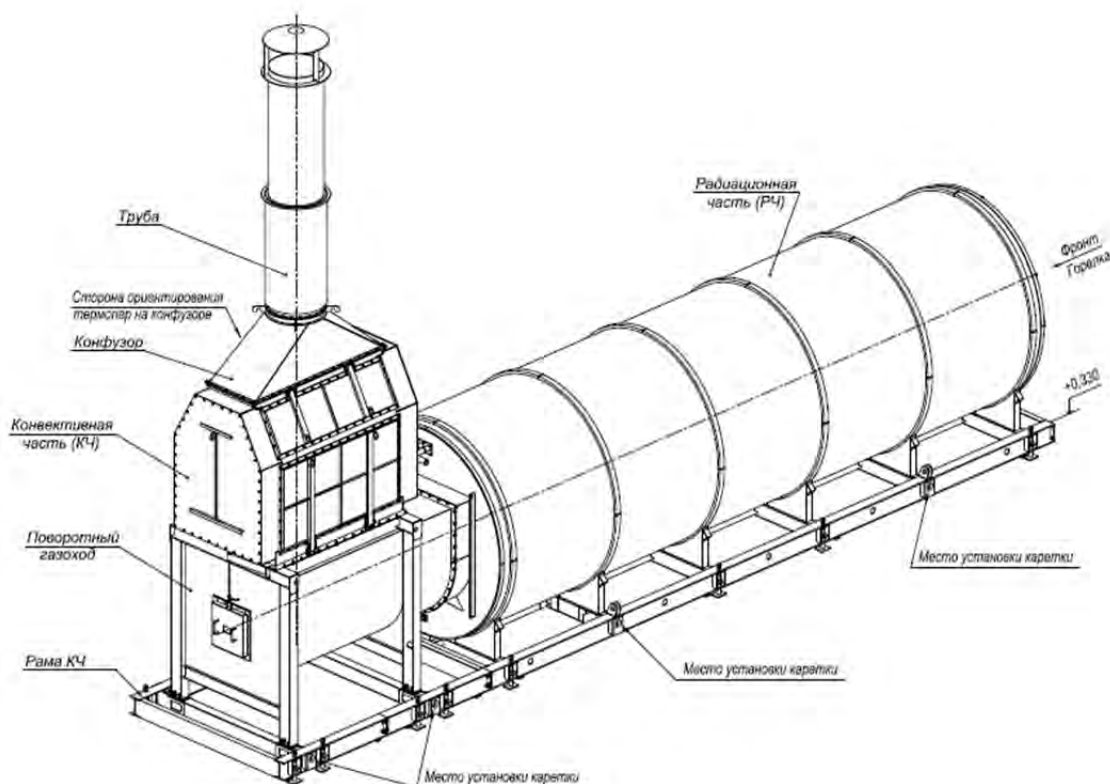


Рис. 2. Общий вид котла после сборки блоков

Моноблочная прямоточная газовая горелка SAACKE GS 185-45 оборудована всей необходимой регулирующей, запорной и предохранительной арматурой, требуемой для эффективной и безопасной эксплуатации. Регулировочный диапазон – 1:8 (мощность изменяется от 2,3 до 18,5 МВт). Горелка установлена на торцевой стенке радиационной части, длинный и узкий факел обеспечивает максимальную равномерность тепловосприятия радиационной поверхности нагрева.

Конструктивное исполнение рам оборудования радиационной и конвективной части позволяет осуществить закатку оборудования в уже построенное здание. На каждой раме предусмотрено по четыре посадочных места для валов кареток, которые предназначены для передвижения по рельсам. Каретка для закатки оборудования состоит из корпуса с двумя колёсами, вала, стопорного винта. Радиационная часть выставляется на прокладки (подставки) высотой, достаточной для последующей установки кареток, подъём осуществляется выжимными болтами, после устанавливаются каретки. Блок опускается на рельсы и закатывается в здание. Аналогично закатывают конвективную часть, установленную на переходной газоход, стыкуют с радиационной частью. После каретки снимаются в обратном порядке, вся конструкция плавно опускается на выжимных болтах в проектное положение.

Экран топки – однозаходный, выполнен из труб 88,9×11,13 SA-106 Gr.B, шаг между трубами 152 мм. Изоляция корпуса – внутренняя, выполнена в два слоя. Подложка – мат из керамического волокна, на которую уложены огнеупорные теплоизоляционные блоки из керамического волокна T-TEX с наружной пропиткой термостойким составом для защиты от износа потоком дымовых газов. Выполнение поверхности нагрева в один ход позволяет избежать гидравлических разверок.

Конвективная часть состоит из противоточных теплообменных пучков экономайзера шахматной компоновки: сначала газы омывают гладкотрубный пучок (88,9×11,13 SA-106 Gr.B), потом – оребренный пучок (88,9×11,13 SA-106 Gr.B, высота ребра 19 мм, шаг 5 мм). Боковые крышки снимаются для осмотра и очистки конвективных пучков, торцевые крышки снимаются для замены повреждённых труб. Теплоизоляция крышек – одеялами T-TEX с обмазкой огнеупорной мастикой.

Соединительный поворотный газоход между топкой и конвективной частью неэкранирован. В нём предусмотрен люк-лаз под с жаропрочным бетонным покрытием (под бетоном – шамотно-волокнуистые плиты) для возможности проведения плановых осмотров.

Способы определения степени сухости

Основной проблемой в определении степени сухости в потоках двухфазных сред является нестабильность характера течения среды, которая зависит от давления, энтальпии среды, геометрии трубопровода, ориентации трубы, качества внутренней поверхности и т. п. По этой причине в системе автоматизированного управления котла предусмотрено три независимых способа контроля степени сухости пара.

«Солевая методика» основана на расчёте степени сухости пара по измеренным солесодержаниям жидкой фазы влажного пара и питательной воды. Данная методика известна

достаточно давно и получила широкое распространение как в отечественной энергетике 5 [1], так и на Западе для контроля степени сухости в прямоточных парогенераторных установках [2]. В данном проекте разработаны и применены конструктивные решения, обеспечивающие непрерывный контроль солесодержания как питательной воды, так и жидкой фазы влажного пара.

Особенностью отложения примеси в прямоточном котле докритического давления является упаривание воды в испарительных поверхностях нагрева и, соответственно, повышение концентрации примеси в жидкой фазе. На испарительном участке происходит испарение воды, при этом малая часть примеси переходит в паровую фазу, а основное количество примеси остается в жидкой фазе двухфазного потока. Солевой баланс:

$$C_{ПВ} = C_{П}x + (1 - x)C_{Ж}, \quad (1)$$

где $C_{Ж}$, $C_{П}$ – концентрация примеси в жидкой и паровой фазах; x – массовое паросодержание.

Во влажном паре присутствуют примеси различных солей с разной растворимостью в, в общем случае вводят понятие коэффициента распределения примеси между паровой и жидкой фазами $K_p = C_{П}/C_{Ж}$. Преобразуя формулу (1):

$$C_{ПВ} = C_{Ж} - (C_{Ж} - C_{П})x = C_{Ж} \left[1 - \left(1 - \frac{C_{П}}{C_{Ж}} \right) x \right] = C_{Ж} [1 - (1 - K_p) \cdot x]. \quad (2)$$

Из (2) определим относительное изменение концентрации примеси

$$C_{Ж}/C_{ПВ} = 1/[1 - (1 - K_p) \cdot x]. \quad (3)$$

Уровень солесодержания принято вести по содержанию натриевых соединений в воде и паре, для которых свойственна очень низкая растворимость в паре [$K_p \ll 1$, (1, 3)], а остальные компоненты в питательной воде практически отсутствуют. Магнетит образуется в основном в период, когда деаэратор не вышел на рабочие параметры. Это будет сказываться на временном увеличении солесодержания конденсата влажного пара; занос магнетита с паром в деаэратор невелик, солесодержание питательной воды в большей степени зависит от качества водоподготовки. Таким образом, для практического использования формулу (3) можно преобразовать:

$$C_{Ж}/C_{ПВ} = 1/(1 - x). \quad (4)$$

Отношение солесодержания жидкой фазы влажного пара к солесодержанию питательной воды, равное 5, соответствует степени сухости влажного пара 80 %.

На практике для определения солесодержания предусмотрен стационарный кондуктометр. Сепаратор на паропроводе отбирает жидкую фазу из влажного пара, питательная вода отбирается зондом с линии всаса в питательные насосы. Пробы направляются в холодильники, где температура проб подстраивается до близких между собой значений с помощью изменения расхода охлаждающей воды.

Стационарные кондуктометры-солемеры серий МАРК-602Т предназначены для преобразований удельной электропроводности конденсата или питательной воды в электрические сигналы постоянного тока, пропорционального удельной электропроводности (УЭП). Диапазон измерения электропроводимости от 0 до 1000 мСм/см (солесодержания от 0

до 500 г/л), точность до $\pm 2\%$, температура среды до плюс 125 °С. Отборы проб питательной воды и конденсата пара берутся после холодильников и имеют схожую температуру 22 ... 25 °С.

Расчёт степени сухости производится по формуле (4).

Максимально снизить влияние транспортного фактора на точность измерения влажности, связанного с изменением солесодержания питательной воды на входе в котёл, можно с помощью подачи химочищенной воды через бак запаса конденсата, в котором состав воды будет усредняться, что повысит инерционность изменения солесодержания питательной воды. Исключение вероятности скачкообразного изменения качества воды повысит точность определения степени сухости. В данный момент роль усреднителя состава воды выполняет деаэратор.

На рис. 3 отображена принципиальная конструкция полнопроходного сепаратора, внутри которого установлен стакан с цилиндрической нижней и конической верхней частями, а также большой аксиальный лопаточный завихритель в верхней части.

Для режима максимальной паропроизводительности (расход среды 24 т/ч при давлении 17,5 МПа и паросодержании 80 %) такая конструкция характеризуется максимальными (по модулю) скоростями пара 18–27 м/с на верхней части обтекателя завихрителя и 22–26 м/с в отверстиях завихрителя, максимальной тангенциальной компонентой скорости пара 8–11 м/с (между завихрителем и стаканом) и гидравлическим сопротивлением по полному давлению 28–42 кПа. Завихритель обеспечивает заполнение кольцевого канала

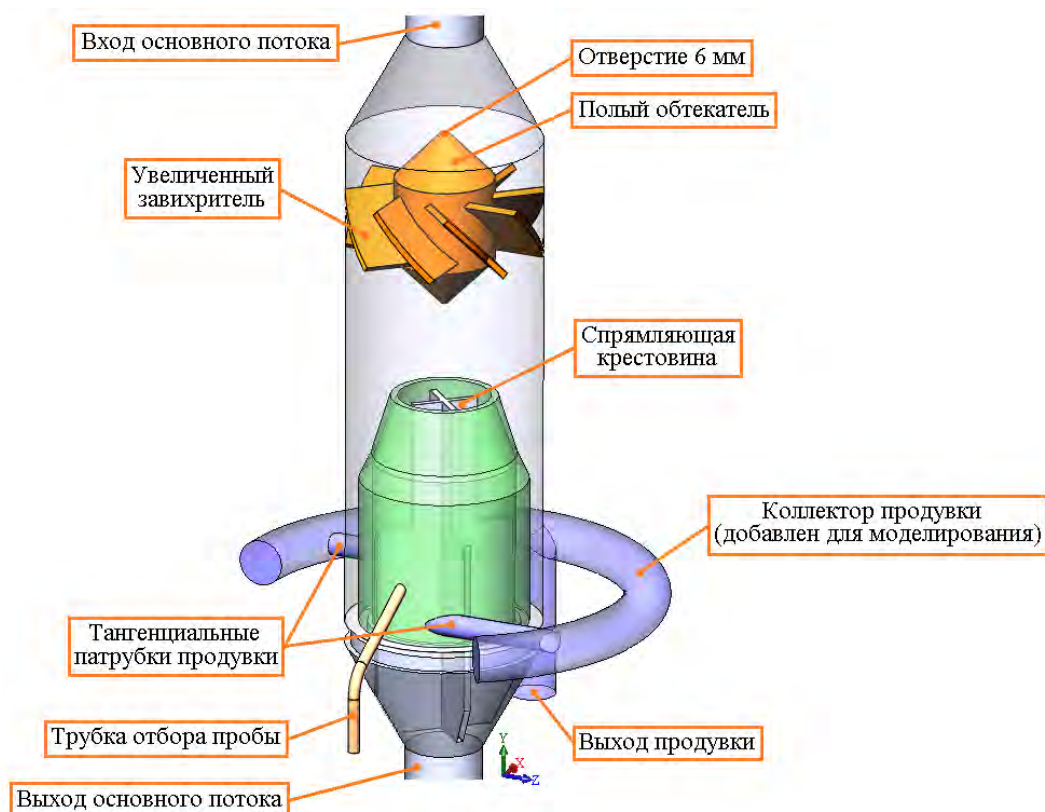


Рис. 3. Принципиальная конструкция сепаратора отбора проб

водой; постоянное замещение воды в канале (для снижения инерционности) обеспечивается циркуляцией (опускным и подъемным движением воды) на всей высоте цилиндрической части канала со скоростями 0,4–1,4 м/с. Единственное отверстие диаметром 4 мм в нижней части стакана используется только для дренажа после останова котла. Крестовина, размещённая внутри стакана, эффективно спрямляет поток, и крутка на выходе сепаратора почти полностью гасится (для снижения эрозионного износа трубопровода за сепаратором).

Непрерывная продувка сепаратора (очистка от загрязнений) через кольцевую щель внизу стакана препятствует накоплению воды даже при ширине щели 2 мм. Поэтому вместо непрерывной применена периодическая продувка через два тангенциально установленных патрубка. Один из характерных результатов расчёта распределения капель в продольном сечении сепаратора показан на рис. 4.

Второй способ измерения сухости – определение плотности влажного пара исходя из расхода питательной воды на прямоточный котёл и сопротивления на диафрагме (рис. 5), установленной на паропроводе. Расход питательной воды перед прямоточным котлом равен расходу пара за ним, коэффициент сопротивления диафрагмы при работе на влажном паре определяется после обработки экспериментальных данных во всём диапазоне нагрузок котла. В качестве опорных значений степени сухости принимаются данные по показаниям кондуктометров-солемеров.

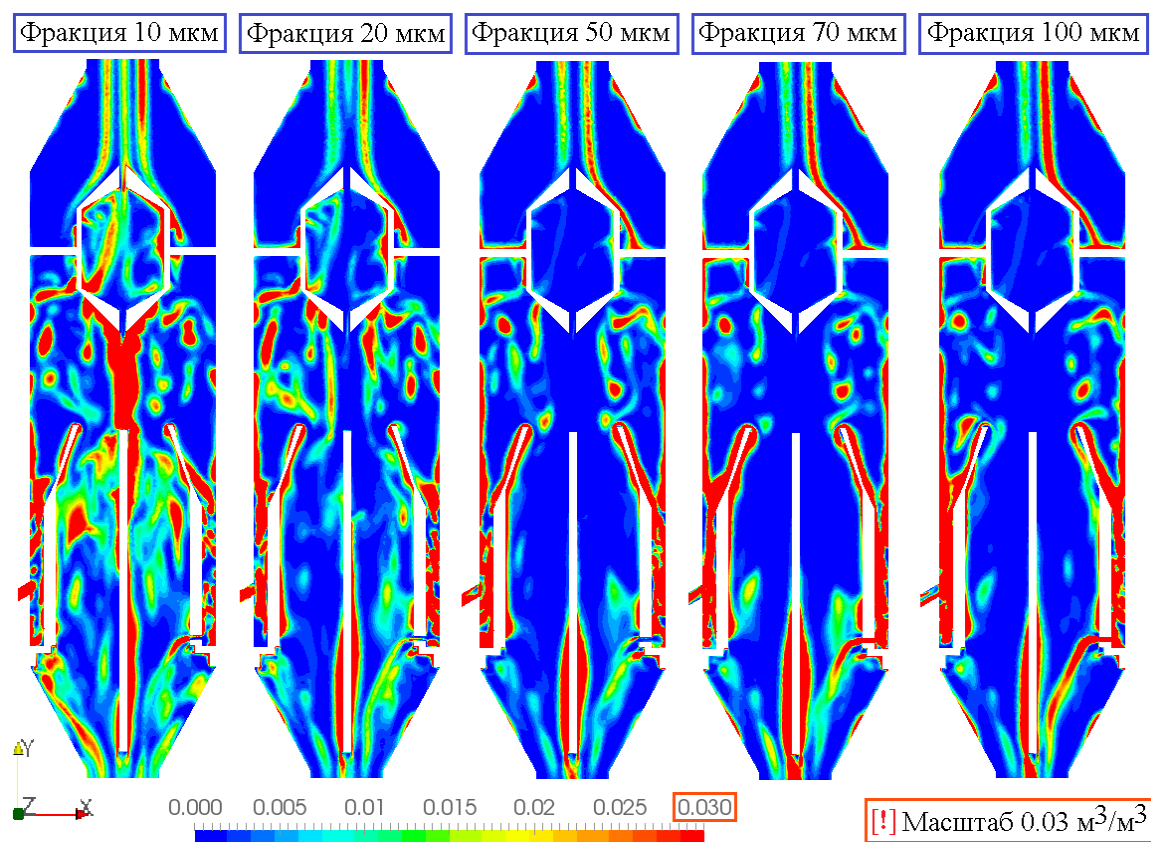


Рис. 4. Объёмная концентрация фракций капель воды в продольном сечении

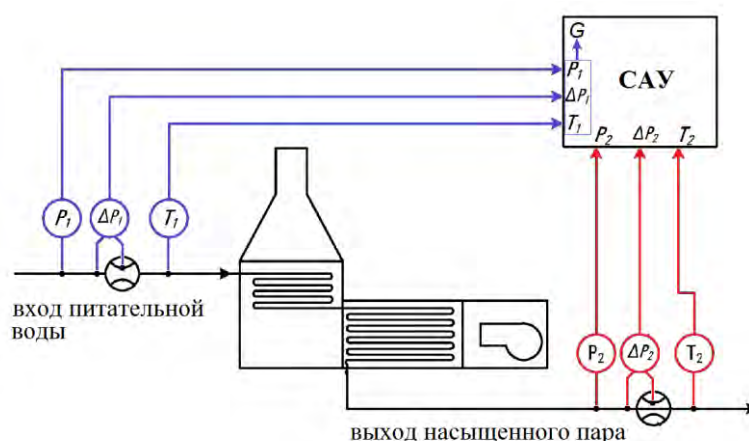


Рис. 5. К схеме измерения сухости пара по перепаду давлений на диафрагме

Из системы уравнений выражается плотность влажного пара, а $x=f(P_{\text{нас}}; \rho)$:

$$\begin{cases} \Delta P = K \frac{\rho w^2}{21000} \\ w = \frac{G}{3,6 \rho F} \\ F = \frac{\pi d^2}{4 \cdot 1000^2} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta P = K \frac{G^2}{2 \cdot 1000 \cdot 3,6^2 \rho F^2} \\ F = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 1000^2} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\rho = 6,25439 \cdot 10^7 K \frac{G^2}{\Delta P \cdot d^4}, \quad (5)$$

где ΔP – перепад давления на диафрагме, кПа; K – коэффициент сопротивления диафрагмы на влажном паре; ρ – плотность среды, кг/м³; w – линейная скорость среды в отверстии диафрагмы, м/с; G – массовый расход среды, т/ч; F – площадь отверстия диафрагмы, м²; d – диаметр отверстия диафрагмы, мм.

Коэффициенты сопротивления диафрагм рассчитываются для каждого котла индивидуально (чтобы учесть влияние фактической геометрии элементов паропровода), при разных расходах среды и степенях сухости. При близких значениях коэффициента K диапазоны объединяются для упрощения задания алгоритма в системе управления котлом. Пример:

диаметр отверстия диафрагмы, мм 49,065*;
коэффициент сопротивления диафрагмы K 1,484755**.

* Паспорт диафрагмы.

** Для расходов 16–20 т/ч, $x = 65 \div 85$ %.

В целом расчёт степени сухости по диафрагме показывает близкие к вычисленной по солевой методике сухости результаты при степени сухости выше 65 %. Инерционность показаний ниже, что позволяет использовать данный метод для автоматизации регулятора топливного газа, направленного на поддержание сухости.

Третий вариант ограничения роста степени сухости выше 85 % – ограничение расхода топливного газа из расчёта по тепловому балансу котла. Используется КПД котла и данные

с датчиков, состав топлива задаётся по паспорту газа. Накладывается запрет на открытие регулятора топливного газа, если текущий расход газа превышает расчётный для случая $x = 85 \%$. Этот ограничительный алгоритм призван защитить котёл при сбоях в работе одного из двух предыдущих способов расчёта сухости или при попытке «ручного» увеличения расхода газа выше опасного предела при отключении регулятора топливного газа.

Перспективы

В 2017 г. АО «ЗиО» выполнило поставку и ввод в эксплуатацию первых трёх котлов П-20-17,9 из серии ПК-120. Все котлы прошли комплексное опробование и подтвердили свою работоспособность в заданном диапазоне нагрузок. На 2018–2019 гг. запланированы поставка и пуск ещё пяти котлов со вспомогательным оборудованием.

Сепаратор отбора проб из двухфазной среды, при качественной сборке отборной линии и отсутствии резких скачков давления в паровой магистрали, обеспечивает непрерывный отбор конденсата из влажного пара. Может применяться в будущем для систем, требующих контроля состава влажного пара.

Список литературы

1. **Кемельман, Д.Н.** Наладка котлоагрегатов [Текст] / Д.Н. Кемельман, Н.Б. Эскин, А.А. Давидов. – М: Энергия, 1976.
2. **Chillingarian, G.V.** Surface operations in petroleum productions, II [Text] / G.V. Chillingarian, J.O. Robertson, S. Kumar. – Amsterdam: Elsevier Science, 1989. – 562 p.
3. Машиностроение [Текст]: энциклопедия / под. ред. Ю.А. Рундыгина [и др.]. – Том IV–18. Котельные установки. – М.: Машиностроение, 2009.

ПОВЫШЕНИЕ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГРАДИРЕН ТЭС С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ

А.М. ЛАТЫПОВ, В.Р. ПРОЦКИВ, И.И. ХРУШКОВ (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

В настоящее время в мире остро стоит проблема рационального использования всё возрастающих в цене энергоносителей. Ведётся разработка новых наукоёмких быстрокупаемых технологий, направленных на сбережение энергоресурсов и не снижающих основных технических показателей производства. Это, прежде всего, относится к современным тепловым и атомным электростанциям, экономичность которых во многом определяется эффективностью работы системы технического водоснабжения, в частности башенных испарительных градирен (БИГ), предназначенных для охлаждения оборотной воды, поступающей от конденсатора турбины электростанции и другого вспомогательного оборудования [1].

Факторы снижающие охлаждающую способность башенных испарительных градирен:

- начальные условия входа охлаждающего воздуха;
- неравномерное распределение объема поступающего охлаждающего воздуха по вертикальному сечению воздухоподводящих окон;
- блокировка поступающего воздуха в верхнюю часть окон;
- неравномерное распределение поступающего в радиальном направлении воздуха по всей площади оросительных устройств градирен;
- застойные зоны с повышенным содержанием теплого и влажного воздуха, в которых охлаждение оборотной воды мало эффективно;
- потери воды с испарением и уносом приводят к недостатку воды для обеспечения охлаждения [2].

Применение аэродинамического завихрителя как один из способов повышения охлаждающей способности градирен и интенсификации процессов теплообмена

Повысить охлаждающую способность современных градирен, обеспечив тем самым снижение удельного расхода топлива на выработку электрической энергии и увеличение располагаемой мощности электростанции, можно с помощью новых методов интенсификации процессов тепло- и массообмена, происходящих внутри градирен. Эффективность испарительного охлаждения в градирне зависит от многих факторов, в первую очередь от соотношения массовых расходов холодного воздуха, всасываемого в градирню, и оборотной

теплой воды, идущей от конденсатора турбины электростанции для охлаждения. Также на эффективность работы градирни влияют такие физические параметры, как температура и относительная влажность окружающего воздуха, распределение скорости ветра по вертикали и др. Как показали натурные исследования, даже при относительно слабых ветрах внутри градирни существенно изменяется картина течения по сравнению с условиями штиля. В нижней и верхней частях башни образуются устойчивые застойные зоны большого размера (составляющие примерно до третьей части от диаметра градирни) с циркуляционным характером течения паровоздушной смеси в них. Это заметно ухудшает эффективность работы и приводит к увеличению температуры оборотной воды, подаваемой в конденсатор турбины. Кроме того, на величину расхода входящего охлаждающего воздуха и его распределение в подпоросительном пространстве большое влияние оказывает аэродинамика входа. Видеосъемка визуализации входящих через воздухоподводящие окна градирни воздушных потоков, полученная с применением дымовых частиц нейтральной плавучести, показала, что на срезе окна имеется существенная неравномерность распределения скорости течения по высоте. При этом в верхней зоне воздухоподводящих окон наблюдаются застойные зоны и даже возвратные вихревые течения, направленные из градирни наружу. Зона захвата внешнего окружающего воздуха типовыми градирнями невелика. Все это приводит к уменьшению расхода воздуха через градирню и, следовательно, к снижению ее тепловой эффективности в целом. Установка системы вихревой подачи воздуха в градирню (аэродинамического завихрителя) позволяет устранить перечисленные негативные аэродинамические особенности и повысить ее тепловую эффективность. На рис. 1 схематично показана структура движения воздушного потока в градирне с аэродинамическим завихрителем и без него.

В основу разработки аэродинамического завихрителя положен способ создания с помощью вертикальных направляющих щитов крупномасштабных вихревых потоков с вертикальной осью вращения в подпоросительном пространстве градирни, так как это происходит в атмосферных вихревых образованиях. Они позволяют существенно улучшить аэродинамику воздушных потоков на входе и внутри градирен, интенсифицировать процессы тепло- и массообмена. В таких градирнях результирующая скорость воздушного потока, помимо вертикальной и горизонтальной составляющих, приобретает еще одну компоненту – тангенциальную, что приводит к более глубокому и равномерному проникновению охлаждающего воздушного

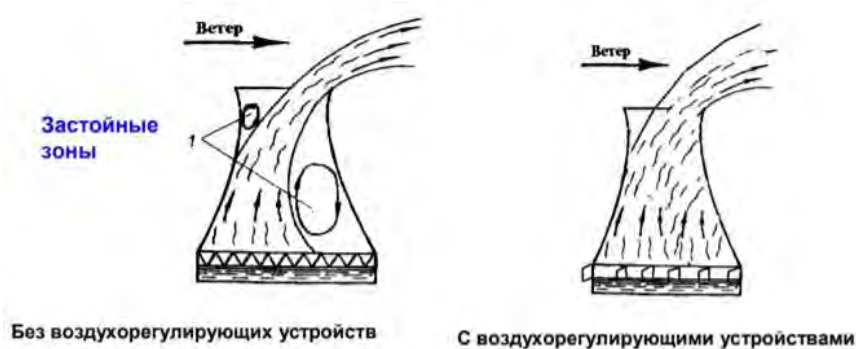


Рис. 1. Структура течения воздушного потока в градирне

потока в радиальном направлении. Это увеличивает путь его взаимодействия и время контакта входящего в градирню воздушного потока с разбрызгиваемой охлаждаемой водой. Следствием этого является дополнительное (по сравнению с типовой градирней без аэродинамического завихрителя) понижение температуры оборотной воды на 1–2 °С и более, зависящее от климатических и погодных условий (особенно в жаркое время года) и режимов работы турбины [1].

Моделирование башенной испарительной градирни и влияния аэродинамических элементов на ее работу в условиях ветра

Одним из лидеров в области интенсификации процессов теплообмена в градирне с использованием аэродинамических завихрителей является «Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова» НАН Беларуси (ИТМО). Данным институтом было проведено математическое моделирование БИГ в трёх конфигурациях: БИГ без дополнительных аэродинамических элементов (рис. 2, *а*); БИГ, оснащенная дефлекторами в надросительном пространстве (рис. 2, *б*), и БИГ, оснащенная ветропреградительными стенками и дефлекторами в надросительном пространстве одновременно (рис. 2, *в*).

Результатами исследования стали двумерные контуры поля температур на высоте $h = 30$ м для БИГ конфигураций «*б*» и «*в*». Вариация температуры по сечению δT , характеризующая неоднородность теплоотдачи оросителя, а также аэродинамическое смешение в надросительном пространстве, представлена на рис. 3, 4.

Анализ показывает, что система с конфигурацией «*в*», включающая как ветропреградительные стенки, так и дефлекторы в надросительном пространстве, более эффективна для гомогенизации температуры по сравнению с системой «*б*». Совместное использование ветроперегородок и завихрителей в надросительном пространстве может повысить эффективность башенной испарительной градирни на величину до 20–30 % при угле установки завихрителей $\alpha = 60^\circ$ [3].

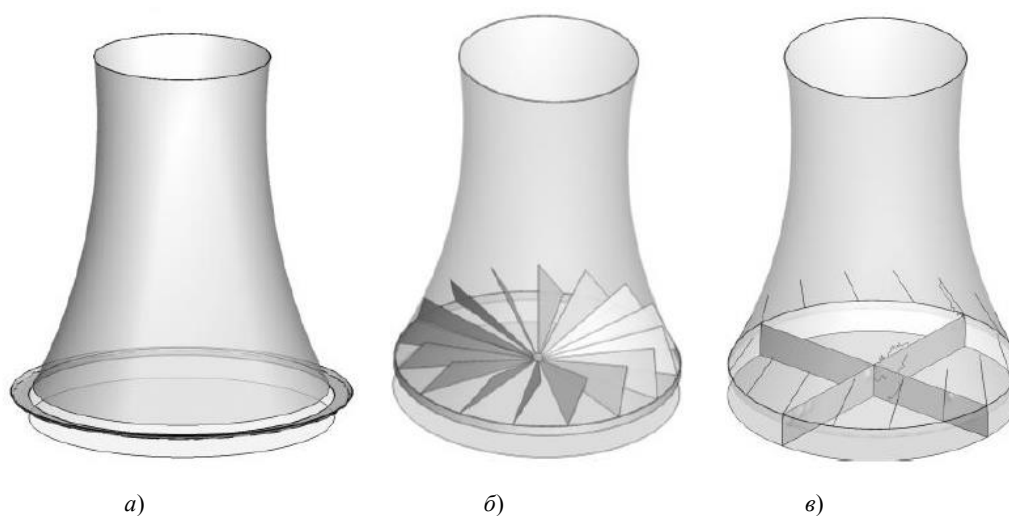


Рис. 2. Конфигурации БИГ:

а – без дополнительных аэродинамических элементов; *б* – модель с 16 дефлекторами; *в* – модель с дефлекторами и ветропреградительными стенками

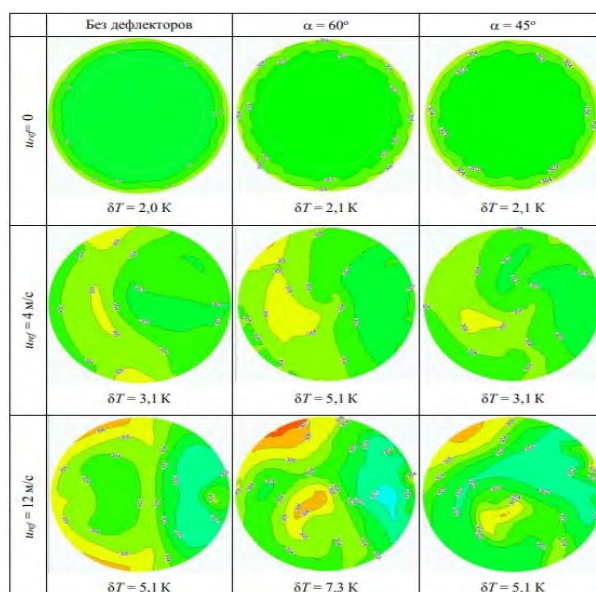


Рис. 3. Поля температуры газовой фазы в горизонтальном сечении БИГ ($h = 30 \text{ м}$), вариация температуры δT при различных скоростях ветра, конфигурация «б»

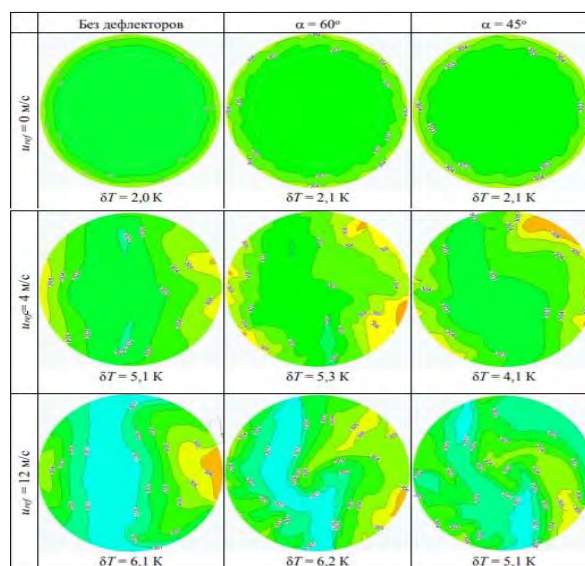


Рис. 4. Поля температуры газовой фазы в горизонтальном сечении БИГ ($h = 30 \text{ м}$) при различных скоростях ветра, конфигурация «в»

Варианты исполнения аэродинамических завихрителей

На сегодняшний день существует огромное количество всевозможных технических решений по интенсификации процессов теплообмена в градирне с использованием аэродинамических завихрителей, ниже представлен один из них.

Градирня с направляющей водяной завесой, которая содержит башню, в нижней части которой расположено окно с установленными в нем щитами под углом $60\text{--}75^\circ$ к касательной, проведенной к окружности основания башни, водоразбрызгивающую и оросительную системы. Щиты выполнены в виде трубчатых элементов, установленных с шагом не более длины трубчатого элемента, причем трубчатые элементы связаны между собой трубопроводом от водоразбрызгивающей системы, а по нижней поверхности трубчатых элемен-

тов равномерно расположены отверстия для распыла воды с образованием тангенциальных воздухоходных каналов, при этом по периметру градирни под углом $10\text{--}15^\circ$ образована наклонная поверхность. Изобретение позволяет повысить эффективность охлаждения воды в градирне за счет интенсификации теплообмена внутри неё путем создания закрутки входящего воздушного потока направляющими водяными завесами, образованными более дешевыми и простыми в эксплуатации трубчатыми элементами.

На рис.5, а представлена схема общего вида градирни, на рис. 5, б – схема установки трубчатых элементов.

Нагретая оборотная вода поступает в водоразбрызгивающую систему 5, где разбрызгивается в виде мелких капель внутри башни 3. Образующиеся капли в результате теплообмена с воздухом охлаждаются, нагревая одновременно воздух, что создает в башне 3 тягу и поступление в башню 3 через воздухоходное окно 1 охлаждающего воздуха из окружающей среды. Разбрызгиваемые капли падают на ороситель 9, где дополнительно охлаждаются и стекают в водосборный бассейн 10, а из него охлажденную воду подают по назначению. Благодаря тяге в башне 3 через воздухоходное окно 1 поступает поток наружного холодного воздуха, который, взаимодействуя с водяными завесами 7, приобретает тангенциальную составляющую скорости за счет углового (под углом $60\text{--}75^\circ$) расположения трубчатых элементов 2 с равномерно расположенными отверстиями 6 по нижней поверхности трубчатых элементов 2 (рис. 5, б). Водяная завеса 7 представляет собой плотный вертикальный слой воды, который образуется за счет падающей оборотной воды из равномерно расположенных отверстий 6 по нижней поверхности трубчатых элементов 2 (рис. 5, а). Трубчатые элементы 2 связаны между собой трубопроводом 4 (рис. 5, б). Между водяными завесами 7, созданными путём распыления оборотной воды через отверстия 6, образуются тангенциальные воздухоходные каналы 8, которые обеспечивают закрутку входящего в градирню воздушного потока. Охлаждающий воздушный поток, имеющий тангенциальную составляющую скорости, проходит тангенциальные воздухоходные каналы 8 и попадает в башню 3, где взаимодействует с падающими каплями охлаждаемой оборотной воды. Таким образом, скорость воздуха внутри башни 3 имеет три составляющие: вертикальную, горизонтальную и тангенциальную. Тангенциальная составляющая скорости приводит к образованию вихревого течения воздуха в подоросительном пространстве градирни, к более

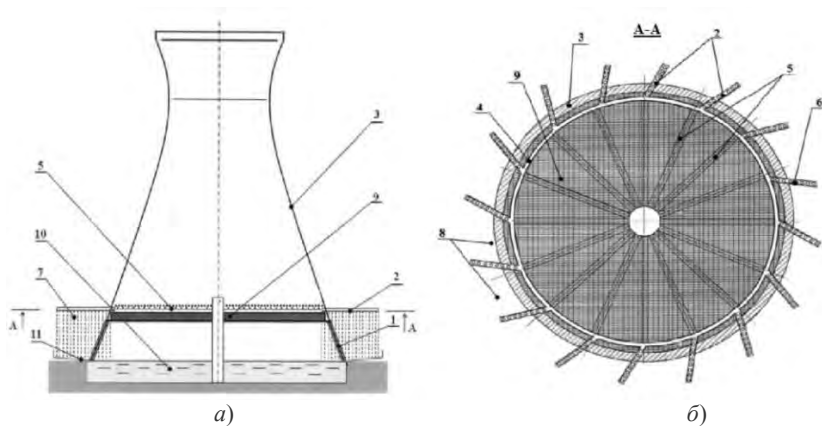


Рис.5. Схемы общего вида градирни (а) и установки трубчатых элементов (б)

глубокому проникновению воздушного потока в горизонтальном сечении, к разрушению застойных зон. Кроме того, закрутка входящего потока воздуха интенсифицирует тепло-массообмен между воздухом и водой за счет увеличения времени контакта воздушного потока и охлаждаемой воды. Закрутка также способствует снижению уноса воды в капельной форме и перераспределению поперечного градиента давлений по сечению градирни. В центре башни 3 градирни создается зона разрежения. Под воздействием перепада давлений охлаждающий воздух над поверхностью водосбросного бассейна от периферии перемещается к центру, улучшая охлаждение оборотной воды в центральной части градирни, в то время как в обычных градирнях воздушный поток слабо поступает в центральную зону. Вода, образуя водяные завесы 7, попадает на наклонную поверхность 11, расположенную по периметру градирни под углом 10–15°, и стекает в водосборный бассейн 10 [4].

Реализованные проекты и экономический эффект

Данное техническое решение по модернизации градирен ТЭС активно применяется на территории Республики Беларусь. В настоящее время аэродинамические завихрители установлены на градирнях:

- Минской ТЭЦ-4, градирни № 1 и 4 площадью орошения 3200 м², оборудованные различными вариантами аэродинамических завихрителей (рис. 6);



Рис. 6. Аэродинамические завихрители Минской ТЭЦ-4

- Минской ТЭЦ-3 (рис. 7);



Рис. 7. Градирня №2 Минской ТЭЦ-3

- Гродненской ТЭЦ-2, градирня № 1 площадью орошения 900 м² с встроенным аэродинамическим завихрителем и вентиляционным окном в центре оросителя (рис. 8);



Рис. 8. Градирня №1 Гродненской ТЭЦ-2

- Могилевской ТЭЦ-2, градирня № 3 [5].

По оценкам разных источников срок окупаемости составляет от 2 до 4 сезонов, а экономический эффект для блока мощностью 250 МВт – до 1500 т усл. топл. в летний сезон. Для градирни площадью орошения 3200 м² и производительностью по циркуляционной воде до 28000 м³/ч средняя величина выигрыша по температуре охлаждающей воды за сезон достигала 1,3 °С, а по тепловому коэффициенту полезного действия до 9 %. Кроме того, в жаркий летний период располагаемая мощность энергоблока увеличивается до 10% [1].

Выводы

В настоящее время применение аэродинамических завихрителей является наиболее перспективным техническим решением для повышения тепловой экономичности градирен. Оно обладает такими преимуществами, как небольшие капитальные затраты на внедрение данной технологии, короткий срок окупаемости, простота исполнения, оборудование градирен аэродинамическими завихрителями может осуществляться без остановки их работы.

Создание вихревых турбулизированных потоков с помощью аэродинамических завихрителей в подоросительном пространстве градирни приводит к более глубокому и равномерному проникновению охлаждающего воздушного потока в радиальном направлении и уменьшению застойных зон в центре оросителя; возрастанию времени контакта входящего воздушного потока с разбрызгиваемой охлаждаемой водой за счет увеличения пути его взаимодействия; снижению влияния ветровых нагрузок, включая сквозное продувание подоросительного пространства. Следствием всего вышеперечисленного являются более высокие показатели турбоустановки в целом благодаря работе с более глубоким вакуумом в конденсаторе в летние периоды. Преимущества данной технологии и суммарный экономический и экологический эффекты говорят о целесообразности применения аэродинамических завихрителей в составе комплекса мероприятий по реконструкции систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС, использующих оборотные системы охлаждения.

Список литературы

1. **Давиденко, В.Ф.** Энергосбережение для большой энергетики [Текст] / В.Ф. Давиденко // Наука и инновации. – 2006. – № 4 (38).
2. **Соловьёв, А.А.** Повышение тепловой и экологической эффективности башенных испарительных градирен АЭС [Текст] / А.А. Соловьёв, Р.И. Нигматулин, Ю.Б. Малых // VII Международный общественный Форум-диалог «Атомная энергия, общество, безопасность». – Санкт-Петербург, 2012.
3. **Доброго, К.В.** Моделирование башенной испарительной градирни и влияния аэродинамических элементов на ее работу в условиях ветра [Текст] / К.В. Доброго, М.М. Хеммасиан Кашани, Е.Е. Ласко // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. – 2014. – № 6. – С. 47–60.
4. **Пат. 2535903 Российская Федерация, МПК: F28C 1/100.** Градирня [Текст] / Горбачев Н.М. (ВУ), Власов А.В. (ВУ), Давиденко В.Ф. (ВУ), Прокопович О.В. (ВУ), Русакевич М.И. (ВУ). – № 2013126346/06; заявл. 07.06.2013; опубл. 20.12.2014, Бюл. № 35.
5. Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова [Электронный ресурс] (Официальный сайт, раздел «Разработки»). — <http://www.itmo.by/>.

ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗДЕАЗРАТОРНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И ЕЁ ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ЭНЕРГОБЛОКА

С.Б. ЕСИН, Н.Н. ТРИФОНОВ, Ю.Г. СУХОРУКОВ, П.В. ЕГОРОВ (ОАО «НПО ЦКТИ им. И.И. Ползунова», г. Санкт-Петербург, Россия)

Развитие электроэнергетики на длительную перспективу в Российской Федерации определяется сценарными условиями развития электроэнергетики на период до 2030 года, заложенными Минэнерго. В настоящее время в России сооружение новых крупных энергетических объектов разделилось на три направления:

- 1) сооружение станций замещения АЭС с турбоустановками более 1000 МВт;
- 2) строительство газотурбинных (ГТУ) и парогазовых установок (ПГУ) с котлами-утилизаторами;
- 3) строительство или реконструкция существующих тепловых энергоблоков.

Основные проблемы в сфере конъюнктуры потребления электрической мощности:

- неравномерность суточного и недельного потребления;
- переизбыток электрической мощности;
- разная возможность энергоблоков по регулированию мощности (АЭС, ПГУ, ТЭЦ, ТЭС с угольным и газо-мазутным топливом).

В данных обстоятельствах изменение энергопотребления РФ потребовало глубоких разгрузок энергоблоков СКД до технически возможного минимума.

Регулировочный диапазон энергоблоков на различных видах топлива в течение продолжительного времени был исследован ведущими организациями отрасли. Основное внимание уделялось исследованию парогенератора (котла) и турбины. Работа системы регенерации паротурбинной установки в части обеспечения экономичной и надежной эксплуатации изучена недостаточно.

Одной из проблем высокоэффективной эксплуатации оборудования современных энергоблоков СКД является работа системы регенерации паротурбинной установки. Расширение регулировочного диапазона энергоблоков СКД изменяют условия работы всего оборудования энергоблока, в том числе и оборудования системы регенерации паротурбинной установки.

В данной работе исследованы энергоблоки СКД мощностью 300 МВт с паротурбинными установками ЛМЗ и ХТГЗ и бездеазракторной тепловой схемой (БТС). Исследовано переключение отвода конденсата греющего пара ПВД в смеситель при снижении мощности энергоблока до минимального уровня в системе регенерации паротурбинной установки с БТС.

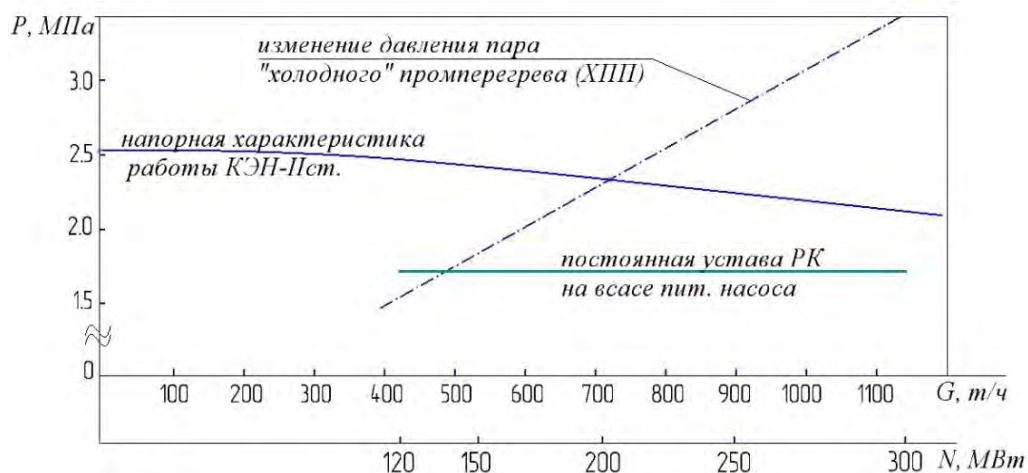


Рис. 1. Изменение давления пара в ПВД, напорная характеристика КЭН-II ст. и уставка РК в зависимости от нагрузки энергоблока

На сегодняшний день на 32 энергоблоках тепловых электростанций мощностью 250–800 МВт в течение более 30 лет успешно внедрены и эксплуатируются БТС, выполненные НПО ЦКТИ, ВТИ при участии ТЭПов и турбостроительных заводов. При внедрении учитывались особенности системы регенерации паровой турбины и принимались решения по оптимальному количеству подогревателей высокого (ПВД) и низкого давления (ПНД), температуре воды перед питательным насосом, схеме отвода дренажей и утилизации теплоты различных потоков пара и воды [1].

Проектируемые в последнее время энергоблоки применяют бездеаэрационную тепловую схему (Новочеркасская ГРЭС, Каширская ГРЭС [2], энергоблок АЭС с РУ БРЕСТ-ОД-300, ТЭЦ-22 ПАО «Мосэнерго» (турбоустановка Т-295/335-23,5). Задача высокоэффективной и надежной эксплуатации энергоблоков с применением БТС в последние годы стоит особенно актуально.

Одним из способов повышения экономичности системы регенерации турбоустановки в БТС является обеспечение отвода конденсата греющего пара из ПВД-7 в смеситель во всем диапазоне нагрузок. В существующих схемах БТС отвод конденсата греющего пара возможен при нагрузке 60–100 % $N_{\text{ном}}$, что обеспечивается разностью давления в отборе «холодного» промперегрева на ПВД-7 и основного конденсата в смесителе (рис. 1).

При снижении нагрузки ниже 60 % $N_{\text{ном}}$ конденсат греющего пара ПВД направляется каскадно из ПВД-7 в ПВД-6 и далее в ПНД-5. Что приводит к снижению экономичности примерно 0,1–0,15 % $N_{\text{ном}}$ для турбин ЛМЗ и ХТГЗ [3].

Переключение отвода конденсата греющего пара ПВД на малых нагрузках в стандартных схемах происходит по одному из следующих способов:

- 1) переключение конденсата греющего пара ПВД-7 из смесителя в ПНД-5 с помощью стандартной арматуры;
- 2) переключение конденсата греющего пара ПВД-7 из смесителя в ПНД-5 с помощью нестандартного переключателя.

Для обеспечения отвода конденсата греющего пара во всем диапазоне нагрузок необходимо уменьшить давление основного конденсата одним из двух вариантов [4, 5]:

3) снижением числа оборотов КЭН 2 ст. с помощью частотно-регулируемых электроприводов или гидромукты;

4) снижением давления основного конденсата дросселированием с помощью регулятора давления за собой, установленного на напоре КЭН 2 ст.

Опыт эксплуатации БТС по вариантам 1 и 2 на малых нагрузках показывает, что при их реализации требуется установка дополнительной арматуры, датчиков и КИП по обеспечению автоматической работы системы.

3-й вариант схемы наиболее экономичен и надежен, т. к. обеспечивается непрерывный отвод конденсата греющего пара ПВД-7 в смеситель и принимается наиболее экономичное регулирование производительности КЭН-II ст. (числом оборотов). Однако данный вариант требует значительных капитальных вложений на оборудования изменения частоты вращения.

При установке гидромукты требуется создание маслосистемы с охлаждением, заменой масла и обеспечением пожаробезопасности.

4-й вариант схемы отвода конденсата греющего пара ПВД предъявляет повышенные требования к надежности и регулировочной характеристике регулирующего клапана.

3-й и 4-й варианты обеспечивают отвод конденсата греющего пара из ПВД-7 в смеситель во всем диапазоне нагрузок, а также снижают общее давление в тракте между КЭН 2 ст. и всасом ПТН? повышая надежность работы ПНД по водяной стороне. Для этого требуется исследование возможности снижения давления основного конденсата, не ухудшая надежность работы питательных насосов.

Производство питательных насосов для энергоблоков СКД 300 МВт в СССР было сосредоточено на Пролетарском заводе, ЛМЗ, и Сумском насосном заводе (Украина). В таблице представлены модели насосов? применяемых в большинстве схем регенерации турбоустановок ЛМЗ и ХТГЗ 300 МВт. Паровая приводная турбина с противодавлением типа ОР-12ПМ рассчитана на работу при переменных начальных и конечных параметрах пара и переменном числе оборотов, при этом она может обеспечить необходимую для привода питательного насоса мощность из условия работы основной турбины К-300-240 в диапазоне нагрузок от 30 до 100 %.

Параметры питательных насосов для энергоблоков 300 МВт

Тип насоса	Подача, м ³ /ч	Давление на выходе насоса, МПа	Частота вращения, об/мин	Температура перекачиваемой жидкости, °С	КПД, %	Допускаемый кавитационный запас, м
СВПТ-340-1000	1150	34	6000	Не более 165 ⁺³ °С При замене уплотнений насоса допускается ≤ 190 °С	80	Не менее 200
ПТ-1150-340-М	1150	35	5200		80	80
ПН 1135-340	1135	34	5200		80	109
СВПТ-340-600	600	32	7500		78	Не менее 200
ПЭ 600-300	600	32,4	6300		77	150

Согласно требованиям заводов-изготовителей насосов минимально допустимое давление на всасе в номинальном режиме работы должно быть не менее 1,58 МПа, что не позволяет обеспечить отвод конденсата греющего пара ПВД в смеситель при нагрузке менее 180 МВт. При этом критический кавитационный запас насоса (рис. 2) является функцией от

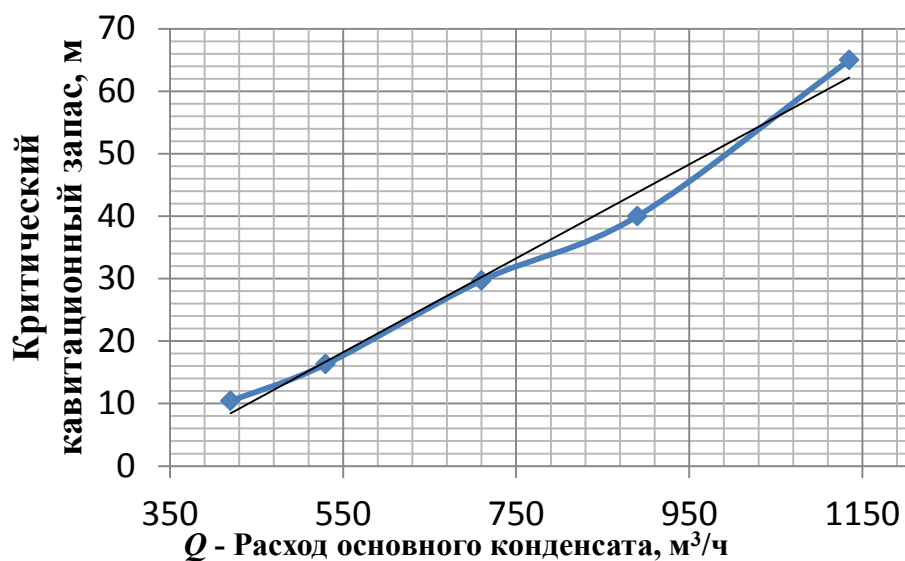


Рис.2. Изменение критического кавитационного запаса насоса ПН-1135-340 в зависимости от расхода перекачиваемой жидкости

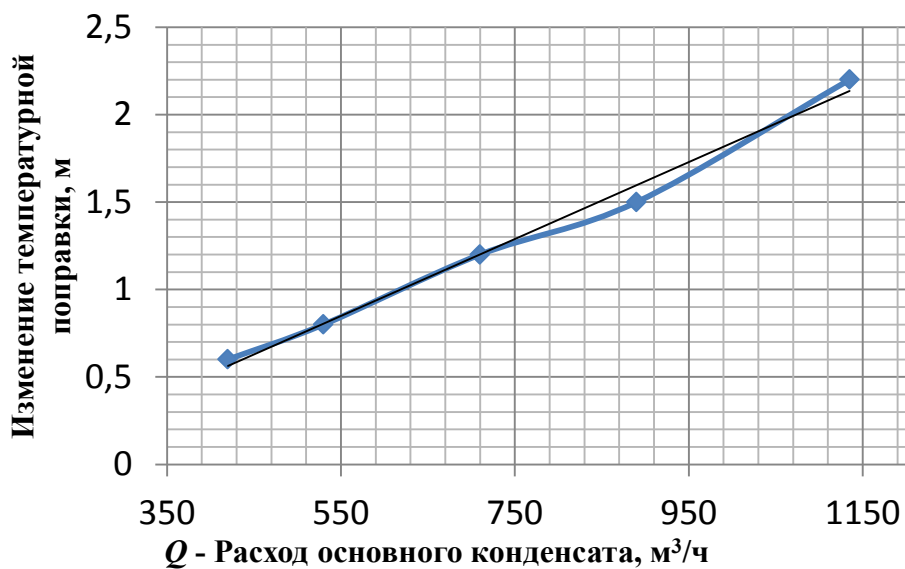


Рис. 3. Изменение температурной поправки в зависимости от расхода перекачиваемой жидкости

расхода, частоты оборота ротора насоса и температуры перекачиваемой жидкости [6], которая в свою очередь влияет на значение температурной поправки (рис. 3) и на давление насыщения на входе в насос.

В результате проведенных расчетов было получено допускаемое давление на всасе ПТН и ПЭН с учетом зависимостей $Q = f(N)$; $n = f(N)$; $t = f(N)$; $\Delta h_{кр} = f(N)$ (рис. 4).

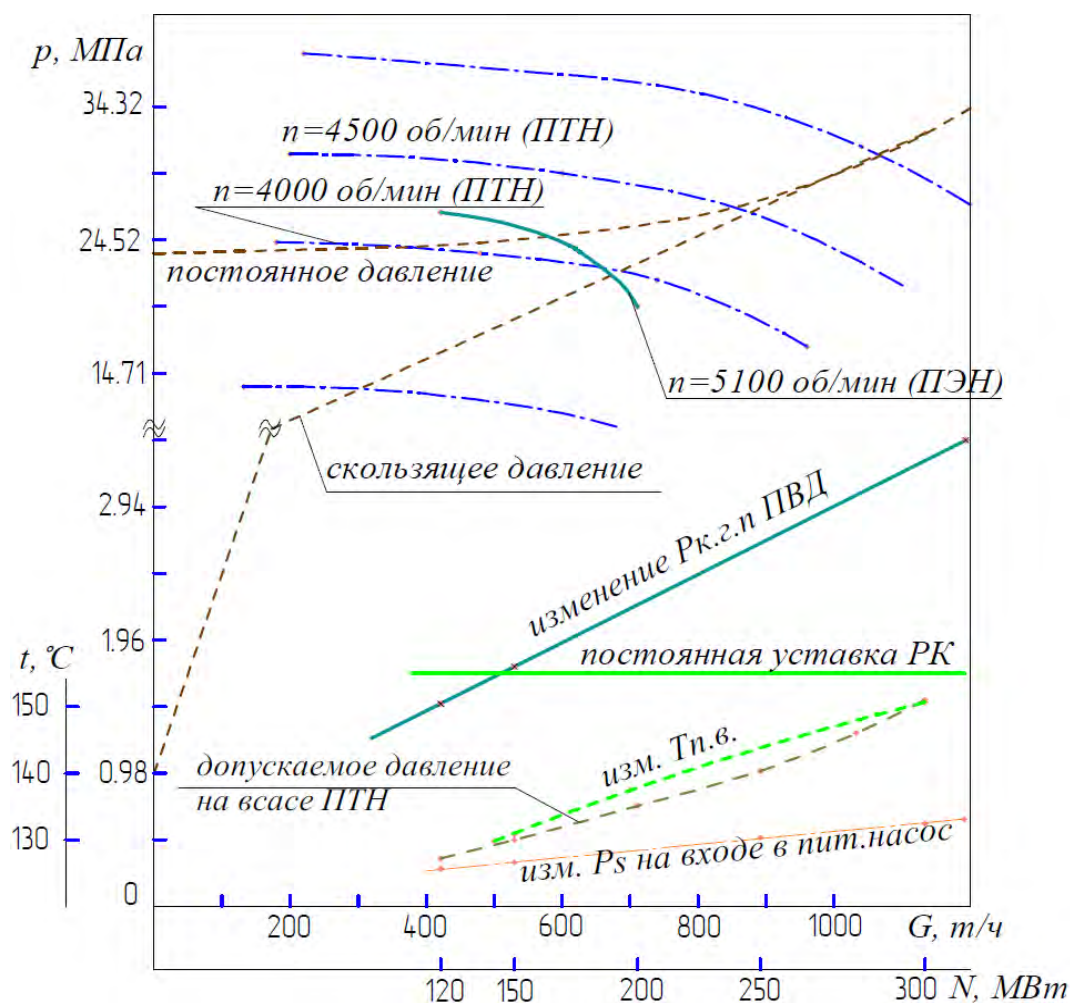


Рис. 4. Зависимость допускаемого давления на всасе насоса от нагрузки энергоблока

Подтверждение расчетных данных было проведено на действующей ТЭС ООО «Востокэнерго» в 2011 г. [3]. Испытания выполнялись с подачей конденсата греющего пара ПВД в смеситель без каскадного переключения в ПНД. Изменение давления на всасе питательных насосов проводилось путем изменения положения регулятора на подачи КЭН-II ст. Наличие кавитации определялось по изменению давления в промежуточной ступени и вибрационному состоянию агрегата в трех ортогональных направлениях (вертикальное, горизонтальное поперечное и горизонтальное осевое) с помощью персонала станции виброанализатором «Агат-М». Давление на всасе насосов и напоре промежуточной ступени измерялось образцовым манометром, температура воды – лабораторным термометром с ценой деления 0,1 °С.

Ввиду особенностей эксплуатации энергоблока в составе энергосистемы в период экспериментального исследования опыты были разбиты на три этапа (рис. 5):

1) на первом этапе испытаний нагрузка энергоблока составляла 284÷286 МВт, при этом энергоблок работал на ПТН и давление основного конденсата изменялось с 1,69 до 1,47 МПа;

2) на втором этапе испытаний нагрузка энергоблока составляла 151÷156 МВт, энергоблок работал на ПТН, при этом конденсат греющего пара ПВД-8 направлялся в смеситель, а давление основного конденсата изменялось с 1,49 до 0,82 МПа;

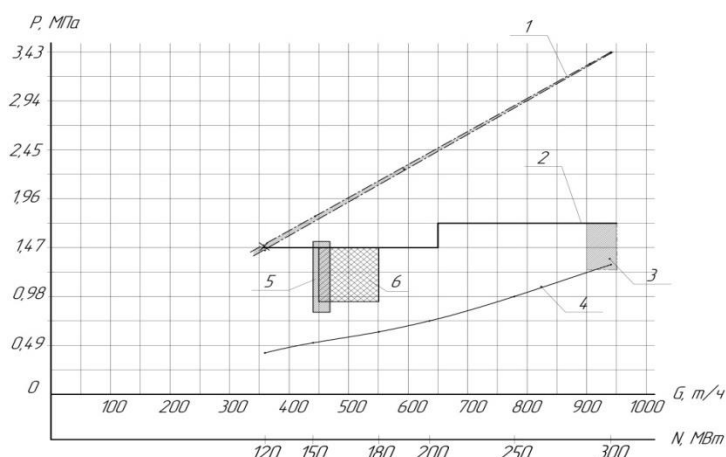


Рис. 5. Этапы экспериментального исследования работы схемы БТС на энергоблоке ТЭС ООО «Востокэнерго»:

1 – изменение давление пара в ХПП; 2 – изменение уставки работы РК; 3 – зона первого этапа исследований; 4 – расчетная допустимая характеристика работы насоса; 5 – зона второго этапа исследований; 6 – зона третьего этапа исследований

3) на третьем этапе испытаний, нагрузка энергоблока изменялась со 180 до 151 МВт, энергоблок работал на ПЭН, при этом конденсат греющего пара ПВД-8 направлялся в смеситель, а давление основного конденсата изменялось с 1,54 до 0,94 МПа.

Выводы

1. Показано, что отвод конденсата греющего пара ПВД в смеситель повышает тепловую экономичность энергоблоков 300 МВт с БТС на примерно 0,15 % при нагрузке от 120 до 180 МВт;

2. Обоснована и внедрена рациональная схема отвода конденсата греющего пара ПВД в смеситель и ее оборудования.

3. Экспериментально доказана надежность работы питательного насоса при скользящем и ступенчатом изменении давления на всасе от 1,6 до 1,2 МПа в диапазоне нагрузки 120–180 МВт.

4. Надежность работы ПТН и ПЭН в исследуемом диапазоне нагрузок подтверждена стабильным вибрационным состоянием насосов, отсутствием кавитационного шума и вибрации.

5. Для вновь разрабатываемых энергоблоков с БТС целесообразно применить на КЭН-II преобразователи частоты.

Список литературы

1. **Ефимочкин, Г.И.** Бездеаэрационные схемы паротурбинных установок [Текст] / Г.И. Ефимочкин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.
2. **Авруцкий, Г.Д.** Опыт эксплуатации бездеаэрационной тепловой схемы блока 330 МВт ст. № 3 Каширской ГРЭС [Текст] / Г.Д. Авруцкий, В.Д. Никаноров, И.Р. Калиновский [и др.] // Электрические станции. – 2012. – № 6. – С. 22–26.
3. **Есин, С.Б.** Исследование системы регенерации бездеаэрационной тепловой схемы энергоблока 300 МВт при сниженной нагрузке [Текст] / С.Б. Есин, Н.Н. Трифонов, Ю.Г. Сухоруков [и др.] // Теплоэнергетика. – 2015. – № 9. – С. 1–5.
4. **Трифонов, Н.Н.** Опыт и предложения по выбору технических решений при разработке и модернизации бездеаэрационных тепловых схем современных энергоблоков [Текст] / Н.Н. Трифонов, Ю.Г. Сухоруков, В.Ф. Ермолов [и др.] // Теплоэнергетика. – 2009. – №10. – С. 74–77.
5. **Трифонов, Н.Н.** Бездеаэрационные тепловые схемы: выбор решений [Текст] / Н.Н. Трифонов, Ю.Г. Сухоруков, В.Ф. Ермолов [и др.] // Энергетика и промышленность России. 2008. – № 10. – С. 17.
6. **Руднев, С.С.** Исследование влияния температуры воды на кавитационные характеристики насосов / С.С. Руднев // Вестник машиностроения. – 1974. – № 6. – С. 3–7.

ОЧИСТКА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ БИООРГАНИЧЕСКИМИ КОМПОЗИЦИЯМИ

П.В. МАЛЫГИН, Е.Ю. ЛЕВИНА (ООО «НаноСерв», г. Краснодар, Россия)

В процессе эксплуатации на внутренних поверхностях теплоэнергетического оборудования образуются отложения определенного характера. Для их удаления могут применяться различные технологии, но не каждая из них является эффективной, безопасной и экономически выгодной.

Начало разработки технологии очистки оборудования с использованием биоорганических композиций было положено ещё в начале 80-х гг. XX века. В 1989 г. советским ученым Богомолу В.Н. и Звенигородскому В.П. удалось вывести особые штаммы молочнокислых бактерий для очистки технологического оборудования от молочного камня, положив начало новой технологии очистки «БиЗ-1». В середине 1990-х годов её удалось доработать для нужд энергетики и ЖКХ. В течение последующих двадцати лет были разработаны комбинации нескольких десятков штаммов бактерий, произведено множество очисток, в том числе на оборудовании сахарных заводов, технология была одобрена и запатентована (патент РФ № 2213922 от 10.10.2003). Однако дальнейшее её использование прекратилось в силу ряда причин.

Новый толчок к развитию «БиЗ-1» получила в 2012 г. Этот год связан с основанием компании ООО «НаноСерв» в г. Краснодар. В основу работы молодой организации был положен весь накопленный ранее опыт очистки от отложений, накипи и шлама теплоэнергетического оборудования с помощью биоорганических композиций. На успешность новой кампании по внедрению технологии напрямую повлияли тенденции в изменении законодательства в сторону развития энергоэффективных и энергосберегающих технологий. Среди ключевых документов в этом направлении можно выделить Федеральный закон № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 23.11.2009 г., направленный на улучшение экологической обстановки в стране Указ Президента РФ № 7 «О проведении в Российской Федерации Года Экологии в 2017 году» от 05.01.2016 г., а также ряд нормативно-правовых документов жилищного сектора. Важным представляется и тот факт, что мероприятия по очистке по технологии «БиЗ-1» обходятся примерно в 5–10 раз дешевле, чем замена теплоэнергетического оборудования и капитальный ремонт систем теплоснабжения.

С момента своей новой истории биотехнология «БиЗ-1» зарекомендовала себя на рынке как эффективная и экологически безопасная, а также прошла множество процедур по внедрению. Качество биоорганической композиции, получившей название «Бонака», подтверждено соответствующими документами.

Механизм действия биоорганической композиции

Биокомпозиция «Бонака» представляет собой продукт жизнедеятельности чистой культуры высокопродуктивных модифицированных молочно-кислых бактерий. Процедура создания продукта является сложной и для её осуществления необходимы: культура микроорганизмов, питательная среда, аппаратура для выращивания и проведения вспомогательных операций, средства контроля и управления [1].

В основе производства и действия биокомпозиции лежат процессы ферментации углеводного и белкового субстрата, входящего в состав питательной среды для культивирования симбиотических молочнокислых микроорганизмов. Культивирование является основной стадией технологического процесса и во многом определяет количественные и качественные характеристики производимой биокомпозиции [1]. В качестве питательной среды при культивировании используется молочная сыворотка, дополнительно обогащенная питательными веществами.

Ферменты микроорганизмов, выступая в роли катализаторов, активируют процесс брожения молочного сахара, в результате которого образуются продукты распада субстрата, при этом в среду выделяются метаболиты, обладающие уникальными свойствами. С одной стороны, метаболиты, избирательно вступая в реакции с соединениями, входящими в состав отложений, разрушают их, а продукты распада в последующем вымываются водой. С другой стороны, наличие в штаммовом составе биокомпозиции вязких микроорганизмов и элементов (экзополисахариды, гликопептиды, амины, уроновые кислоты) способствует образованию на очищенной поверхности гидрофобной пленки, которая снижает скорость образования новых отложений и проявляет флотирующие свойства.

Высокая очищающая эффективность биокомпозиции обусловлена тем, что этот продукт содержит свыше 30 органических соединений-метаболитов (муравьиная, щавелевая, лимонная, молочная и иные кислоты, а также спирты, ароматические вещества, диоксид углерода, ацетилфосфат, ацетальдегид, диацетил и др.). Кроме того, в процессе ферментации (сбраживания) молочной сыворотки или её компонентов происходит снижение окислительно-восстановительного потенциала и увеличение восстанавливающей способности системы, что приводит к структурному изменению составляющих компонентов отложений (в частности Fe^{2+} более «подвижен», чем Fe^{3+}).

Биокомпозиция «Бонака» обладает рядом ценных свойств:

- пластифицирует шлам, накипь, продукты коррозии и солеотложения;
- разлагает широкий спектр органических отложений;
- пассивна к материалам очищаемых поверхностей, уплотнителей, пластику;
- экологически безопасна;
- может быть утилизирована без предварительной обработки;
- не токсична.

Преимущества применения технологии БиЗ-1:

- ◆ высокая эффективность очистки (до 98 %);
- ◆ замкнутая схема очистки (без механического разбора);
- ◆ увеличивает теплопередачу через поверхность теплообмена;
- ◆ восстанавливает пропускную способность трубопроводов и каналов;
- ◆ снижает термические напряжения в металлах, вызванные перегревом;
- ◆ продлевает срок службы оборудования и трубопроводов в 2-3 раза;
- ◆ уменьшает затраты на топливо;
- ◆ уменьшает эксплуатационные затраты, связанные с работой насосов;
- ◆ позволяет избежать капитального ремонта оборудования.

Отбор образцов и лабораторные исследования

Отложения, образующиеся на поверхности нагрева теплоэнергетического оборудования, по своей природе и в силу установившихся режимов работы могут сильно отличаться друг от друга, что неизбежно приводит к различиям в их теплопроводности, а значит, и в степени снижения эффективности работы установок и систем (табл. 1).

Таблица 1

Значения теплопроводности для различных видов отложений [2]

Вид отложений и его химический состав	Характер отложений	Теплопроводность, Вт/(м·°С)
Накипь, пропитанная маслом	Твердая	0,1–0,15
Силикатная накипь с содержанием кремнекислых соединений 20 % и выше	Твердая, плотная	0,25–0,5
Карбонатная накипь с содержанием CaCO_3 и MgCO_3 до 70 %: аморфного типа	Мягкая от аморфного порошка до твердого котельного камня	0,2–1
твердого типа		0,5–5,5
Сульфатная (гипсовая) накипь с содержанием гипса (CaSO_4) более 50 %	Твердая, плотная	0,5–2,5

В целях определения типа отложений необходимо провести комплекс лабораторных исследований, включающий качественный и количественный способы определения элементного состава, а также анализ фазового состояния вещества. В связи с указанным обстоятельством, решение по очистке в каждом конкретном случае является индивидуальным. Для проведения лабораторных исследований, в ходе которых определяется тип отложений и производится подбор эффективного штамма биокомпозиции, выполняется отбор образцов на объектах очистки.

Отбор образцов в котлоагрегатах и кожухотрубчатых теплообменниках производится в самых критичных точках, в участках максимального загрязнения и трудноочищаемых местах: экранные трубы в местах расположения основного пламени горелок, повороты труб, места соединения труб с трубной решеткой и т. д.

В качестве образцов могут выступать срезы труб с отложениями и отложения с поверхностей труб, реально отражающие картину загрязнений.

Лабораторному исследованию подвергаются образцы труб, имеющие степень загрязнения не более 95 %. Образцы труб должны иметь длину от 20 до 40 см и диаметр не более 50 мм. При невозможности взятия среза трубы предоставляются отдельно взятые отложения. Суммарный вес отложений должен составлять не менее 200 г.

Отбор образцов из пластинчатых теплообменников производится двумя возможными способами. В случае вскрытия в качестве образца выступают элементы пластины размером 20×10 см, пластина целиком, габаритами не более 80×150 см или плотные отложения межпластинчатого пространства. При безразборном методе отбор образцов производится путем соскоба отдельных элементов отложений из входных и выходных участков.

Отбор образцов в системах отопления/водоснабжения производится в самых критичных точках, в участках максимального загрязнения и трудноочищаемых местах систем: тупиковые стояки, места сужения диаметра труб и т. д.

По результатам исследований на образцах определяются параметры очистки оборудования на объекте: концентрация рабочего раствора, температурный и циркуляционный режимы, необходимая продолжительность и количество этапов.

Результаты очистки на реальных объектах

На настоящий момент проведена очистка более 1500 объектов в России и за рубежом. Одним из проектов стала очистка 36 единиц теплового оборудования АО «Теплоэнергосервис» ОАО «РАО ЭС Востока», расположенных в г. Алдан и Томмот, пос. В. Куранах и Н. Куранах (табл. 2).

Таблица 2

Результаты очистки теплового оборудования АО «Теплоэнергосервис»

Местоположение	Название объекта	Очищаемое оборудование	Кол-во	Среднее изменение по	
				температуре, °С	давлению, кг/см ²
Томмот, мкр. Дивный	Котельная № 6	Теплообменник ВВП-273-4-10	3	7,0	0,5
Томмот, мкр. Синегорье	Котельная № 3	Теплообменник Ридан НН № 41-016	1	7,5	0,3
Алдан, пер. Дорожный	ЦТП «МРСУ»	То же	1	6,0	1,4
Алдан, ул. Октябрьская	ЦТП «Новинка»	>>	1	3,5	1,4
В. Куранах, ул. Трудовая	Котельная УКМТ 3,75	Теплообменник Ридан НН № 47	3	2,5	0,8
Н. Куранах	ЦТП-КВТС	Теплообменник ПП 1-57-7-2	7	5,0	0,7
	ЦТП-3	Теплообменник ПП 1-9-7-2	2	12,5	0,8

В результате очистки достигнуты следующие технические эффекты:

- снижение расхода условного топлива за счет удаления отложений на 7–10 %;
- снижение потребления электроэнергии сетевыми насосами путём уменьшения гидравлического сопротивления на 15–20 %;
- уменьшение рабочего давления в системе на 0,3–1,4 кг/см²;
- уменьшение разницы температур на входе и выходе из оборудования на 2,5–12,5 °С;
- увеличение в несколько раз срока службы водогрейного оборудования;

- увеличение в несколько раз межремонтного периода и срока эксплуатации теплообменников.

Результаты очистки различных видов оборудования представлены ниже:

1) ОАО «КТЗ» (г. Калуга, п. Турынино), котел БКЗ-75-39 ГМА, паропроизводительность 75 т/ч, водяной объем 30 м³, стальные трубки.

Подбор эффективного штамма биокомпозиции для очистки котла производился на основе данных, полученных по итогам осмотра и изучения образцов (табл. 3).

Таблица 3

Данные образцов

Описание отложений	Отложения неоднородные, поверхность неровная, есть небольшие коррозионные точки и бороздки. Поверхность бугристая
Цвет отложений	Темно-коричневые
Толщина отложений	1–2 мм
Слоистость отложений	Отсутствует
Пористость отложений	Отсутствует

Очистка котлоагрегата с применением технологии «БиЗ-1» позволила удалить 98 % имеющихся отложений, в результате чего:

- увеличена эффективность и безопасность работы котлоагрегата;
- увеличен КПД работы котлоагрегата;
- повышена температура теплоносителя на выходе из котлоагрегата;
- уменьшено гидравлическое сопротивление в контуре котлоагрегата;
- экономический эффект составил около 5 млн руб., срок окупаемости – 6 мес.;

2) ГУП РК «Крымтеплокоммунэнерго», котельная (г. Керчь), пластинчатые подогреватели Alfa Laval в количестве 4 шт.

Результат выполненной очистки представлен на рис. 1.



Рис. 1. Результаты очистки труб водогрейного котлоагрегата с помощью БиЗ-1:
а – до очистки; б – после очистки

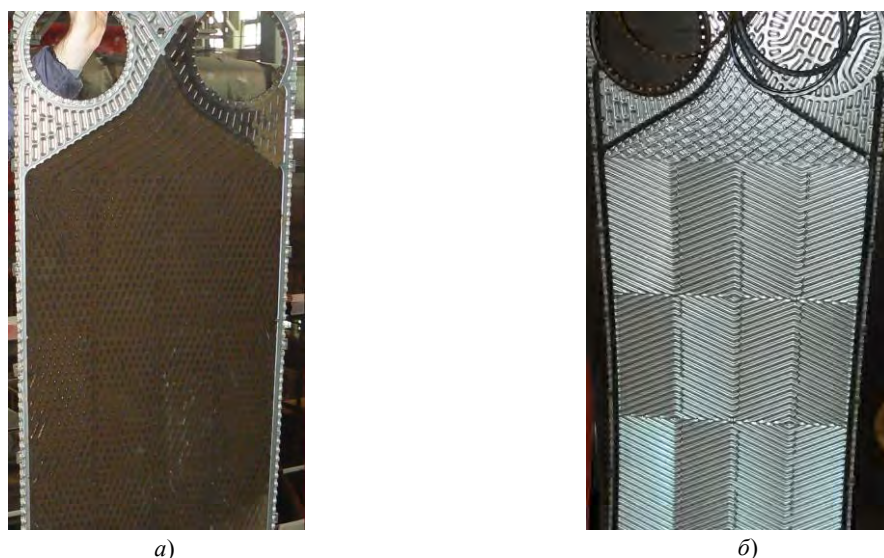


Рис. 2. Результаты очистки пластинчатых теплообменников с помощью БиЗ-1:
а – до очистки; б – после очистки

Результат выполненной очистки представлен на рис. 2 и в табл. 4.

Таблица 4

Результаты очистки пластинчатых теплообменников (т/о) с помощью БиЗ-1

№ т/о	Место измерения и фиксации данных	Измеренные теплотехнические параметры*			Эффективность раб. после очистки / эффективность раб. до очистки
		Температура, °С	Температура, °С	Дельта температуры, °С	
		до очистки	после очистки		
1	На входе нагреваемого т/н	43	43	0	2,7
	На выходе нагреваемого т/н	52	67	15	
2	На входе нагреваемого т/н	44	44	0	3,2
	На выходе нагреваемого т/н	51	66,3	15,3	
3	На входе нагреваемого т/н	46	46	0	2,0
	На выходе нагреваемого т/н	57	68,3	11,3	
4	На входе нагреваемого т/н	46	46	0	1,8
	На выходе нагреваемого т/н	58	68	10	

*Замеры температуры производились пирометром DeWalt DCT414D1.

Очистка пластинчатых теплообменников Alfa Laval с применением технологии «БиЗ-1» позволила удалить 92 % имеющихся отложений, в результате чего:

- ♦ обеспечено поддержание заданного теплового режима работы котельной за счет двух одновременно работающих подогревателей (до очистки это удавалось сделать лишь при использовании всех четырех имеющихся подогревателей);
- ♦ повышена эффективность работы подогревателей в 1,8–3,2 раза;
- ♦ увеличена температура нагреваемого теплоносителя на выходе из подогревателей на 10–15,3 °С;
- ♦ экономический эффект составил 600 тыс. руб., срок окупаемости – 2 мес.

3) ЦДТВ ОАО «РЖД», система отопления санитарно-бытового корпуса (Орехово-Зуевский район, г. Куравское).

Результаты выполненной очистки представлены ниже (рис. 3, табл. 5).



Рис. 3. Результаты очистки системы отопления с помощью БиЗ-1:
а – до очистки; б – после очистки

Сравнение параметров в период испытаний

	До очистки	После очистки
Температура трубопровода, °С:		
подающего	57	51
обратного	50	41
Температура наружного воздуха, °С	– 2	0
Давление в трубопроводе, атм.:		
подающем	6	5,6
обратном	5,8	5,6

Таблица 6

Замеры по контрольным точкам объекта

Наименование контрольной точки	Температура в помещении, °С		Дельта температуры, °С	Температура радиаторов, °С		Дельта температуры, °С
	до очистки	после очистки		До очистки	после очистки	
Комната 101 (вахтеры)	21	24	3	28	36	8
Лестничная клетка (1-й этаж)	14	18	4	21	44	23
Комната 202, 2-й этаж	24	26	2	30	35	5
Комната 203, 2-й этаж	23	28	5	27	35	8
Комната 211, 2-й этаж	21	24	3	26	35	9
Комната 301, 3-й этаж	20	22	2	27	35	8
Комната 312, 3-й этаж	19	22	3	28	35	7
Комната 317, 3-й этаж	21	23	2	27	36	9

Очистка системы отопления с применением технологии «БиЗ-1» позволила удалить 95 % имеющихся отложений, в результате чего:

- теплоотдача повышена на 11,3 %;
- увеличена температура в помещениях на 2–6 °С.
- экономический эффект составил 375 тыс. руб., срок окупаемости – 8 мес.

Процесс очистки на объектах

Для очистки оборудования на объекте производится монтаж циркуляционного контура согласно схеме, предусмотренной в регламенте (рис. 4).

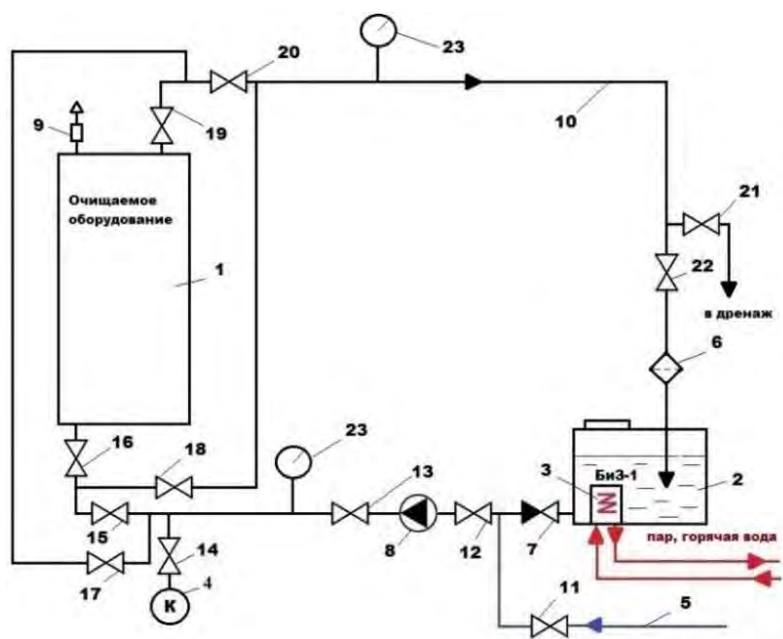


Рис. 4. Схема очистки оборудования:

1 – очищаемое оборудование; 2 – циркуляционная емкость; 3 – нагревательный элемент; 4 – компрессор; 5 – подпитка; 6 – фильтр; 7 – обратный клапан; 8 – насос; 9 – воздушный клапан; 10 – соединительные трубы; 11–22 – запорная арматура; 23 – термоманометр

Для проведения очистки готовится рабочий раствор, содержащий биокомпозицию. Очистка поверхностей от отложений осуществляется в условиях циркуляции рабочего раствора по замкнутому контуру с постоянной очисткой в фильтре. В процессе циркуляции осуществляются контроль температуры, давления и газовыделения с помощью КИП (термометры, манометры). Специфика очистки подразумевает также контроль биохимических и микробиологических показателей. Показательными являются уровень pH и количественный состав микроорганизмов, участвующих в процессе очистки. Колебания кислотности в пределах от 0,5 до 3,5 показывают протекание реакций нейтрализации солей жесткости. Резкий скачок кислотности в сторону нейтрально-щелочной среды указывает на изменение её окислительно-восстановительного потенциала вследствие метаболических реакций микроорганизмов и является сигналом к окончанию процесса очистки.

Выводы

Регулярную очистку необходимо выполнять в целях увеличения срока службы оборудования, улучшения параметров его работы, снижения потребления энергоресурсов, а также в случае низкого качества используемого теплоносителя.

Сроки промывки теплоэнергетического оборудования регламентируются на каждом объекте индивидуально (в среднем составляют от 3 до 5 лет). Срок окупаемости очистки напрямую зависит от толщины отложений (табл. 6).

Таблица 7

Срок окупаемости очистки котлов и теплообменников в зависимости от толщины отложений

Толщина отложений	0–1 мм	1–3 мм	3–5 мм	5–10 мм	10–20 мм	> 20 мм
Сроки окупаемости котлов	≈ 1,5 года	≈ 1 год	≈ 8 мес.	≈ 6 мес.	≈ 4 мес.	< 4 мес.
Сроки окупаемости т/о	≈ 8 мес.	≈ 6 мес.	≈ 4 мес.	≈ 3 мес.	≈ 2 мес.	< 2 мес.

Для инженерных систем отопления зданий за основу принимаются данные, приведенные в табл. 7.

Таблица 7

Эффективности очистки систем отопления в зависимости от толщины отложений

Возраст объекта	10 лет		20 лет		30 лет	
Толщина отложений, мм	1–3	4–6	3–5	7–9	6–8	10–12
Потеря теплоэнергии, %	2–5	7–10	10–20	30–40	40–50	50–60
Сроки окупаемости	≈ 2 года	≈ 1 год	Менее 6 мес.	≈ 3 мес.	≈ 2 мес.	Менее 2 мес.

Применение технологии «БиЗ-1» обеспечивает удаление широкого спектра различных отложений, увеличивая теплопередачу через поверхности нагрева, восстанавливая пропускную способность труб и каналов, продлевая срок службы оборудования и трубопроводов в 2–3 раза, уменьшая эксплуатационные затраты и позволяя избежать капитального ремонта. На сегодняшний день технология «БиЗ-1» является единственным безопасным и эффективным способом очистки теплоэнергетического оборудования, причем используемая в ходе очистки биоконпозиция «Бонака» в силу биологической основы имеет неоспоримое преимущество перед другими средствами в части соблюдения требований экологии. Эффективность технологии «БиЗ-1» подтверждена многочисленными положительными результатами очистки.

Список литературы

1. **Гулий, О.И.** Методы получения промышленных штаммов микроорганизмов: метод. указания по выполнению лабораторных работ для направления подготовки 240700.62 [Текст]: Биотехнология / сост. О.И. Гулий. – Саратов: ФГБОУ ВПО «Саратовский ГАУ». – 2016. – 35 с.
2. **Жилин, В.** Термодинамический способ защиты оборудования систем теплоснабжения от коррозии и отложений [Текст] / В. Жилин, Д. Ильин // Энергетика и ТЭК. – Минск, 2010.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОВ В ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ ДЫМОВОЙ ТРУБЕ НА ТЭЦ

С.А. СКЛАДЧИКОВ, В.Р. ПРОЦКИВ, М.Я. МОТРО, Р.Н. ТАКТАШЕВ
(ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

В связи с необходимостью проведения реконструкции железобетонной дымовой трубы на ТЭЦ проведено математическое моделирование течения дымовых газов при различных вариантах работы котлов. К рассматриваемой дымовой трубе подключены газоходы от трех котлов: одного котла № 1 и котлов № 2 и 3. Рассмотрены режимы работы котлов в зимний и летний периоды на двух нагрузках при сжигании природного газа и мазута. Построенная математическая модель позволяет получить теплофизические и аэродинамические параметры (скорость, направление потока, температура, разрежение и т. д.) дымовых газов в каждой точке внутри дымовой трубы и подключенных к ней газоходов на каждом из режимов работы котлов.

Анализ исходных данных

Исходные данные для теплофизических и аэродинамических расчётов включали:

- материалы конструкции ствола дымовой трубы № 1, футеровки, газоходов котлов, подключённых к дымовой трубе;
- геометрические размеры участков газоходов и дымовой трубы с учётом их изменений после ремонта;
- результаты расчётов объёмных расходов и состава уходящих дымовых газов, отводимых от котлов ст. № 1, 2, 3.

Объёмный расход дымовых газов после котлов определяется по аттестованной во ФГУП «ВНИИМС» методике [5].

Исходные данные, необходимые для расчёта, представлены в табл. 1–4 на основе данных паспорта котлов № 2 и 3, режимных карт котла 1, данных анализов основного и резервного топлива.

Результаты расчёта представлены в табл. 2 и 3).

Расчёт состава уходящих дымовых газов котлов № 2, 3 и 1 проводился по [6].

В составе уходящих дымовых газов учитывалось содержание в %об.: азота (C_{N_2}); углекислого газа (C_{CO_2}); водяных паров (C_{H_2O}); кислорода (C_{O_2}).

Остальные химические вещества, объёмная доля которых не превышает 0,2 %, не учитывались из-за отсутствия их заметного влияния на теплофизические свойства уходящих дымовых газов.

Температура уходящих дымовых газов (190 °С) и содержание в них кислорода (3,5 %) для котлов № 2 и 3 принимались по рекомендации завода-изготовителя, температура уходящих дымовых газов (140, 150 °С) и содержание в них кислорода (11,8, 14,3, 5,6 и 9,4 %) – по режимным картам котла № 1.

Состав дымовых газов приведён в табл. 4.

Таблица 1

Номер котло-агрегата	Исходные данные для расчёта					
	Характеристики при сжигании					
	мазута			природного газа		
	Теплота сгорания по паспорту, кДж/кг	Теплота сгорания фактическая, кДж/кг	Температура уходящих дымовых газов, °С	Теплота сгорания по паспорту, кДж/м³	Теплота сгорания фактическая, кДж/м³	Температура уходящих дымовых газов, °С
1	40 446,1	40 152,0	150	36 084,3	35 559,0	140
2, 3	38 800,0	40 152,0	190	36 100,0	35 559,0	190

Таблица 2

Расчетная характеристика котлов № 2 и 3 при номинальной нагрузке						
Содержание кислорода в уходящих газах, %	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	Объём сухих дымовых газов, м³/кг	Объём водяных паров, м³/кг	Объёмная доля водяных паров	Объёмный расход дымовых газов, м³/ч	Действительный объёмный расход дымовых газов, м³/ч
<i>Сжигание мазута (расход топлива 1,681 т/ч; теплота сгорания 40 152,0 кДж/кг)</i>						
5,0	1,297	13,038	1,475	0,1017	21 916,8	37 130,3
3,5	1,190	11,911	1,457	0,1090	20 023,0	33 958,5
<i>Сжигание природного газа (расход топлива 1 896,42 м³/ч; теплота сгорания 35 559,0 кДж/м³)</i>						
5,0	1,281	11,089	2,191	0,1650	21 026,3	35 659,9
3,5	1,180	10,136	2,176	0,1767	19 217,9	32 592,9

Примечание. Рассчитанный объёмный расход дымовых газов относится к одному котлу, соответственно, суммарный расход от двух котлов № 2 и 3 будет составлять величину, вдвое большую рассчитанной. Указанная теплота сгорания принята по данным анализов основного и резервного топлива, поэтому расход топлива отличается от приведённого в паспорте котла. Температура уходящих дымовых газов принята 190 °С.

Таблица 3

Расчетная характеристика котла № 1								
Нагрузка котла, т/ч	Расход топлива, т/ч	Содержание кислорода в уходящих дымовых газах, %	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	Объём сухих дымовых газов, м³/кг	Объём водяных паров, м³/кг	Объёмная доля водяных паров	Объёмный расход дымовых газов, м³/ч	Действительный объёмный расход дымовых газов, м³/ч
<i>Сжигание мазута (теплота сгорания 40 152,0 кДж/кг)</i>								
175	12,239	11,8	2,218	22,753	1,632	0,0669	278 471,0	431 476,0
120	8,713	14,3	3,028	31,282	1,769	0,0535	382 859,0	593 221,0
<i>Сжигание природного газа (теплота сгорания 35 559,0 кДж/м³)</i>								
230	17 411,5	5,6	1,327	11,523	2,198	0,1602	200 640,0	303 532,0
120	9 224,3	9,4	1,729	15,311	2,258	0,1285	266 582,0	403 291,0

Примечание. Нагрузка принята по режимной карте для котла № 1, теплота сгорания – по данным анализов основного и резервного топлива, температура уходящих дымовых газов – 150 °С (сжигание мазута), 140 °С (сжигание природного газа).

Таблица 4

Результаты расчёта состава уходящих дымовых газов котлов № 1, 2, 3									
Нагрузка котла, т/ч	Объёмная доля компонентов при сжигании мазута, %				Нагрузка котла, т/ч	Объёмная доля компонентов при сжигании природного газа, %			
	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O		O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
Номинальная (котлы № 2, 3)	5,0	73,73	10,92	10,35	Номинальная (котлы № 2, 3)	5,0	71,26	7,61	16,13
	3,5	73,55	11,86	11,09		3,5	71,02	8,21	71,27
175 (котел № 1)	11,8	74,88	6,51	6,80	230 (котел № 1)	5,6	71,37	7,37	15,66
120 (котел № 1)	14,3	75,46	4,80	5,44	120 (котел № 1)	9,4	72,28	5,75	12,57

Расчетная область и сетка

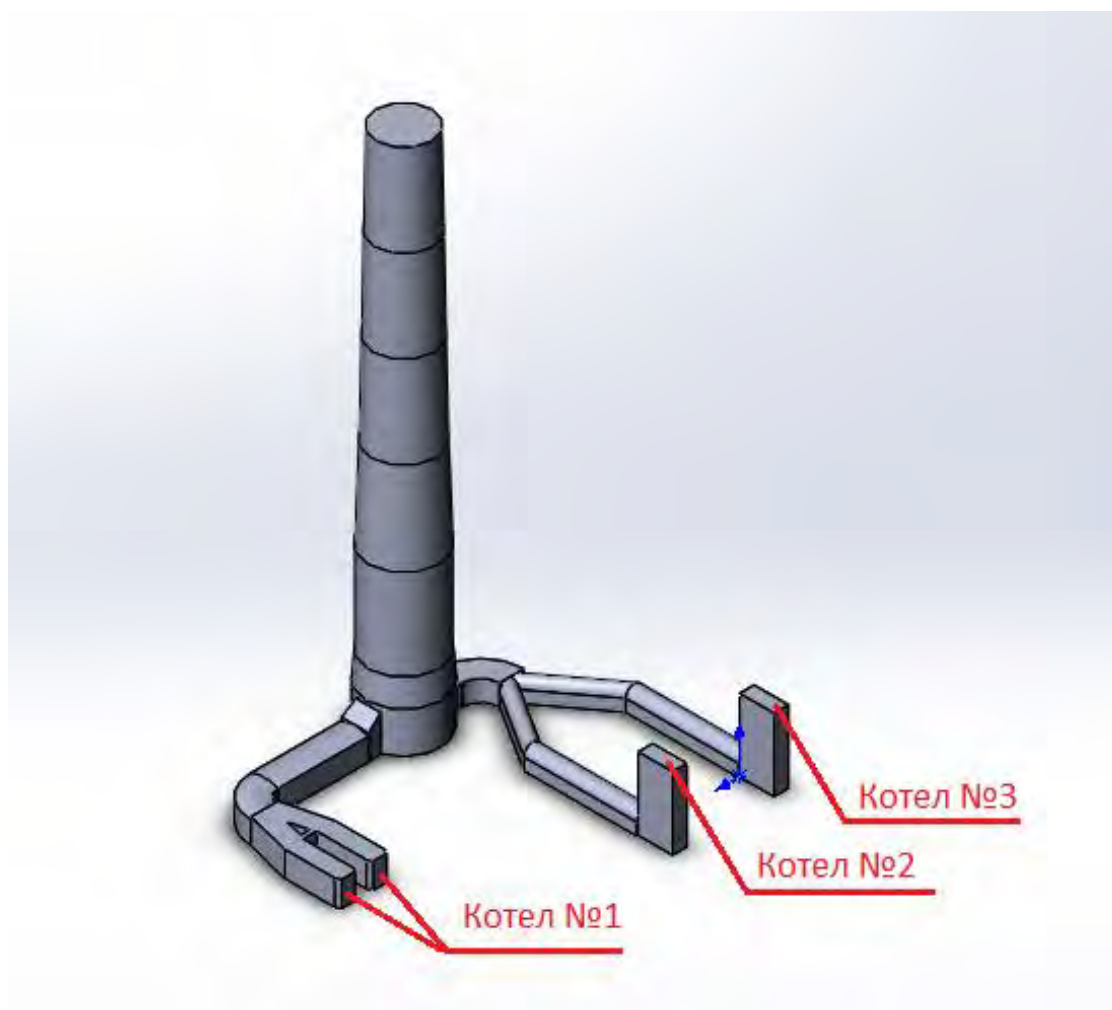


Рис. 1. Область течения дымовых газов

На рис. 1 представлено изображение расчетной области. Дымовые газы поступают в расчетную область из котлов № 2 и 3, (рис. 1, *справа*), либо из котла № 1 (рис. 1, *слева*) проходят по газоходам и выпускаются в окружающую среду через дымовую трубу. Внутри трубы область разделена вертикальной стенкой высотой порядка четырех метров. Стенка расположена под углом в 45° по отношению к плоскости расположения котлов. Вся расчетная область покрывается неравномерной шестигранной сеткой, общее число ячеек которой составляет порядка полмиллиона. В пристеночном слое дополнительно учитывается модель $k - \varepsilon$ турбулентности.

Описание математической модели

Для детального исследования течения газа по дымовой трубе предлагается трехмерная математическая модель газодинамики, описывающая данное течение. Математическая модель, учитывает тензор вязких напряжений, силу тяжести, условия оттока и притока жидкости, а также температурные особенности среды.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u^2}{\partial x_1} + \frac{\partial \rho uv}{\partial x_2} + \frac{\partial \rho uw}{\partial x_3} + \frac{\partial p}{\partial x_1} = (\text{Div} \tau)_1 - \frac{\partial u^2 \rho}{\partial x_1} \theta, \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho uv}{\partial x_1} + \frac{\partial \rho v^2}{\partial x_2} + \frac{\partial \rho vw}{\partial x_3} + \frac{\partial p}{\partial x_2} = (\text{Div} \tau)_2 - \frac{\partial v^2 \rho}{\partial x_2} \theta, \\ \frac{\partial \rho w}{\partial t} + \frac{\partial \rho uw}{\partial x_1} + \frac{\partial \rho vw}{\partial x_2} + \frac{\partial \rho w^2}{\partial x_3} + \frac{\partial p}{\partial x_3} = (\text{Div} \tau)_3 - \rho g - \frac{\partial w^2 \rho}{\partial x_3} \theta, \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x_1} + \frac{\partial \rho v}{\partial x_2} + \frac{\partial \rho w}{\partial x_3} = 0, \\ (\text{Div}(\tau))_i = \sum_{k=1}^3 \frac{\partial \tau_{ki}}{\partial x_k}, \\ \tau_{ki} = 2\mu S_{ki}, \\ S_{ki} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_k}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) \\ \frac{\partial \rho T}{\partial t} + (\rho \mathbf{V} \nabla) T = \chi \Delta(\rho T), \\ pV = \frac{m}{M} RT, \\ \theta = \frac{T - T_0}{T_0}. \end{array} \right.$$

где $u = v_1, v = v_2, w = v_3$ – компоненты скорости газа по координатам x_1, x_2 и x_3 соответственно; p, T, ρ, μ, V, m, M и χ – давление, температура, плотность, динамическая вязкость, объем, масса, молярная масса и коэффициент температуропроводности соответственно; R – универсальная газовая постоянная.

Подобный способ построения математических моделей хорошо зарекомендовал себя и подробно рассмотрен в работах [1–3]. Данная система уравнений решалась численными методами, основанными на методах, описанных в работе [4].

Результаты расчетов

Для каждого из режимов работы котлов получены свои собственные поля скоростей и температур. Рассмотрим последовательно некоторые из них.

Расчет 1.1

Исходные данные (рис. 2–4)

Лето. Температура окружающего воздуха составляет плюс 25 °С. В работе 2 котла № 2 и 3. Котел № 1 не работает. Топливо – мазут. Температура уходящих дымовых газов составляет 190 °С. Состав газов, % об.:

O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
5	73,73	10,92	10,35

Действительный объемный расход дымовых газов, м³/ч составляет 37130,3.

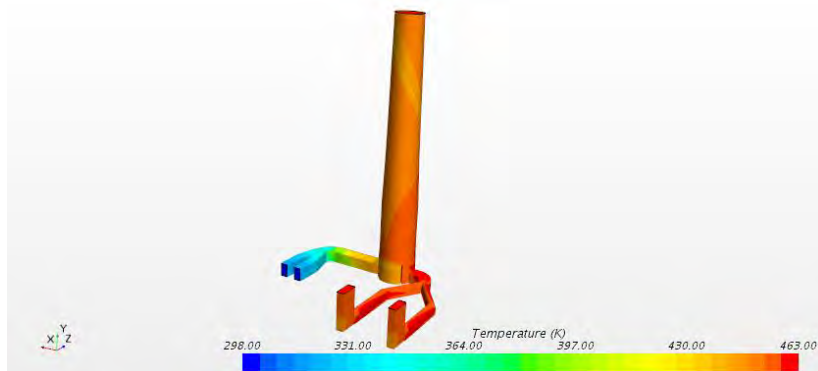


Рис. 2. Распределение поля температур для расчета типа 1.1

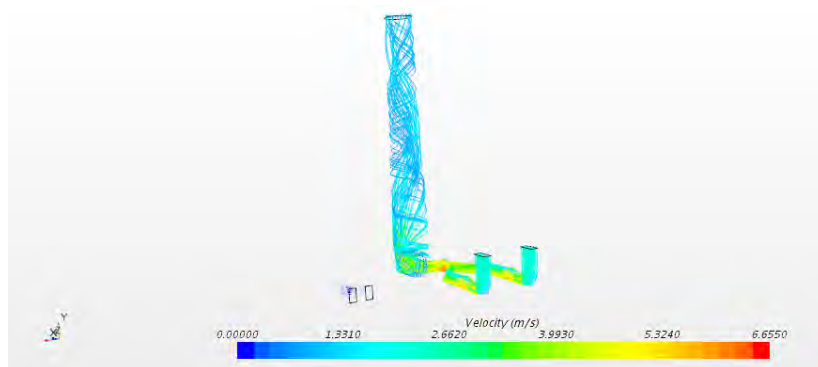


Рис. 3. Линии тока газа для расчета типа 1.1

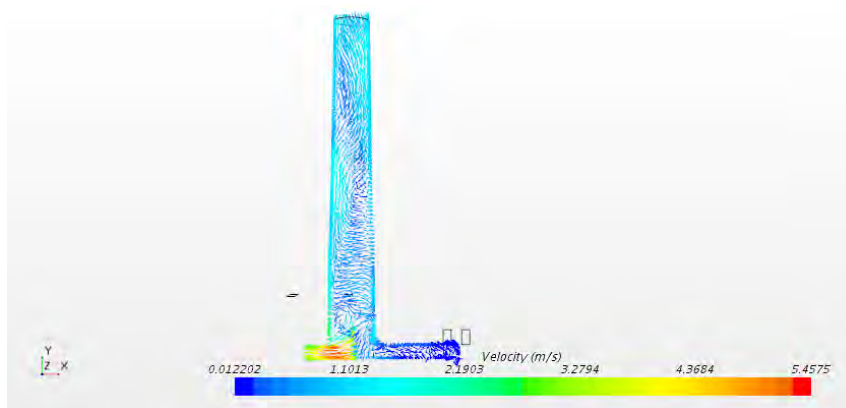


Рис. 4. Вертикальный срез поля скоростей для расчета 1.1. Вид сзади

Расчет 2.1

Исходные данные (рис. 5–7)

Лето. Температура окружающего воздуха составляет плюс 25 °С. В работе 2 котла № 2 и 3. Котел № 1 не работает. Топливо – природный газ. Температура уходящих дымовых газов составляет 190 °С. Состав газов, % об.:

O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
5	71,26	7,61	16,13

Действительный объемный расход дымовых газов, м³/ч составляет 35659,9.

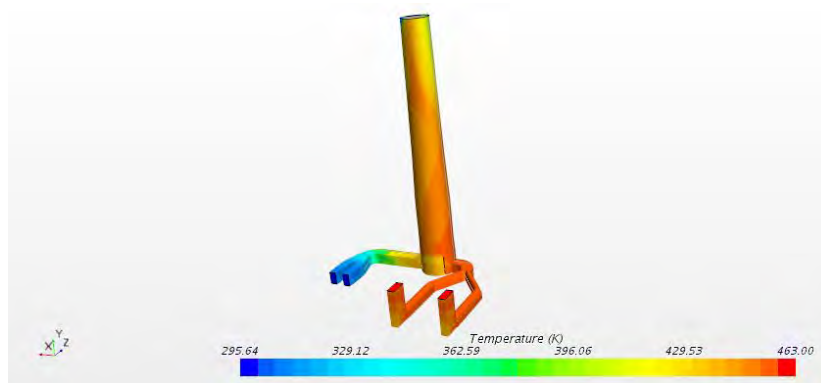


Рис. 5. Распределение поля температур для расчета типа 2.1

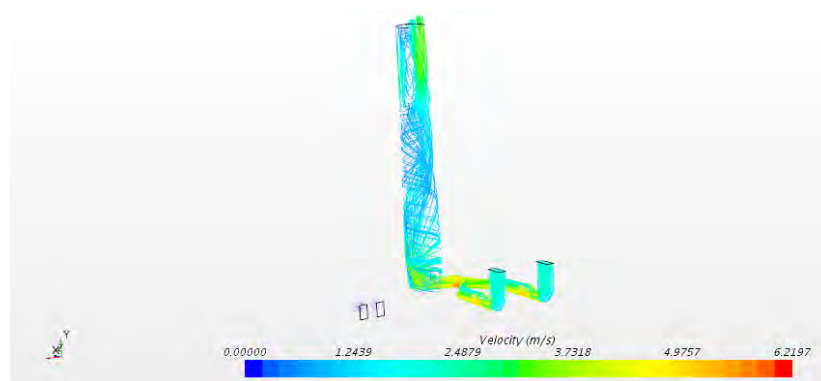


Рис. 6. Линии тока газа для расчета типа 1.1

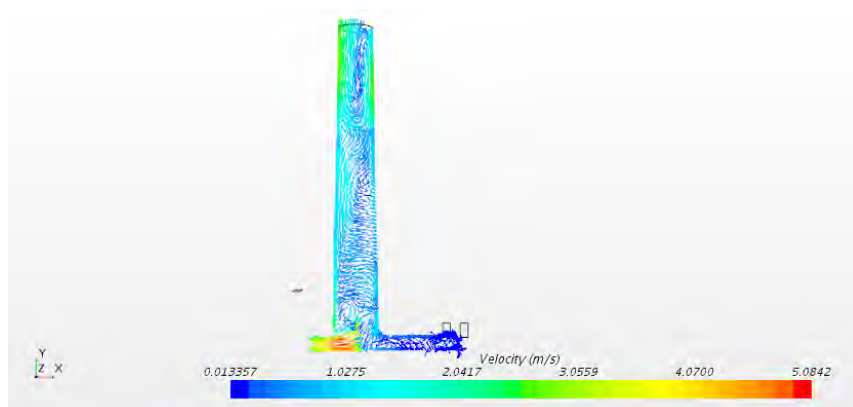


Рис. 7. Вертикальный срез поля скоростей для расчета 2.1. Вид сзади

Расчет 3

Исходные данные (рис. 8–10)

Зима. Температура окружающего воздуха составляет минус 28 °С. В работе один котел (№ 1). Котлы № 2 и 3 не работают. Топливо – мазут. Температура уходящих дымовых газов составляет 150 °С. Состав газов, % об.:

O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
11,8	74,88	6,51	6,80

Действительный объемный расход дымовых газов, м³/ч составляет 431476.

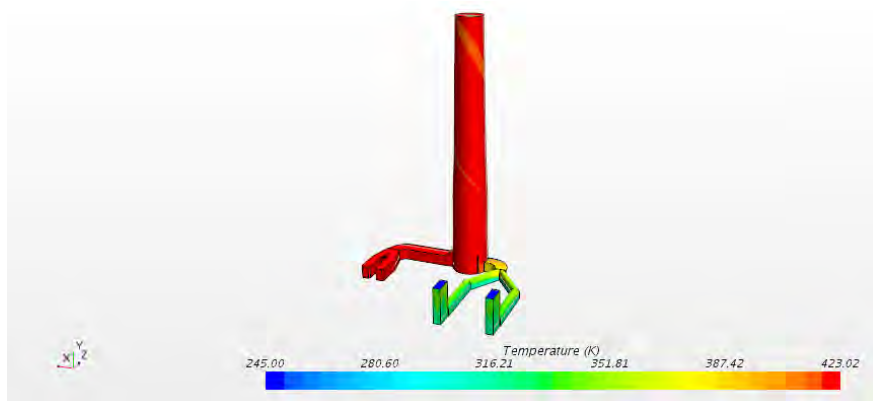


Рис. 8. Распределение поля температур для расчета типа 3

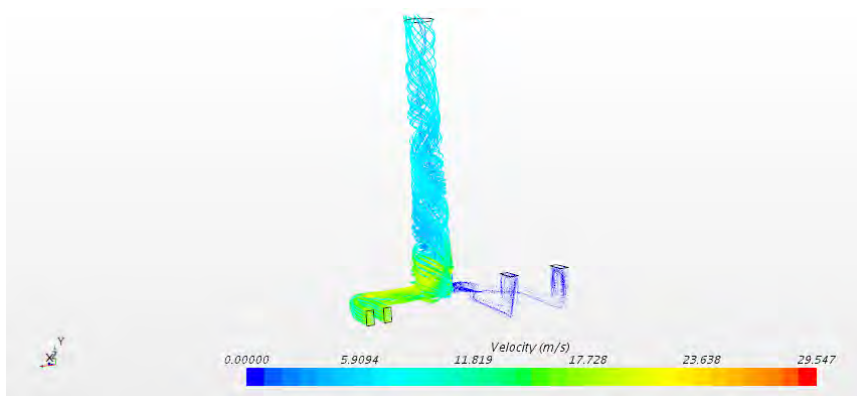


Рис. 9. Линии тока газа для расчета типа 3

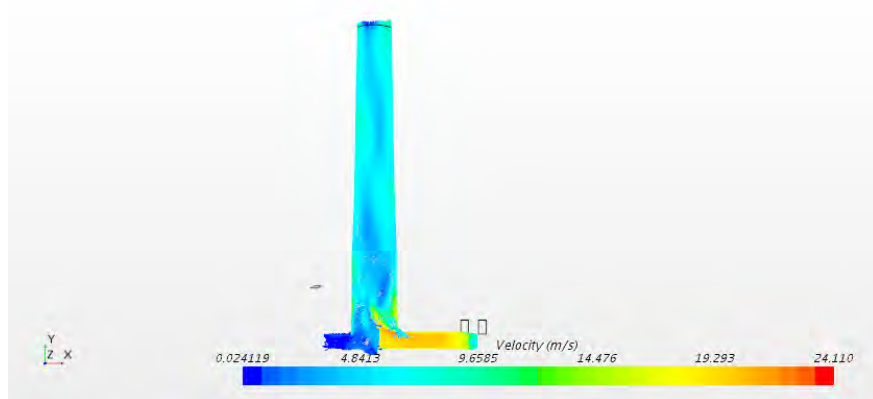


Рис. 10. Вертикальный срез поля скоростей для расчета 3. Вид сзади

Расчет 4

Исходные данные

Зима. Температура окружающего воздуха составляет минус 28 °С. В работе 1 котел № 1. Котлы № 2 и 3 не работают. Топливо – природный газ. Температура уходящих дымовых газов составляет 140 °С. Состав газов, % об.:

O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
5,6	71,37	7,37	15,66

Действительный объемный расход дымовых газов, м³/ч составляет 303532.

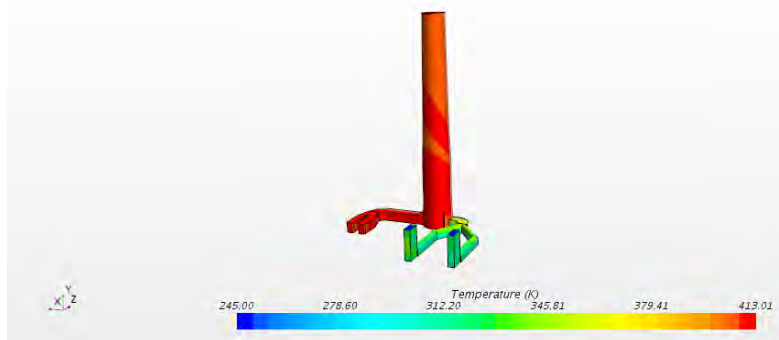


Рис. 11. Распределение поля температур для расчета типа 4

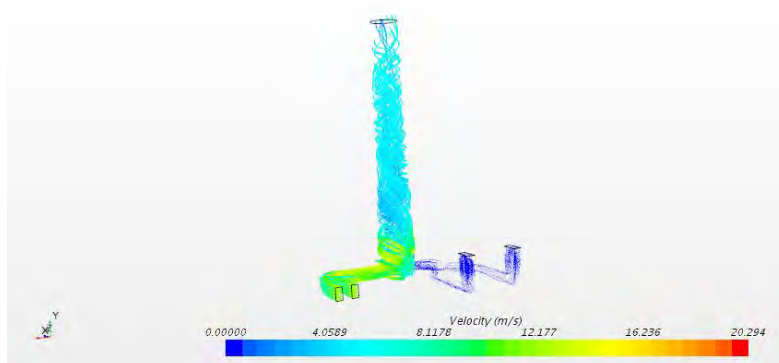


Рис. 12. Линии тока газа для расчета типа 4

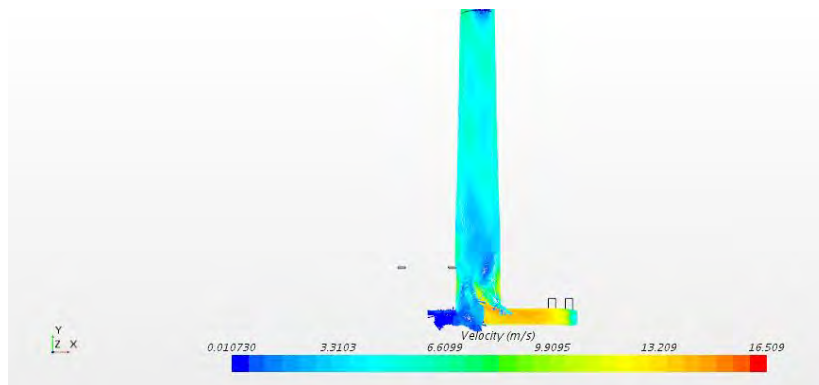


Рис. 13. Вертикальный срез поля скоростей для расчета 3. Вид сзади

ВЫВОДЫ

Результаты математического моделирования на основе значений скоростей и температур на выходе из трубы позволяют провести анализ и сделать выводы о необходимой высоте трубы, требуемой после проведения реконструкции. Также результаты тепловых расчетов позволяют сделать выводы о достаточности толщины стенки трубы и газоходов, а также необходимости дополнительных утеплителей.

Список литературы

1. **Yusupaliev, U.** Vortex rings and plasma toroidal vortices in homogeneous unbounded media. ii. the study of vortex formation process [Text] / Yusupaliev U., Savenkova N.P., Troshchiev Y.V. [et al.] // Bulletin of the Lebedev Physics Institute. – 2011. – Vol. 38. – P. 275–282.
2. **Savenkova, N.P.** Reduction cell multiphase 3d-model [Text] / N.P. Savenkova, S.V. Anpilov, R.N. Kuzmin [et al.] // Applied Physics. – 2012. – No. 3. – P. 111–115.

3. **Savenkova, N.** A numerical method for finding soliton solutions in nonlinear differential equations [Text] / N. Savenkova, V. Laponin // Moscow University Computational Mathematics and Cybernetics. – 2013. – Vol. 37, No. 2. – P. 49–54.
4. **Андерсон, Д.** Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст]: в 2-х т. / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер; пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 392 с. – Т. 2.
5. **СТО ВТИ 11.001–2012.** Методика измерений массового выброса загрязняющих веществ от котельных установок с применением газоанализаторов с электрохимическими датчиками [Текст]. – М.: ВТИ, 2013.
6. Тепловой расчёт котлов (нормативный метод) [Текст]. – СПб.: НПО ЦКТИ, 1998.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПУСКА КОТЛА ПК-114

К.А. ПЛЕШАНОВ, К.В. СТЕРХОВ, В.П. КНЯЗЬКОВ, А.Р. КВРИВИШВИЛИ

(АО «Подольский машиностроительный завод», г. Подольск, Россия)

Обеспечение надёжности парового котла является важной задачей. При работе в стационарном режиме она возможна при правильно принятых технических решениях по взаимному движению теплоносителя и рабочего тела в сочетании с надёжным охлаждением поверхностей нагрева. Для этого существует значительное количество способов, в частности использование впрысков в тракте пароперегревателя.

На переходных режимах работа установки собственного конденсата ограничена по расходу и времени использования. Охлаждение поверхностей из-за меньшей массовой скорости осуществляется менее интенсивно, чем на номинальной нагрузке. В связи с этим было проведено исследование работы парового котла ПК-114 Е-240-13,8-560КТ для энергоблока ТЭС в г. Светлый.

Паровой котел Е-240-13,8-560КТ, вертикально-водотрубный, одnobарабанный, с естественной циркуляцией, газоплотный, П-образной компоновки, предназначен для режима работы с уравновешенной тягой и предназначен для сжигания высокорекреационного кузнецкого угля с выходом летучих на горючую массу порядка 40 %. Для размола угля используются молотковые мельницы. Котёл оснащён трубчатым воздухоподогревателем и калориферами. Растопочное топливо – мазут.

Паровой котёл имеет высокие температуру и давление перегретого пара. Это послужило причиной развитой поверхности пароперегревателя, состоящего по ходу рабочего тела из отдельных ступеней:

- радиационный пароперегреватель, расположенный в топке котла (сталь 20);
- радиационный пароперегреватель, расположенный в соединительном газоходе (сталь 20);
- радиационный пароперегреватель, расположенный в соединительном газоходе и конвективной шахте (сталь 20);
- конвективный пароперегреватель КПП, расположенный в соединительном газоходе (12Х1МФ);
- ширмовый пароперегреватель 1 ШПП1, расположенный за топкой (12Х1МФ);
- ширмовый пароперегреватель 2 ШПП2, расположенный за ШПП1 (12Х1МФ);
- конвективные пароперегреватели 3 и 4 КПП3 и КПП4, расположенные последовательно-параллельно в соединительном газоходе (12Х1МФ и 12Х18Н12Т).

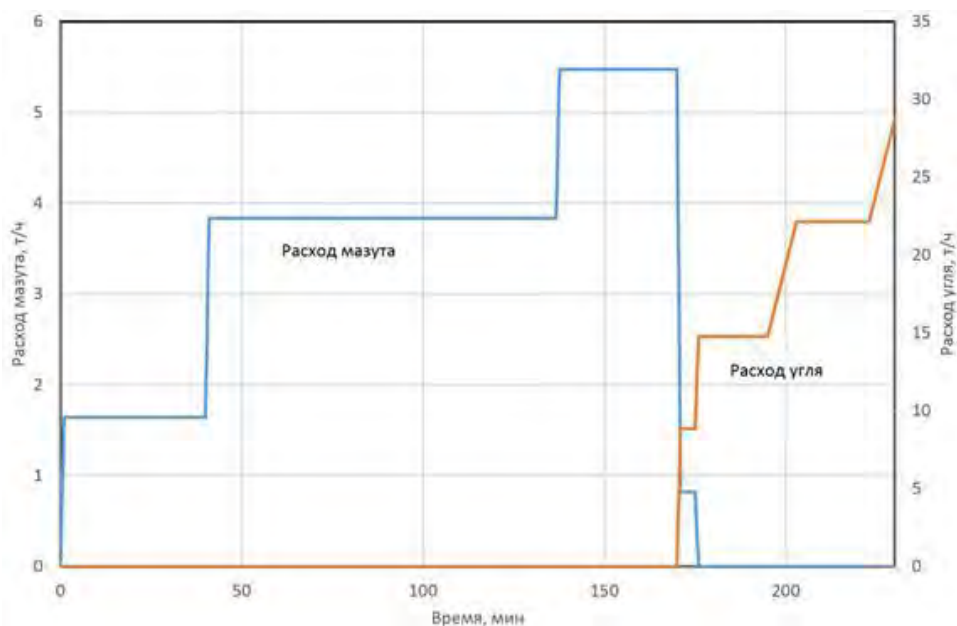


Рис. 1. Расход топлива при пуске из холодного состояния

Цель работы – исследование особенностей пуска котла ПК-114, разработка технологии пуска парового котла, обеспечивающей надежность работы его элементов.

Осуществление цели работы происходит при решении ряда последовательных задач:

- выбор критериев надежности элементов ПК;
- определение зависимостей характерных параметров работы котла от времени при пуске из различных тепловых состояний;
- обоснование и принятие технических решений по пусковой схеме.

Расчёт динамических характеристик котла проводился с помощью программы Boiler Designer [1, 2].

Исследование работы барабана и определение критериев его надёжной работы представлено в [3]. Ниже пойдёт речь об исследовании работы пароперегревателя. Его надёжная работа обеспечивалась при поддержании штатных температур пара:

- за 2-й ступенью ширмового пароперегревателя 500 °С;
- за 3-й ступенью конвективного пароперегревателя 560 °С;
- за 4-й ступенью конвективного пароперегревателя 585 °С.

Это объясняется их выполнением из соответствующих сталей.

В качестве изменяющихся исходных данных для расчёта пуска котла в Boiler Designer были введены зависимости расхода топлива (рис. 1), коэффициента избытка воздуха на выходе из топки (рис. 2), параметра горения M (рис. 3) и коэффициента тепловой эффективности экранов ψ (рис. 4).

Повышенный избыток воздуха на низких нагрузках призван разбавить высокотемпературные продукты сгорания и снизить скорость прогрева элементов котла. Об этом свидетельствует значительное количество впрыскиваемой питательной воды перед паровой турбиной до 140-й минуты (рис. 5). В это время происходит прогрев турбины и выдержка котла на стационарной нагрузке. Температуры пара по тракту не превышают заданных ограничений (рис. 6).

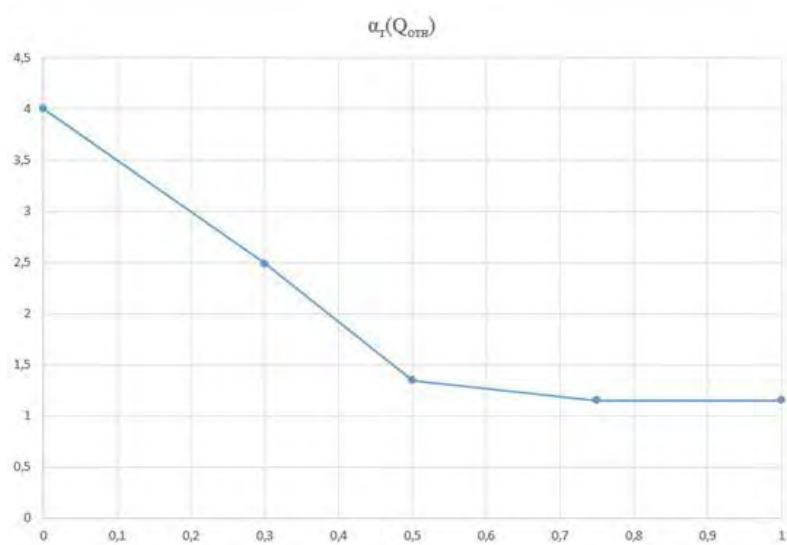


Рис. 2. Коэффициент избытка воздуха на выходе из топki при пуске из холодного состояния

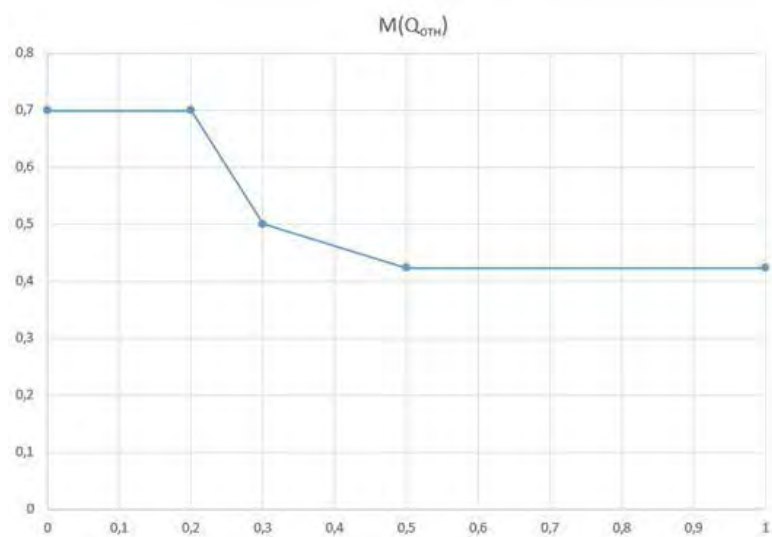


Рис. 3. Изменение параметра горения

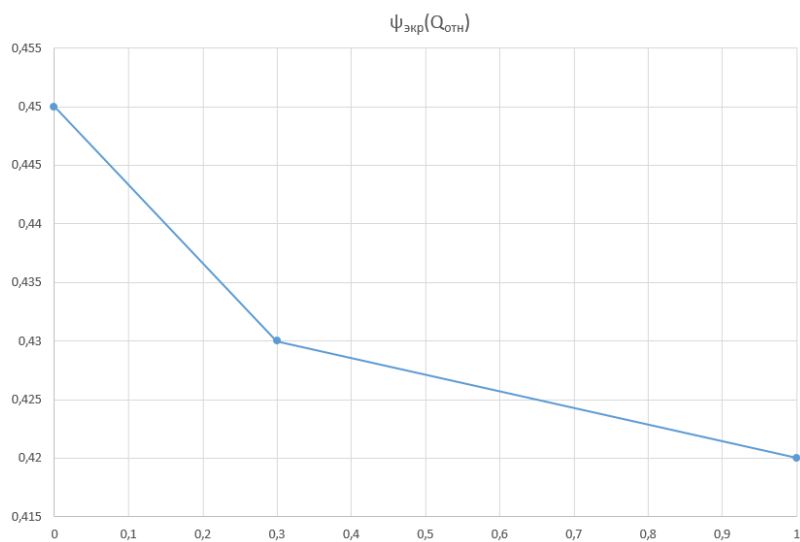


Рис. 4. Коэффициент тепловой эффективности экранов при пуске из холодного состояния

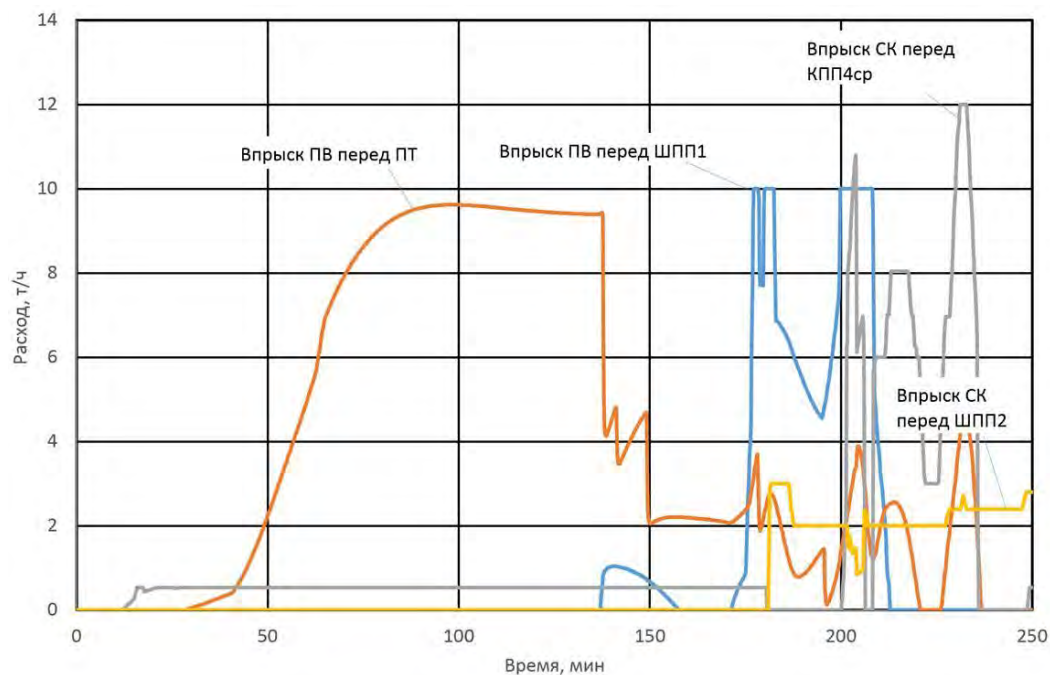


Рис. 5. Расход на впрыски при пуске из холодного состояния

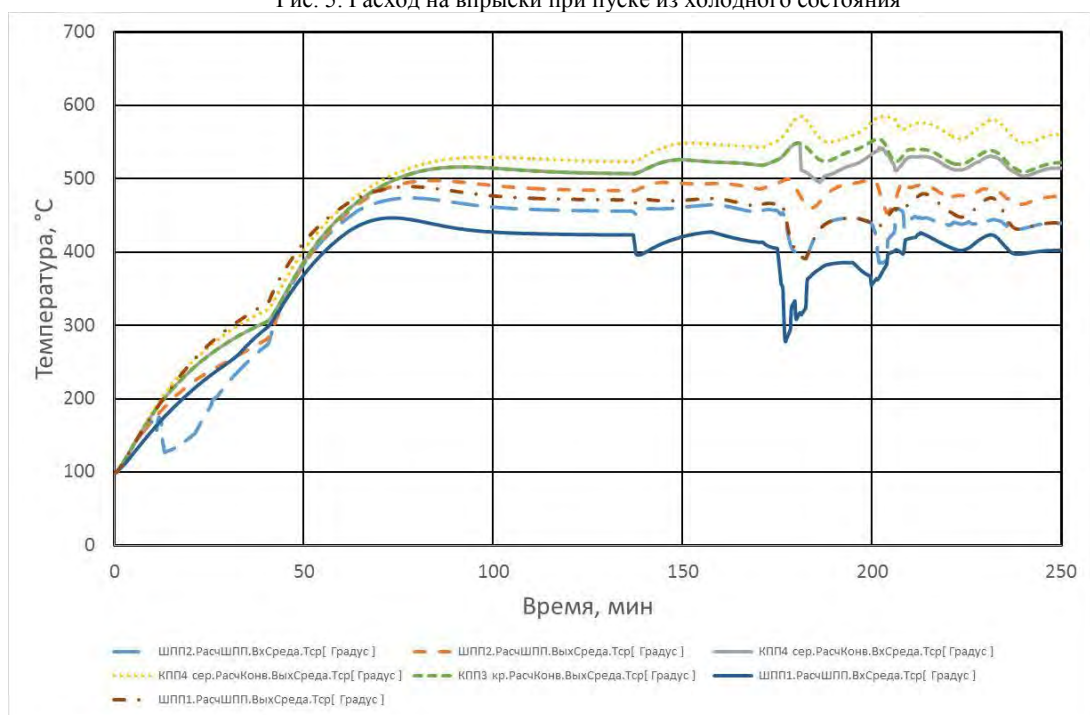


Рис. 6. Изменение температуры пара по тракту котла при пуске из холодного состояния:

ШПП1 – ширмовый пароперегреватель 1-й ступени; *ШПП2* – ширмовый пароперегреватель 2-й ступени; *КПП3* – конвективный пароперегреватель 3-й ступени; *КПП4* – конвективный пароперегреватель 4-й ступени

Изменение параметра горения M и коэффициента тепловой эффективности экранов ψ отображают, что на ранних этапах пуска топка котла работает более эффективно и сильнее охлаждает продукты сгорания. Характер зависимостей на рис. 2 и 3 взят из опыта пусков различных паровых котлов.

Собственный конденсат для впрыска в тракт пароперегревателя появлялся только после нагрузки котла более 30 %. На расход впрысков действовали следующие ограничения:

- 3 т/ч перед ширмовым пароперегревателем 2-й ступени;
- 12 т/ч перед выходным конвективным пароперегревателем 4-й ступени.

По итогам исследований было решено использовать пусковой впрыск питательной воды перед ширмовым пароперегревателем 1-й ступени (ШПП1) для поддержания температур пара по тракту в заданных пределах (см. рис. 6). Этого удалось добиться при ограничении в расходе пускового впрыска, равного 10 т/ч.

Выводы

1. Во время пуска котла для обеспечения его надёжности штатных впрысков оказалось недостаточно.

2. Пусковой впрыск питательной воды перед ШПП1 в количестве 4–5 % номинальной паропроизводительности позволяет поддерживать допустимый уровень температуры металла пароперегревательных поверхностей нагрева. При расчете необходимо учитывать изменение температуры питательной воды в зависимости от нагрузки котла. Повышение давления в деаэраторе до 0,59 МПа и включение ПВД в работу будет сказываться на параметрах впрыска.

Список литературы

1. **Двойнишников, В.А.** Особенности напряженного состояния барабана высокого давления в период пуска котла-утилизатора ПГУ [Текст] / В.А. Двойнишников, Е.А. Попов // Теплоэнергетика. – 2010. – № 8. – С. 13–18.
2. **Плешанов, К.А.** Сжигание кородревесных отходов в котле с кипящим слоем [Текст] / К.А. Плешанов, И.Л. Ионкин, П.в. Росляков, Р.С. Маслов, А.В. Рагуткин, О.Е. Кондратьева // Теплоэнергетика. – 2016. – № 11. – С. 62–67.
3. **Плешанов, К.А.** Характеристики твёрдотопливного котла Е-240-13,8-560 [Текст]: сб. докл. / К.А. Плешанов, К.В. Стерхов, В.П. Князьков, А.Р. Квривишвили; под общ. ред. С.В Сафронова // Современные технологии в энергетике. – М.: ОАО «ВТИ», 2017. – С. 29–35.

РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ИСПАРИТЕЛЬНОГО КОНТУРА ДЛЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

К.В. СТЕРХОВ, К.А. ПЛЕШАНОВ (АО «Подольский машиностроительный завод», г. Подольск – ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, Россия)

Начиная с 1990-х годов XX века доля парогазовых установок (ПГУ) с котлами-утилизаторами (КУ) среди вновь вводимых энергоблоков неуклонно растет. Это связано с меньшими сроками возведения ПГУ с КУ и более высоким КПД по сравнению с мощными тепловыми электростанциями других типов. При этом существующие методики теплового [1] и гидравлического [2] расчетов котельного оборудования были разработаны в 1970–1980-е гг., когда развитие газотурбинных установок еще не вышло на современный уровень и ПГУ с котлами-утилизаторами не производились. Методики расчета, критерии эффективной и надежной работы поверхностей теплообмена предназначены для энергетических паровых котлов, сжигающих органическое топливо, и требуют адаптации и дополнительных исследований применительно к КУ.

Надежность и эффективность работы паровых котлов и котлов-утилизаторов требует обеспечения достаточного охлаждения всех поверхностей теплообмена [2]. При двухфазном потоке охлаждение достигается непрерывным смачиванием водой всей внутренней поверхности обогреваемых труб. Критериями устойчивости естественной циркуляции (ЕЦ) в контуре с вертикальным расположением труб испарителя являются коэффициенты запаса по застою и опрокидыванию. Данные критерии невозможно использовать при оценке надежности работы испарителя с горизонтальными трубами, т. к. полезный напор такого испарителя отрицательный [3]. Для горизонтального испарителя, работающего в режиме многократной принудительной или естественной циркуляции [3], были разработаны следующие критерии надежности и эффективности работы:

- достижение скоростей циркуляции, обеспечивающих отсутствие расслоения пароводяной смеси в горизонтальной трубе;
- поддержание скорости циркуляции более 0,4 м/с для исключения возможности отложения шлама;
- обеспечение скорости пароводяной смеси менее 10 м/с по условиям эрозионно-коррозионного износа труб в местах гибов [4, 5];
- обеспечение массовой скорости более 300 кг/(м²·с) для выноса отложений и газовых пузырей из горизонтальной трубы;

- обеспечение паросодержания на выходе из испарителя менее 70 % для предотвращения интенсивного отложения солей;
- обеспечение нормального температурного режима работы обогреваемых труб (отсутствие кризиса теплообмена).

Цель данной работы – подтверждение возможности создания вертикальных КУ с ЕЦ в испарительных контурах для всего диапазона применяемого давления и мощности котлов-утилизаторов современных ПГУ.

В ходе исследования решались следующие задачи:

- определение наиболее приоритетных изменений в конструкции КУ для обеспечения надежной и эффективной работы испарительного контура с горизонтальным расположением труб испарителя в режиме естественной циркуляции;
- анализ полученных результатов и сравнение конструкций КУ, работающих с циркуляционным насосом и без него.

Проведенные исследования [3] показали, что применение однопетлевого испарителя позволяет обеспечить в контуре с ЕЦ большую кратность циркуляции, чем при применении многопетлевого испарителя и циркуляционного насоса. Конструкцию однопетлевого испарителя с числом труб 7–8 необходимо рассматривать как основную при проектировании циркуляционного контура вертикального КУ с ЕЦ. Изменение ширины газохода, шага орebrения, высоты ребра, поперечного шага S_1 испарителя являются одними из основных способов обеспечения надежности работы циркуляционного контура. Итоговая конструкция испарителя должна обеспечивать требуемую паропроизводительность и надежную работу циркуляционного контура. Конструкция опускных и отводящих труб определяется в соответствии с рекомендациями для котельных агрегатов с естественной циркуляцией [2].

В работе рассматривался ряд вертикальных КУ с многократной принудительной циркуляцией производства ОАО «ЗиО»:

- Пр-230/55-8.38/0.66-505/207 (ПК-74) для ТЭЦ-12 ПАО «Мосэнерго».
- Пр-100/14.8-9.3/0.75-535/245 (ПК-55) ПГУ-300 для Юго-Западной ТЭЦ (г. Санкт-Петербург);
- Пр-41.5/7.8-5.41/0.61-493/213 (ПК-58) для дубль-блока № 3 Сочинской ТЭС;
- Пр-75-4.0-440 Д (ПК-95) для Воронежской ТЭЦ-1;
- Пр-76-3.3-415 (ПК-79) для Челябинской ТЭЦ-1;
- Пр-41.4-1.7-300 (ПК-98, ПК-99) для электростанции собственных нужд ООО «ЛУКОЙЛ-Пермнефтеоргсинтез»;
- Пр-44-2.6-227 (ПК-110) для ГТУ-ТЭЦ энергоцентра «Ярега»;
- Пр-17.8-1.4-230 (П-117) для ГТУ-ТЭЦ.

Перечисленные КУ имеют полный набор рабочих чертежей и конструкторской документации, которые можно использовать для вновь проектируемых вертикальных КУ с естественной циркуляцией. Они охватывают диапазон давлений от 0,61 до 9,3 МПа и тепловой мощности КУ от 12,3 до 241 МВт. Для каждого из котлов предложен вариант изменения конструкции (см. таблицу), обеспечивающий надежную и эффективную работу испарительного контура в режиме естественной циркуляции. При этом расход и параметры вырабатываемого пара для всех КУ оставались неизменными.

Расчетные исследования работы контуров естественной циркуляции проводились на компьютерной модели КУ на базе программы Boiler Designer [6, 7]. Для обеспечения точности расчетов у всех испарителей рассматриваемых КУ каждый ряд труб по ходу газов был смоделирован отдельно [8], что позволило определить параметры их работы и оценить надежность и эффективность.

Варианты изменения конструкции котлов-утилизаторов

Наименование	Тип КУ	ПК-74		ПК-55		ПК-58	
		ВД	НД	ВД	НД	ВД	НД
Число труб в змеевике испарителя	Пр	4	4	4	2	2	2
	Е	8	7	7	7	8	7
Шаг оребрения испарителя	Пр	3,33 мм	3,33 мм	4,3 мм	3,9 мм	5 мм	4,5 мм
	Е	6 мм	1–4 ряды – 25 мм 5–7 ряды – 30 мм 8–14 ряды – 3,3 мм	4,3 мм	3,9 мм (1 ряд труб – 5,5 мм)	3,5 мм	4,5 мм
Число труб испарителя по ширине газохода	Пр	78	78	48	48	33	33
	Е	102	102	48	48	33	33
Число опускных труб	Пр	1	1	1	1	1	1
	Е	6	6	4	4	3	5
Число отводящих труб	Пр	2	2	2	2	2	2
	Е	7	7	5	5	4	6
Наименование	Тип КУ	ПК-95	ПК-79	ПК-98	ПК-110	ПК-117	
Число труб в змеевике испарителя	Пр	4	4	4	4	4	
	Е	8	7	8	8	8	
Шаг оребрения испарителя	Пр	4,5 мм	3,8	3,85 мм	4,2 мм	5 мм	
	Е	1-й ряд – 6 мм 2-й ряд – 4,5 мм 3–16 ряды – 3,5 мм	3,64 мм (1 ряд труб – 4,7 мм)	3,3 мм	1, 2 ряды – 4,2 мм 3–16 ряды – 3,33 мм	3,3 мм	
Число труб испарителя по ширине газохода	Пр	33	33	31	25	20	
	Е	33	50	31	25	20	
Число опускных труб	Пр	1	1	1	1	1	
	Е	3	4	3	4	4	
Число отводящих труб	Пр	2	2	2	2	2	
	Е	4	5	4	5	4	

Анализ изменений в конструкции КУ (см. таблицу), проведенных с целью применения естественной циркуляции в испарительном контуре, показал, что основным изменением является увеличение площади проходного сечения испарительного контура по сравнению с КУ, работающим в режиме многократной принудительной циркуляции. Большая площадь проходного сечения в первую очередь обеспечивалась за счет большего числа труб в змеевике (7–8 по сравнению с 2–4 в КУ типа Пр), использования однопетлевой поверхности нагрева и большим количеством опускных и отводящих труб (определяется расчетом циркуляции). Данное конструктивное отличие наблюдается на всех рассмотренных котлах-утилизаторах с естественной циркуляцией. Помимо этого, в КУ, прототипом для которого являлись ПК-74 и ПК-79, для того, чтобы сделать больше проходного сечения испарителя был расширен газоход, увеличено число труб по ширине газохода. При этом в модификации ПК-74 был применен более плотный пучок труб с меньшим поперечным шагом S_1 .

Температура и объем продуктов сгорания уменьшаются по мере прохождения каждого ряда труб по ходу газов, но температура среды в трубах не изменяется. Это приводит

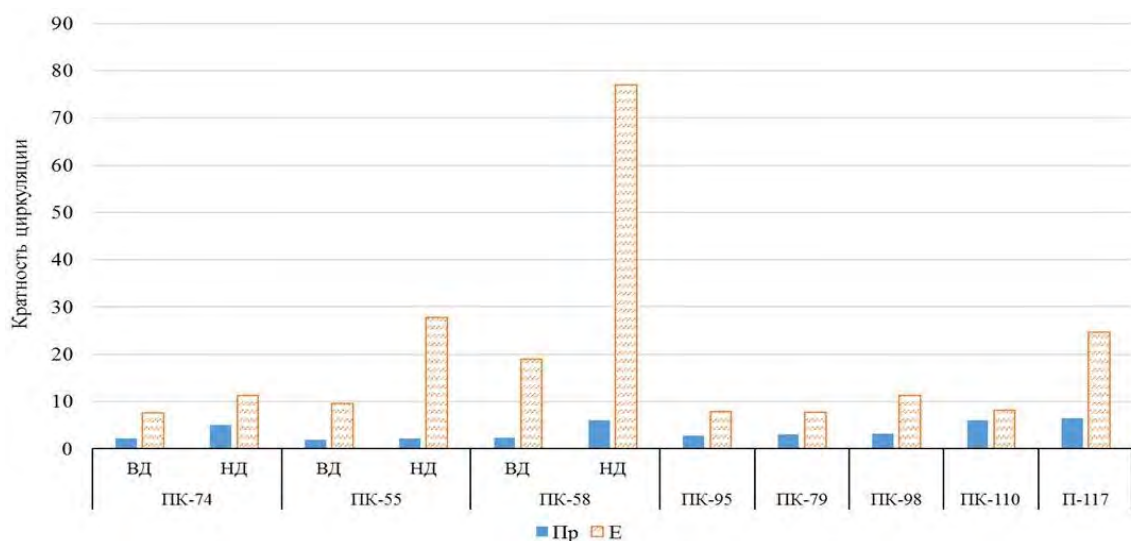


Рис. 1. Кратность циркуляции

к тому, что первые ряды труб по ходу газов работают в более теплонапряженных условиях и вероятность возникновения в них ухудшения теплообмена, расслоения, отложения шлама и солей выше [8]. Увеличение проходного сечения испарительного контура не всегда позволяет обеспечить соответствие всем критериям надежной и эффективной работы каждого ряда труб испарителя по ходу газов. В связи с этим в КУ, прототипом для которых являлись ПК-55, ПК-95 и ПК-79, для уменьшения тепловосприятия шаг оребрения первых по ходу газов рядов труб испарителя был увеличен (см. таблицу).

Для испарителя низкого давления модификации ПК-74, помимо увеличения проходного сечения контура циркуляции, пришлось выравнивать тепловосприятия каждого витка труб. Для этого были подобраны соответствующие шаги оребрения для каждого ряда труб по ходу газов (см. таблицу).

Из результатов расчетных исследований (рис. 1) видно, что во всех случаях при переходе от режима многократной принудительной циркуляции к режиму естественной циркуляции значительно возрастает кратность циркуляции и, соответственно, расход среды в испарительном контуре, что является результатом увеличения площади проходного сечения контура и уменьшения его гидравлического сопротивления. Организация естественной циркуляции в вертикальном КУ привела к росту кратности циркуляции с 2–4, характерной величины для многократной принудительной циркуляции, до 7–15 при давлении среды 5–10 МПа, 8–30 при давлении 1–5 МПа.

Как видно из результатов расчета (рис. 2), массовое паросодержание на выходе из самых обогреваемых труб испарителей составляет менее 70 % по условиям интенсивного отложения солей. При этом в контуре высокого давления модификации ПК-74 и ПК-55 паросодержание на выходе из ряда труб с максимальным тепловосприятием превышает рекомендуемое [2].

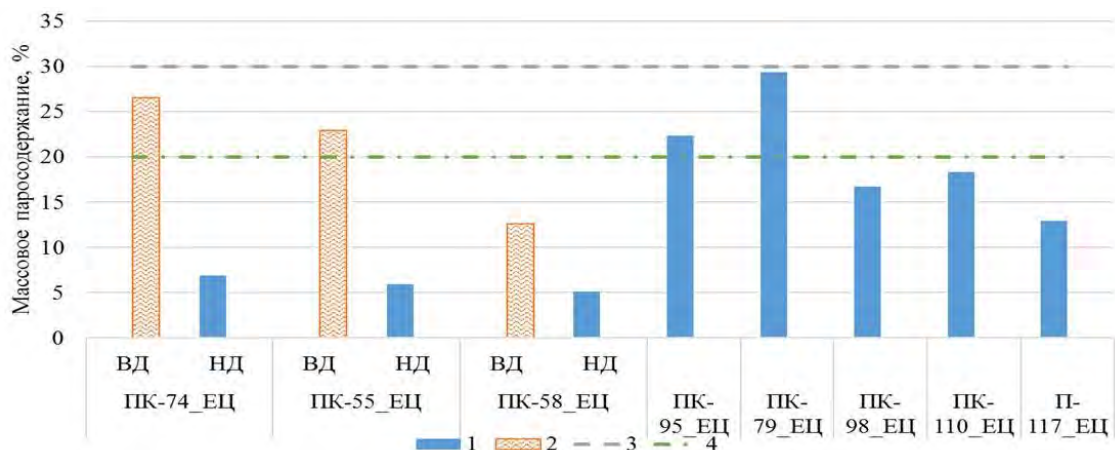


Рис. 2. Массовое паросодержание:

1 – максимальное массовое паросодержание на выходе из ряда труб испарителя (давление менее 50 кгс/см²);
 2 – максимальное массовое паросодержание на выходе из рядов труб испарителя (давление более 50 кгс/см²);
 3 – граничное массовое паросодержание для давлений от 10 до 50 кгс/см²; 4 – граничное массовое паросодержание для давлений от 50 до 100 кгс/см²

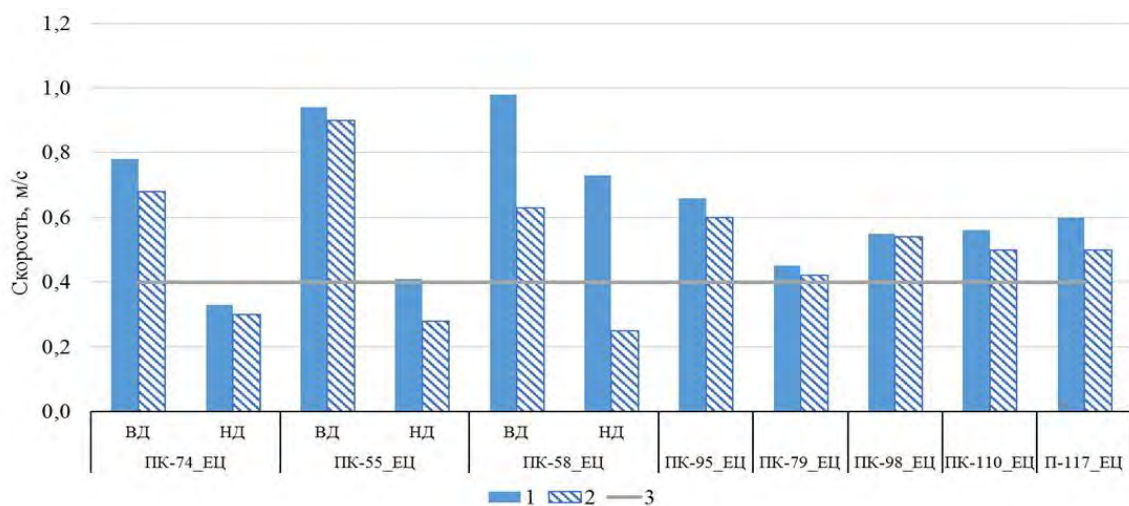


Рис. 3. Скорость циркуляции:

1 – скорость среды на входе в ряд труб испарителя с максимальным тепловосприятием; 2 – граничная скорость циркуляции по условиям расслоения среды в горизонтальных трубах; 3 – граничная скорость циркуляции по условиям интенсивного отложения шлама в горизонтальных трубах

Во всех случаях скорость циркуляции (рис. 3) и массовая скорость среды (рис. 4) в самых теплонпряженных рядах труб по ходу газов оказались выше граничной скорости по условиям расслоения среды в горизонтальной трубе. При этом, если массовые скорости во всех случаях оказались выше 300 кг/(м²·с) по условиям выноса отложений и газовых пузырей из горизонтальных труб, то скорость циркуляции в испарителе низкого давления модификации КУ ПК-74 оказалась ниже граничной скорости 0,4 м/с по условиям возможности отложения шлама, что накладывает дополнительные требования к качеству котловой воды тракта низкого давления. Это показывает, что ограничение по условиям интенсивного отложения шлама в горизонтальных трубах приоритетнее ограничения по условиям выноса отложений и газовых пузырей и необходимо проводить проверку именно по этому критерию.

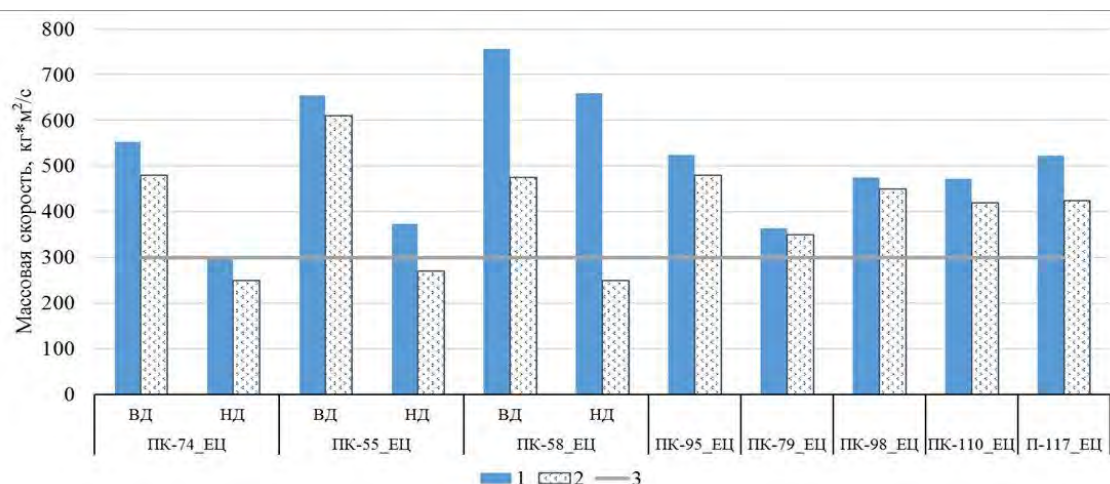


Рис. 4. Массовая скорость:

1 – массовая скорость среды в самом обогреваемом ряду труб испарителя; 2 – граничная массовая скорость по условию расслоения среды в горизонтальных трубах; 3 – граничная массовая скорость по условию выноса отложений и газовых пузырей

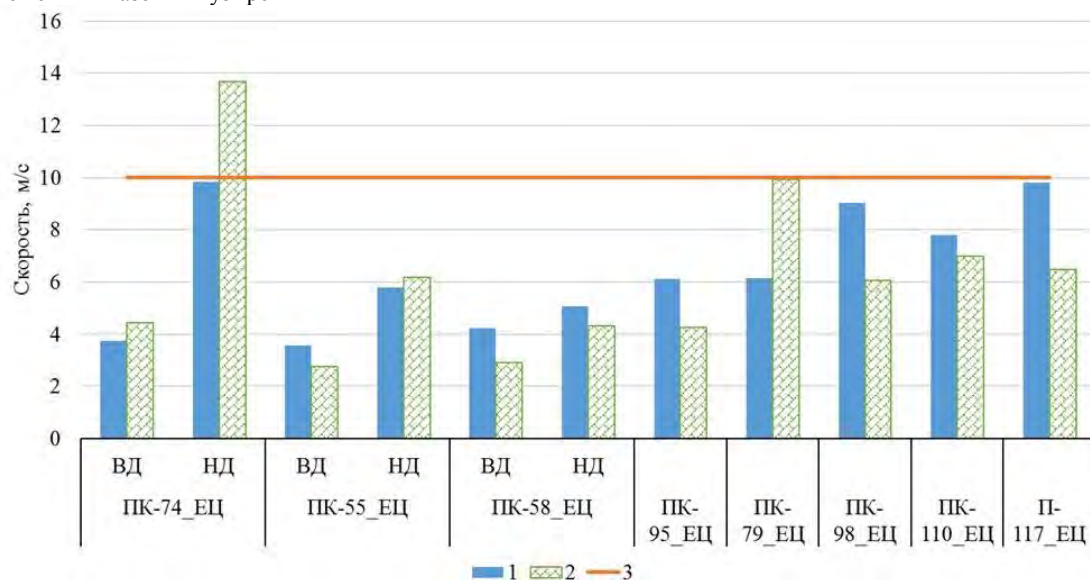


Рис. 5. Скорость пароводяной смеси:

1 – скорость пароводяной смеси на выходе из самого обогреваемого ряда труб испарителя; 2 – скорость пароводяной смеси в отводящих трубах; 3 – граничная скорость пароводяной смеси по условиям эрозивно-коррозионного износа

Скорость среды на выходе из всех рядов труб испарителя меньше 10 м/с (рис. 5), что соответствует критериям по условиям эрозивно-коррозионного износа в местах гибов труб. Это обеспечит долговечность работы испарителя. Скорость пароводяной смеси на выходе из отводящих труб больше граничного значения 10 м/с только в контуре низкого давления модификации ПК-74, где скорость составила 13,7 м/с. Однако полученная скорость значительно меньше, чем в отводящих трубах испарительного контура низкого давления прототипа ПК-74, где она составляет 23 м/с.

В соответствии с [2] проверку на кризис теплообмена следует проводить в случаях, когда давление среды в испарителе больше 110 кгс/см^2 или местные тепловосприятия более $400 \cdot 10^3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$, или для меньших давлений и тепловосприятий при кратности циркуляции менее 4. Максимальный тепловой поток среди всех рассмотренных испарителей составляет $197 \cdot 10^3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$, что значительно меньше $400 \cdot 10^3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$, максимальное

давление в испарителе среди всех рассмотренных КУ с ЕЦ 86 кгс/см², кратность циркуляции во всех случаях больше 4 (см. рис. 1), поэтому можно сделать вывод о том, что во всех рассматриваемых случаях обеспечивается нормальный температурный режим работы труб.

Одним из основных недостатков вертикальных КУ по сравнению с горизонтальными является значительное увеличение сложности и дороговизны циркуляционных насосов при давлении перегретого пара более 9,8 МПа. Горизонтальные КУ отечественного производства нередко выполняют для ПГУ с давлением перегретого пара 13,8 МПа, что позволяет получить более высокий КПД блока.

На примере расчета ЕЦ для тракта высокого давления КУ, прототипом которого являлся ПК-55 для ПГУ-300 Юго-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербург, можно убедиться, что в вертикальном КУ возможно увеличить давление до 13,8 МПа. Изменение в КУ ПК-55_ЕЦ температуры перегретого пара с 535 до 545 °С и увеличение шага оребрения 1-го и 2-го рядов труб испарителя с 4,3 до 6 мм позволят обеспечить выполнение всех критериев надежности работы испарительного контура при увеличении давления. Параметры назначения такого КУ изменятся с Е-100/14.8-9.3/0.75-535/245 на Е-98/19-13.8/0.75-545/245, что приведет к увеличению КПД цикла. Предварительные расчеты показали, что существует принципиальная возможность организации ЕЦ при давлении до 18 МПа, основным ограничивающим фактором при этом является расслоение среды в горизонтальных трубах и возникновение кризиса теплообмена.

Выводы

1. В качестве технических решений, позволяющих обеспечить устойчивую естественную циркуляцию в испарительном контуре с горизонтальным расположением труб, могут быть рекомендованы:

- увеличение числа труб в змеевике и использование однопетлевой поверхности нагрева испарителя;
- увеличение числа опускных и отводящих труб;
- увеличение шага оребрения первых по ходу газов труб испарителя;
- увеличение ширины газохода;
- применение более плотного пучка труб испарителя.

2. По сравнению с КУ типа Пр монтаж и изготовление вертикального КУ типа Е сложнее из-за большего числа труб в змеевике испарителя и большего количества опускных и отводящих труб, однако отпадает необходимость использования циркуляционного насоса и фильтров, сокращаются затраты на их покупку и обслуживание, уменьшаются затраты на собственные нужды станции, увеличивается надежность работы блока в целом вследствие роста кратности циркуляции в испарительном контуре и отсутствия дополнительного технически сложного устройства.

3. Организация естественной циркуляции в вертикальном КУ открывает возможности для повышения давления в контуре до 18 МПа и соответствующего увеличения КПД блока без применения сложных и дорогих циркуляционных насосов.

Список литературы

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) [Текст] / под ред. Н.В. Кузнецова [и др.]. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
2. **Балдина, О.М.** Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / О.М. Балдина, В.А. Локшин, Д.Ф. Петерсон [и др.]; под ред. В.А. Локшина [и др.]. – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
3. **Росляков, П.В.** Исследование естественной циркуляции в испарителе котла-утилизатора с горизонтальными трубами [Текст] / П.В. Росляков, К.А. Плешанов, К.В. Стерхов. – Теплоэнергетика. – 2014. – № 7.
4. **Галецкий, Н.С.** Особенности эрозионно-коррозионного износа в испарителях низкого давления котлов-утилизаторов ПГУ при высоких паросодержаниях [Текст] / Н.С. Галецкий, А.Л. Шварц // Теплоэнергетика. – 2013. – № 12.
5. **Dooley, R.B.** Guidelines for controlling flow-accelerated corrosion in fossil and combined cycle plants [Text] / R.B. Dooley, R. Tilley. – USA, Palo Alto: EPRI, 2005.
6. **Росляков, П.В.** Исследование возможности раздельного и совместного сжигания эстонских сланцев и ретортного газа на ТЭС [Текст] / П.В. Росляков, Raivo Attikas, М.Н. Зайченко [и др.] // Теплоэнергетика. – 2015. – № 10. – С. 3–15.
7. **Плешанов, К.А.** Расчет динамических характеристик котла-утилизатора Новогорьковской ТЭЦ [Текст] / К.А. Плешанов, К.В. Стерхов, М.Н. Зайченко // Электрические станции. – 2015. – № 4.
8. **Плешанов, К.А.** Расчет циркуляции котла-утилизатора Пр-76-3.3-415 [Текст] / К.А. Плешанов, К.В. Стерхов // Пакет прикладных программ для расчета теплоэнергетического оборудования: труды Международной научно-практической конференции «Boiler Designer-2014». – М.: Торус пресс, 2014. – С. 77–82.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ ВОДОГРЕЙНЫЙ КОТЕЛ НА СЫРОЙ НЕФТИ

Ю.В. ПРОСКУРИН, П.В. РОСЛЯКОВ, И.Л. ИОНКИН, К.В. СТЕРХОВ, К.А. ПЛЕШАНОВ
(ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, Россия)

Одним из основных путей повышения эффективности использования топлива является разработка и создание высокоэффективного отечественного энергетического оборудования. Представленные в настоящее время на рынке водогрейные котлы небольшой мощности (0,1–4 МВт) имеют КПД на уровне 90–92 % при сжигании природного газа и дизельного топлива и, как правило, не предназначены для сжигания серосодержащих топлив (мазут, сырая нефть). Котлы, работающие на мазуте, имеют КПД всего 87–90 %, что объясняется необходимостью поддержания высокой температуры уходящих газов до 250 °С для снижения интенсивности низкотемпературной сернистой коррозии хвостовых поверхностей нагрева.

Целью данной работы являлась разработка водогрейного котла повышенной эффективности мощностью 3 МВт, использующего в качестве основного топлива сырую нефть для блочно-модульных котельных (БМК). Исходные технические требования к разрабатываемому водогрейному котлу приведены ниже.

Технические характеристики водогрейного котла

Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч).....	3 (2,58)
Температура воды, °С:	
на входе в котел.....	70
на выходе из котла	95
Расход воды через котел, т/ч	103,2
Расчётное (избыточное) давление воды на входе в котёл, МПа (кгс/см ²)	0,7 (7)
Гидравлическое сопротивление котла без учета теплообменного оборудования при номинальном расходе воды, не более, МПа (кгс/см ²)	0,25 (2,5)
Диапазон теплопроизводительности от номинального значения при работе на жидком топливе, %	40–100
Температура воздуха, подаваемого в котел, не менее, °С.....	25
Габаритные размеры (Д×Ш×В) без учёта горелочного устройства и дополнительного энергоэффективного оборудования, не более, мм.....	4765×2170×2450
Значения КПД брутто котла при номинальных параметрах, %	94,2

В качестве водогрейного котла для БМК могут быть использованы как жаротрубно-дымогарные (далее жаротрубные), так и водотрубные котлы. В результате сравнения их технико-экономических характеристик [1] было принято решение использовать для БМК жаротрубный котел. Следует отметить, что жаротрубные котлы наиболее часто применяются как источники теплогенерации малой и средней мощности.

При проектировании котла особое требование предъявлялось к повышению эффективности использования топлива, исходя из чего КПД разрабатываемого котла должен быть не ниже 94 % при сжигании мазута. Однако в данном случае задача решалась в условиях двух серьезных ограничений. Первое из них – это габариты котла, который вместе со вспомогательным оборудованием должен быть размещен в ограниченных размерах блочно-модульной котельной. Второе ограничение связано с обеспечением надежной длительной работы котла в условиях протекания низкотемпературной сернистой коррозии холодных поверхностей нагрева, которая имеет место при сжигании сернистой нефти.

Температура уходящих газов за котлом определяется требуемым значением КПД брутто котла η_k , который в соответствии с [2] зависит от потерь тепла с уходящими газами q_2 , потерь тепла от химического недожога q_3 и от наружного охлаждения q_5 . На основе опыта эксплуатации аналогичных котлов коэффициент избытка воздуха в расчетах принимался $\alpha = 1,15$.

В соответствии с [3] концентрация СО в уходящих дымовых газах не должна превышать 130 мг/м³ при сжигании природного газа и дизельного топлива и 160 мг/м³ при сжигании сырой нефти (в пересчете на сухие газы, $\alpha = 1$, нормальные физические условия), что соответствует значениям $q_3 = 0,03–0,05$ %. Потеря тепла от наружного охлаждения принималась $q_5 = 0,28$ % аналогично серийно выпускаемым котлам. Величина потери тепла с уходящими газами q_2 зависит от свойств топлива, температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха в них. При принятом в расчетах значении $\eta_k = 94,2$ % температура уходящих газов ϑ_{yx} составила 144 °С. В свою очередь температура точки росы паров серной кислоты при сжигании сырой нефти с сернистостью 2,9 % определялась в соответствии с [4] и составила 148 °С.

Увеличение теплообменной поверхности в котле, которая обеспечит необходимую температуру уходящих газов $\vartheta_{yx} = 144$ °С, приведет к увеличению габаритов котла сверх установленных габаритных ограничений (см. выше) и высокой скорости коррозии металла труб. Применение кислотостойких материалов для хвостовых поверхностей нагрева значительно повысит стоимость котла и поэтому нецелесообразно.

В связи с этим для обеспечения высокого КПД котла было принято решение использовать предвключенный выносной экономайзер, который позволяет повысить температуру продуктов сгорания за котлом до 300–350 °С, уменьшить габариты котла и практически исключить низкотемпературную коррозию поверхностей теплообмена, расположенных в корпусе котла. Выносной экономайзер позволит снизить затраты на обслуживание и замену элементов, подвергающихся коррозии, а также упростить компоновку оборудования в блочно-модульной котельной.

Учитывая условия компоновки котла и выносного экономайзера в БМК (выход газов из выносного экономайзера ориентирован к дымовой трубе) на стадии разработки рассматривались три варианта компоновки оборудования, описания которых приведены ниже.

Двухходовой котел и одноходовой выносной экономайзер, далее обозначается как компоновка «2-1» (рис. 1, а). Продукты сгорания, которые образуются в жаровой трубе при сгорании топлива, меняют свое направление движения и по дымогарным трубам воз-

вращаются к фронтальной части котла, собираются в камере и выводятся наружу. После котла продукты сгорания через отводящий газоход поступают в выносной экономайзер, где омывают змеевиковую поверхность нагрева, по трубам которой течет вода. Это позволяет получить требуемый теплосъем при небольших габаритах выносного экономайзера. Дымовые газы, проходя выносной экономайзер, поступают к задней части котла и выводятся наружу в дымовую трубу через газоход.

Двухходовой котел и трехходовой выносной экономайзер, далее обозначается как компоновка «2-3» (рис. 1, б). Данная схема отличается от предыдущей схемы «2-1» конструкцией выносного экономайзера. Газовый тракт выносного экономайзера перегородками разделен на три хода. Продукты сгорания в поворотных камерах, расположенных на концах выносного экономайзера осуществляют два разворота, омывая трубный пучок, и поступают к задней части котла, где через газоход выводятся наружу в дымовую трубу.

Трехходовой котел и двухходовой выносной экономайзер, далее обозначается как компоновка «3-2» (рис. 1, в). В данной схеме продукты сгорания после жаровой трубы дважды меняют свое направление движения. Сначала газы по дымогарным трубам второго хода возвращаются к фронтальной части котла, где собираются в промежуточную газовую камеру. В ней они снова меняют направление движения и по трубам третьего хода поступают к задней части котла. Там продукты сгорания собираются в выходной камере и выводятся наружу через газоход в выносной экономайзер.

Газовый тракт выносного экономайзера перегородкой разделен на два хода. Продукты сгорания в поворотной камере, расположенной на конце выносного экономайзера у фронта котла, осуществляют разворот и поступают к задней части котла, где через газоход выводятся наружу в дымовую трубу.

Предварительные конструктивные расчеты выносного экономайзера для различных схем компоновки котлов в данной работе были выполнены в программном комплексе *Boiler Designer* (табл. 1). Согласно расчетам, схема «2-1» имеет наибольшую длину теплообменного пучка выносного экономайзера по ходу газов, схема «2-3» – наименьшие габаритные размеры, однако за счет высоких скоростей продуктов сгорания аэродинамическое сопротивление теплообменного пучка выносного экономайзера превышает 2000 Па.

Таким образом, наиболее оптимальной является схема «3-2», т. к. имеет меньшее гидравлическое и приемлемое аэродинамическое сопротивления, что позволяет использовать серийно выпускаемые горелки. Масса и габариты теплообменной поверхности незначительно превышают аналогичные характеристики для схемы «2-3» и существенно меньше, чем для схемы «2-1».

Полученные в результате предварительных теплогидравлических расчетов выносного экономайзера для схемы «3-2» данные явились основой для конструкторской проработки теплообменного пучка выносного экономайзера с внутренним расположением коллекторов (рис. 2). При этом выносной экономайзер должен располагаться над котлом в БМК и обеспечивать возможность доступа для обслуживания как выносного экономайзера, так и водогрейного котла.

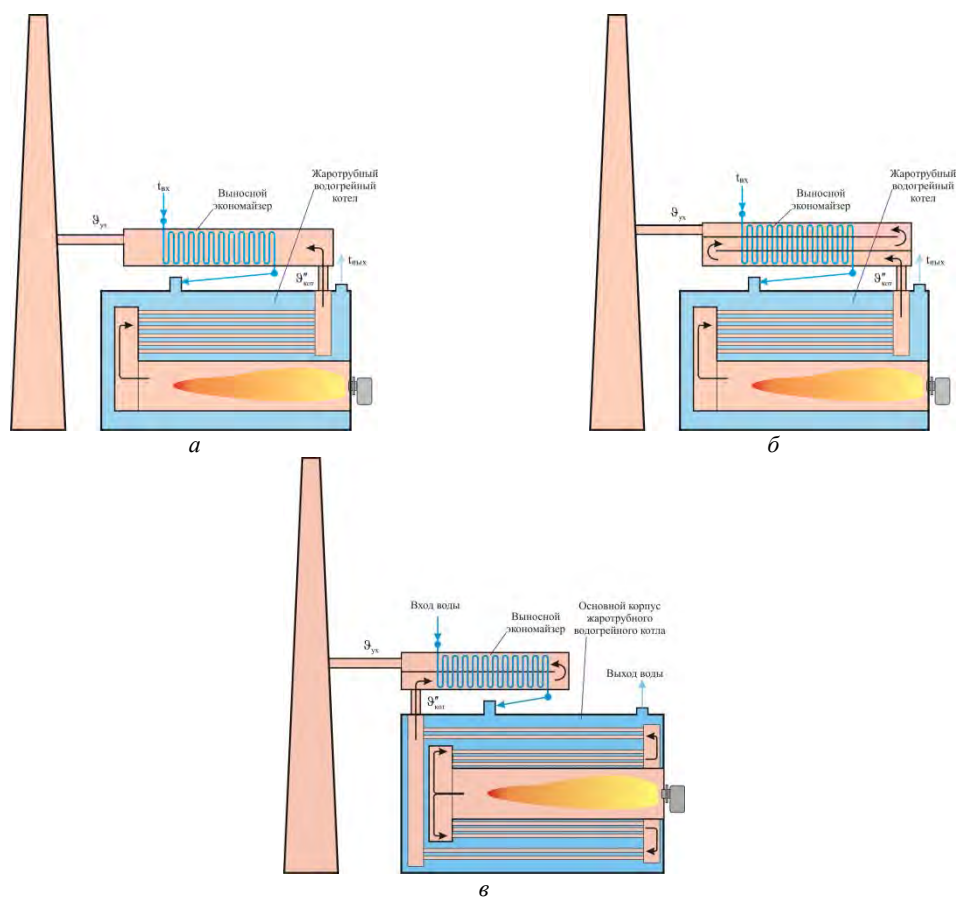


Рис. 1. Схемы компоновки котла и выносного экономайзера

Таблица 1

Результаты расчетов выносного экономайзера

Показатель	Вариант схемы		
	«2-1»	«2-3»	«3-2»
Нагрузка, МВт	3	3	3
Коэффициент избытка воздуха	1,15	1,15	1,15
Температура воды, °C:			
на входе	70	70	70
на выходе	72,7	72,6	72
Температура газов, °C:			
на входе	350	350	300
на выходе	136,4	137,9	136,9
Снимаемое тепло, МВт	0,32	0,32	0,24
Высота теплообменного пучка, м	0,8	0,7	0,7
Ширина теплообменного пучка, м	1	1	1
Длина теплообменного пучка по ходу газов, м	3,15	1,75	1,95
Диаметр труб, м	0,038	0,038	0,038
Толщина стенки, м	0,003	0,003	0,003
Продольный шаг, м	0,08	0,08	0,08
Поперечный шаг, м	0,05	0,05	0,05
Число параллельно включенных труб, шт.	24	24	24
Количество труб в ряду	12	12	12
Количество рядов труб	64	36	40
Площадь поверхности, м ²	73,3	36,1	40,1
Масса теплообменной поверхности, кг	1581	778	865
Расход воды, т/ч	103,2	103,2	103,2
Скорость газов, м/с	4,5	17	10,4
Массовая скорость воды, кг/(м ² с)	1485	1485	1485
Гидравлическое сопротивление, кгс/см ²	0,3	0,2	0,2
Аэродинамическое сопротивление, Па	147	2031	711

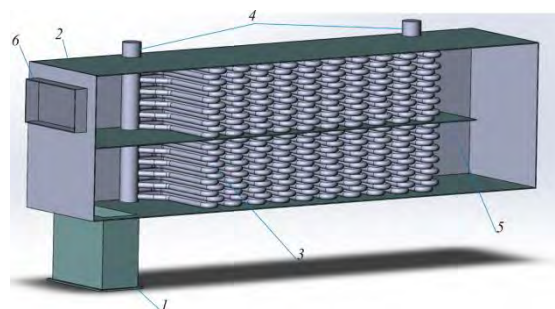


Рис. 2. Схема выносного экономайзера:

1 – патрубок входа продуктов сгорания; 2 – корпус; 3 – теплообменная поверхность; 4 – коллектора; 5 – разделительная перегородка; 6 – патрубок выхода продуктов сгорания

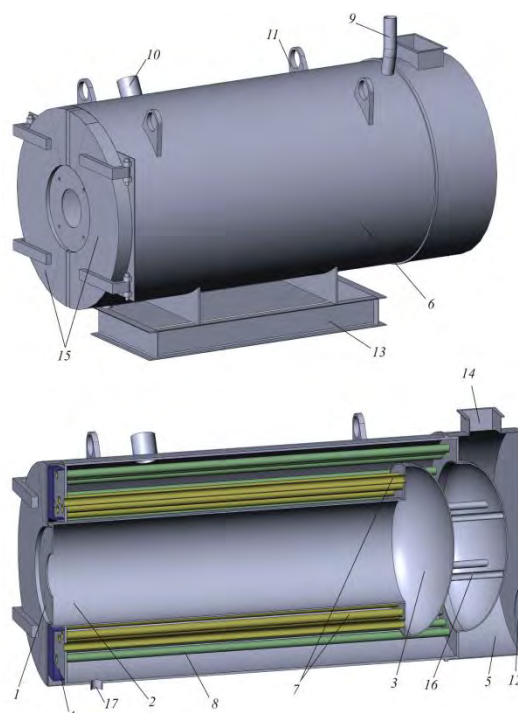


Рис. 3. Жаротрубный водогрейный котел

При разработке конструкции жаротрубного котла за основу была принята схема с симметричным распределением дымогарных труб второго и третьего хода по газам относительно оси жаровой трубы. Размеры жаровой трубы определялись из условий отсутствия наброса факела на стенки и наиболее полного выгорания топлива. На рис. 3 показана компоновка основного корпуса жаротрубного котла.

Сжигание сырой нефти происходит в дутьевой горелке, которая крепится к фланцу 1. Топка котла ограничивается жаровой трубой 2 (внутренний диаметр 950 мм и длина 3200 мм) и первым перепускным коробом 3. Продукты сгорания после жаровой трубы поступают в первый перепускной короб, состоящий из эллиптического днища, цилиндрической обечайки и трубной доски, к которой приварены дымогарные трубы первого хода 7.

Пройдя первый ход дымогарных труб 7, дымовые газы попадают во второй перепускной короб 4 и из него раздаются по дымогарным трубам второго хода 8, пройдя которые собираются в выпускной камере 5. После этого газы через перепускной газопровод 14 направляются в корпус выносного экономайзера.

Подача воды с температурой 70 °С осуществляется на вход выносного экономайзера, после нагрева в котором она через перепускной патрубок 9 поступает в водяной объём жаротрубного котла. После нагрева в жаровом котле вода с требуемой температурой 95 °С отводится через отводящий патрубок 10.

Фланец 1, дверцы 15, цилиндрическая часть корпуса котла 6 и выходная камера 5 образуют основной корпус жаротрубного котла, внутри которого установлены жаровая труба 2, перепускные короба 3 и 4, дымогарные трубы 7 и 8. Для жёсткости эллиптических днищ предусмотрены закладные трубы 16.

Как показывает практика, сжигание жидкого топлива сопровождается наличием отложений на внутренней стенке дымогарных труб. Выбор двух ходов дымогарных труб в основном корпусе котла производился из условия поддержания в них скоростей продуктов сгорания в диапазоне 20–25 м/с для улучшения конвективного теплообмена. При этом в качестве оптимального был выбран диаметр дымогарных труб, равный 76 мм. Использование труб большего диаметра позволяет снизить интенсивность отложений на внутренней стенке трубы и упростить их очистку.

Повышение скорости продуктов сгорания сверх 25 м/с приводит к резкому увеличению сопротивления газового тракта котла и соответственно росту эксплуатационных затрат. Снижение скорости продуктов сгорания в дымогарных трубах менее 20 м/с приводит к неэффективной работе поверхности теплообмена.

После охлаждения продуктов сгорания в корпусе жарового котла до 280 °С, они направляются в выносной экономайзер. Скорость среды в трубах принималась равной 1,5 м/с, что укладывается в рекомендуемый диапазон 1,2–1,5 м/с по условию отсутствию заноса и отложений внутри горизонтальных труб [3].

Для оптимизации конструкторских решений по котлу было рассмотрено 2 варианта труб отечественного производства с максимально большим диаметром, позволяющим использовать толщину стенки 4,0 мм. В первом случае рассматривались коррозионностойкие (из сталей 08X18H10T, 08X18H12T) трубы 68×4 [6], во втором случае – обычные трубы 60×4 [7].

Результаты сравнения основных характеристик разработанных котлов при сжигании сырой нефти и использовании дымогарных труб (ДТ) 76×4,5, 68×4 и 60×4 представлены в табл. 2. Во всех рассмотренных вариантах длина жаровой трубы оставалась неизменной и равной 3,2 м. При этом была произведена корректировка температуры воздуха на входе в котел, которая по эксплуатационным условиям была снижена с 25 до 10 °С.

Использование дымогарных труб с толщиной стенки 4 мм вместо 4,5 мм позволило сократить их массу и массу выносного экономайзера на 7–13 %. При этом КПД котла остался выше 94 %, что обеспечивается только при использовании труб 60×4.

Из приведённых в табл. 2 результатов расчётов видно, что масса варьируемых поверхностей теплообмена в котле обратно пропорциональна его КПД. Увеличение КПД котла на 0,1 % приводит к росту металлоёмкости основных элементов котла примерно на 1,2 %.

Использование в котле дымогарных труб 60×4 по сравнению с остальными вариантами привели к уменьшению длины цилиндрической части поворотной камеры с 240 до 40 мм и, как следствие, к уменьшению длины второго ряда дымогарных труб с 3,6 до 3,4 м.

Таблица 2

Сравнение основных характеристик разработанных вариантов конструкции жаротрубных котлов

Параметр	Дымогарные трубы		
	76×4,5	68×4	60×4
КПД котла (при температуре воздуха на входе в котел + 25, °C), %	94,9	94,2	94,7
КПД котла (при температуре воздуха на входе в котел + 10 °C), %	94,3	93,6	94,1
Температура уходящих газов, °C	130	145	133
Температура продуктов сгорания перед выносным экономайзером, °C	275	245	220
Число дымогарных труб 2 хода, шт.	44	52	70
Число дымогарных труб 3 хода, шт.	30	36	42
Скорость продуктов сгорания в дымогарных трубах, м/с	23–25	23–26	25
Масса дымогарных труб, кг	1960	1855	2015
Масса труб экономайзера, кг	865	605	605
Аэродинамическое сопротивление поверхностей теплообмена котла с выносным экономайзером, Па	1025	910	990

Принятые решения по сортаменту дымогарных труб и режимам сжигания природного газа позволили значительно оптимизировать конструкцию выносного экономайзера. Основные расчетные характеристики выносного экономайзера, полученные для сжигания основного топлива – сырой нефти, представлены в табл. 3. При этом следует отметить, что до оптимизации выносной экономайзер разрабатывался при использовании в котле дымогарных труб 76×4,5, а после оптимизации в рамках данного этапа – с дымогарными трубами 60×4.

Применение дымогарных труб 60×4 позволило уменьшить теплообменную поверхность выносного экономайзера на 30 % и, соответственно, сократить количество петель с 10 до 7. При меньшем количестве петель выносного экономайзера его длина уменьшилась с 1950 до 1550 мм. Кроме того длина самого котла с дымогарными трубами 60×4 сократилась до 4262 мм и является наименьшей из всех рассмотренных вариантов.

Таблица 3

Сравнение основных характеристик разработанных вариантов конструкции выносного экономайзера жаротрубных котлов

Параметр	Дымогарные трубы		
	76×4,5	68×4	60×4
Типоразмер труб экономайзера, мм	38×3	38×3	38×3
Число параллельных труб, шт.	24	24	24
Тепловая мощность, кВт	215	150	125
Площадь поверхности теплообмена, м ²	40	28	28
Число рядов труб по ходу газов, шт.	40	28	28
Число петель, шт.	10	7	7
Средняя скорость продуктов сгорания, м/с	9	9,1	8,7
Аэродинамическое сопротивление, Па	680	480	460

Меньшая температура продуктов сгорания при использовании дымогарных труб 60×4 привела к падению их объемного расхода и снижению скорости газов на 0,3 м/с. В результате произошло некоторое снижение аэродинамического сопротивления в выносном экономайзере. При этом, однако, суммарное сопротивление поверхностей теплообмена по всему тракту продуктов сгорания от горелки до дымовой трубы в котле с дымогарными трубами 60×4 больше почти на 10 %, чем с дымогарными трубами 68×4.

Таким образом, можно констатировать, что наилучшими технико-экономическими параметрами обладает конструкция котла с использованием дымогарных труб 60×4 мм. Эскиз разработанного водогрейного котла представлен на рис. 4.

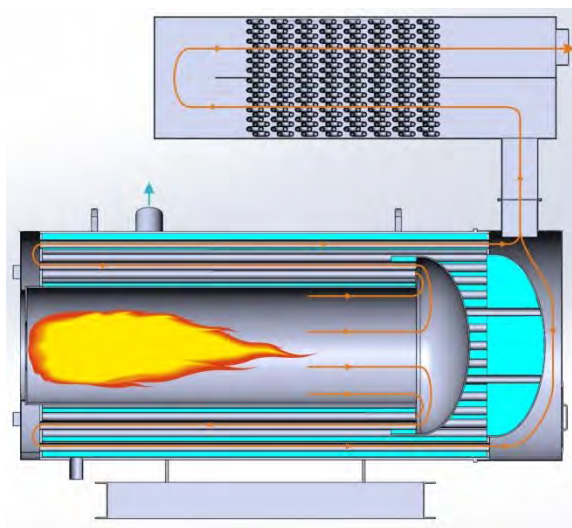


Рис. 4. Эскиз жаротрубного водогрейного котла с выносным экономайзером

Выводы

1. Выполнены исследования различных компоновок водогрейных котлов с выносным экономайзером и их тепловых схем. Показано, что оптимальной является схема "трехходовой котел и двухходовой экономайзер".
2. Предложена конструкция выносного экономайзера с внутренним расположением коллекторов, предусматривающая его расположение над котлом в БМК и обеспечивающая возможность доступа для обслуживания как выносного экономайзера, так и водогрейного котла.
3. Проведена оптимизация конструкторских решений по водогрейному котлу, определена конструкция, обладающая наилучшими технико-экономическими показателями.
4. Предложена конструкция и выполнены теплогидравлический и аэродинамический расчеты жаротрубного котла мощностью 3 МВт, работающего на сырой нефти, с включенным выносным экономайзером для блочно-модульной котельной.

Список литературы

1. **Росляков, П.В.** Технические решения для малогабаритного водогрейного котла [Текст] / П.В. Росляков, Ю.В. Проскурин, И.Л. Ионкин, К.А. Плешанов // Промышленная энергетика. – 2017 (в печати).
2. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) [Текст]. – СПб: НПО ЦКТИ, 1998.
3. **ГОСТ 30735–2001.** Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4,0 МВт. Общие технические условия. – М., 2001.
4. **РД 34.26.105.** Методические указания по предупреждению низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и газохода котлов.
5. **Бузников, А.А.** Пароводогрейные котлы для электростанций и котельных [Текст] / Е.Ф. Бузников, А.А. Верес, В.Б. Грибов. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
6. **ТУ 14-ЗР-197–2001.** Трубы бесшовные из коррозионностойких сталей с повышенным качеством поверхности. Технические условия [Текст]. – Екатеринбург: АО «УралНИТИ», 2001.
7. **ТУ 14-ЗР-55–2001.** Трубы стальные бесшовные для паровых котлов и трубопроводов. Технические условия [Текст]. – М.: ОАО «РосНИТИ», 2001.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЙ СТРУКТУРНО-КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЛАЖНО-ПАРОВЫХ ПОТОКОВ В МОДЕЛЬНЫХ И НАТУРНЫХ ТУРБИНАХ

Н.Ю. БОКУЧАВА, А.В. ТЕРЕНТЬЕВ (ОАО «НПО ЦКТИ им. И.И. Ползунова», г. Санкт-Петербург, Россия)

Изучение фракционного состава влажно-парового потока пара в ступенях, работающих в зоне конденсации, необходимо для поиска путей повышения КПД и надежности паровых турбин.

Выделяют два вида влаги: процессная (диаметр капель менее 2 мкм), являющаяся одной из причин снижения КПД, и эрозионно-опасная (диаметр капель более 20 мкм), приводящая к преждевременному износу лопаток, а также к снижению КПД.

Общее описание

На рис. 1 представлена общая схема измерительного комплекса. Основные компоненты комплекса следующие:

- оптические зонды:
 - видеозонд – для измерения параметров эрозионно-опасной влаги,
 - зонд измерения влажности - для измерения параметров процессной влаги;
- блок вторичной и вспомогательной аппаратуры;
- программное обеспечение для проведения эксперимента и обработки данных.

Автоматизированный комплекс может быть использован для проведения испытаний не только на модельной, но и на натурной турбине. Линейное (по высоте лопатки) и угловое (поворот вокруг собственной оси) перемещения зондов осуществляются с помощью унифицированной системы траверсирования с шаговыми моторами и специальным контроллером.

Для защиты оптических элементов от водяных пленок и загрязнений в зондах предусмотрена система подачи сухого воздуха на оптические элементы.

Работа комплекса полностью автоматизирована и осуществляется с удаленного компьютера.

Зонды состоят из оптических головок и штанги диаметром 20 мм. Оптические головки имеют сходные геометрические размеры (максимальный диаметр 25 мм). На рис. 2 показано сравнение головки зонда измерения влажности и головки видеозонда.

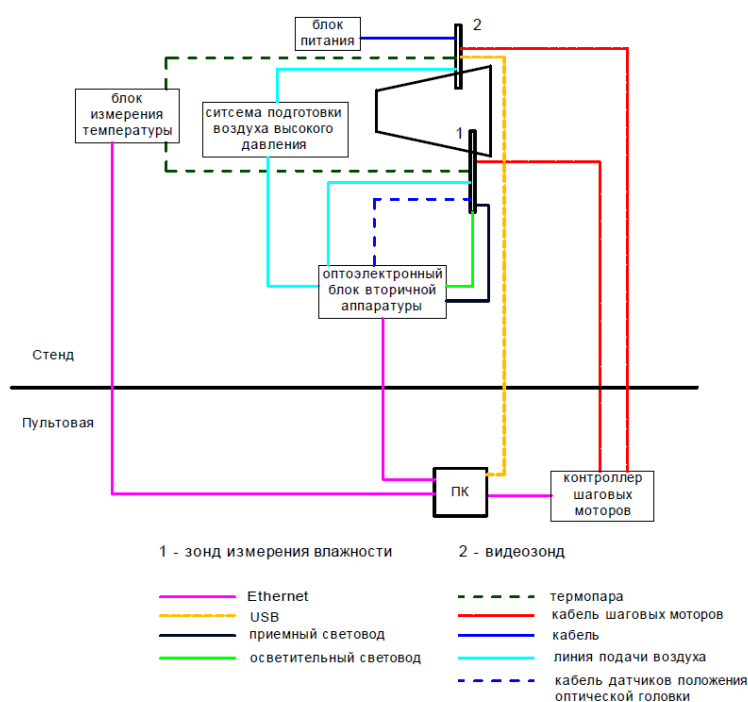


Рис. 1. Общая схема измерительного комплекса



Рис. 2. Внешний вид головок зонда измерения влажности и видеозонда

Измерение параметров процессной влаги

Измерения параметров процессной влаги базируются на использовании метода спектральной прозрачности [1]. Измеряя ослабление излучения влажно-паровым потоком и решая обратную задачу светорассеяния, рассчитываются объемная концентрация и средний размер капель.

Рабочий диапазон измерений параметров процессной влаги:

Радиус капель, мкм	0,03–0,8
Объемная концентрация	$10^{-8} - 10^{-4}$
Температура, °C	10–160

Зонд измерения влажности имеет ряд особенностей:

- благодаря открытой конструкции оптической головки (рис. 3) зонд нечувствителен к углу натекания потока в пределах $\pm 20^\circ$;

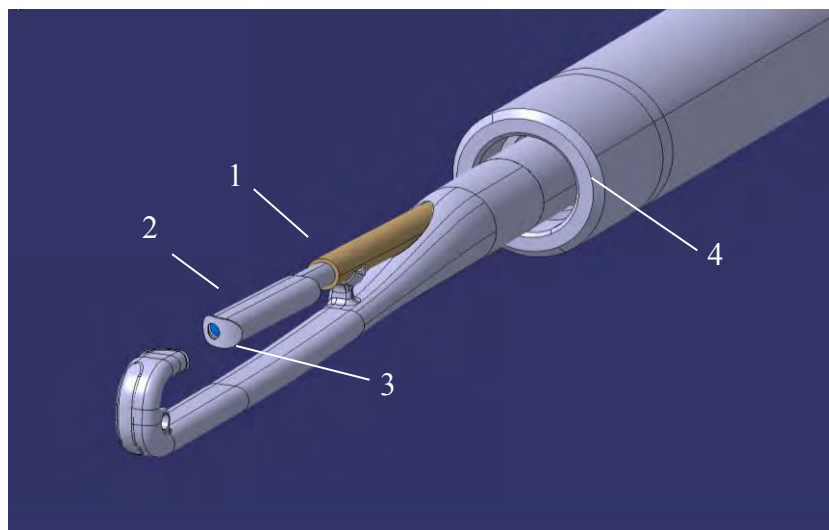


Рис. 3. Оптическая головка зонда:

1 – подвижный шток с осветительным световодом; 2 – неподвижная часть зонда с приемным световодом; 3 – термопара; 4 – защитная труба

- зонд снабжен пневмоприводом, который позволяет смещать подвижный шток с осветительным световодом на фиксированное расстояние. Это дает возможность проводить измерения неослабленного сигнала и ослабление на разных базах просвечивания. Это позволяет получить высокую чувствительность измерений в различных сечениях;
- помимо измерений степени влажности, данный зонд также измеряет температуру потока с помощью термопары, установленной в головке зонда (см. рис. 3).

Оптический зонд и вторичная аппаратура связаны световодами, электрическими кабелями и пневматическими линиями.

Вторичная измерительная аппаратура представляет собой оптоэлектронный блок, включающий источник излучения и приемник сигнала, а также контроллер для управления пневматическим блоком (сведение/разведение оптической головки). В качестве источника излучения используется осветитель DH2000 (комбинация дейтериевой и галогеновой лампы), который излучает в широком диапазоне спектра (от 200 до 950 нм). Приемником излучения является спектрограф QE65000, регистрирующий сигнал на 1000 длин волн в том же спектральном диапазоне. Использование источника излучения с таким широким спектром позволяет измерять очень мелкие капли радиусом от 0,03 мкм. Зонд соединен с источником излучения и спектрографом специальными кварцевыми световодами с широкой полосой пропускания (от 220 до 1200 нм).

Комплекс позволяет проводить одновременно измерения несколькими зондами влажности. Так, на испытательном стенде ОАО «НПО ЦКТИ» используется до шести зондов измерения влажности одновременно:

- четыре подвижных зонда для измерений в различных сечениях проточной части (рис. 4, а);
- два неподвижных зонда для измерений в трубах отбора (рис. 4, б).

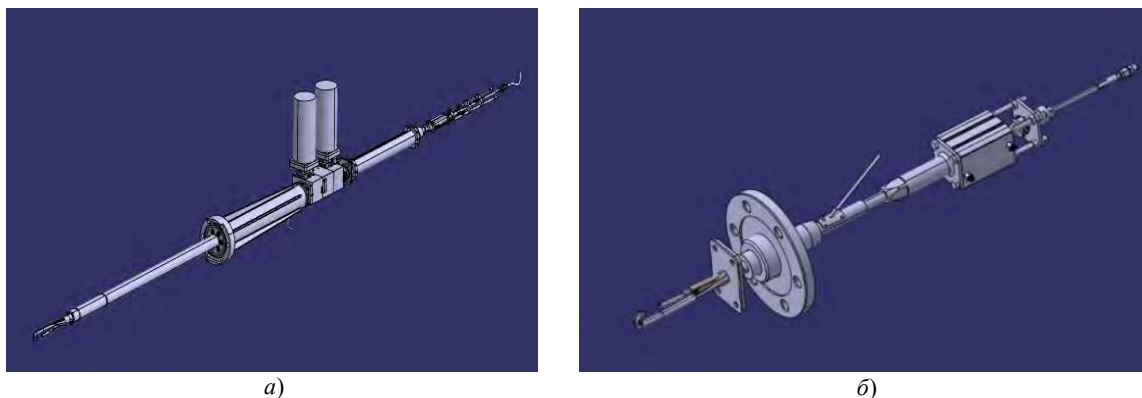


Рис. 4. Внешний вид зондов измерения влажности:
а – подвижный зонд измерения влажности; б – неподвижный зонд измерения влажности

Результатами измерений на турбине являются спектры ослабления излучения ($I(\lambda)/I_0(\lambda)$, $I(\lambda)$ – излучение, ослабленное каплями воды; $I_0(\lambda)$ – неослабленное излучение). Для обработки спектров ослабления разработано специальное ПО, выходными данными которого являются средний радиус R_{32} и объемная концентрация капель C_v .

Базовый метод обработки – так называемый интегральный метод, разработанный в ОАО «НПО ЦКТИ» [1]. На рис. 5, а представлена блок-схема этого метода обработки. При расчете используется теоретическая зависимость ослабления излучения одиночной каплей в зависимости от размера капли с учетом дисперсии показателя преломления. Используя объемную концентрацию и плотность пара (из газодинамических измерений) рассчитывается степень влажности пара.

Кроме этого метода, был разработан еще один метод – метод приведения к интегралу Фурье [2], позволяющий определить закон распределения капель по размерам (рис. 5, б). В работе [3] представлен сравнительный анализ этих методов.

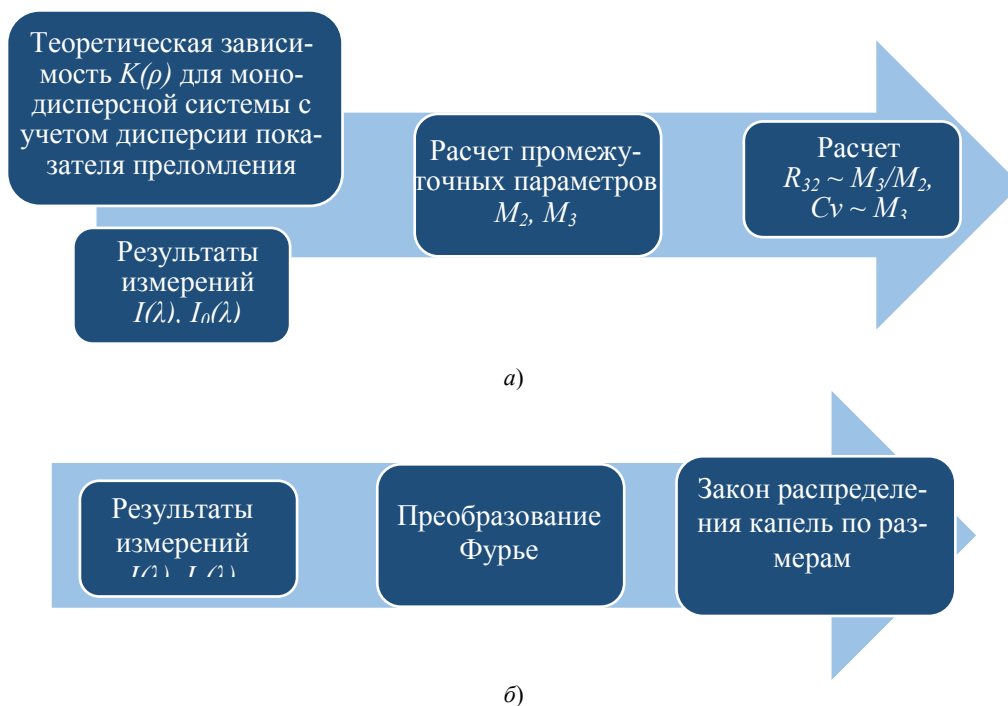


Рис. 5. Блок-схема методов обработки измерений:
а – интегральный метод; б – метод приведения к интегралу Фурье

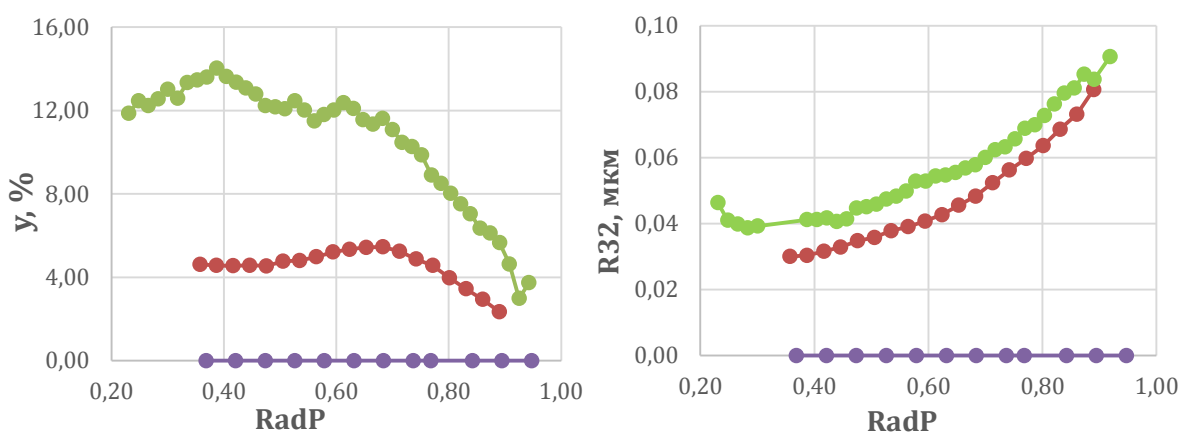


Рис. 6. Пример результатов измерения:

RadP – относительная высота лопатки; *a* – степень влажности в трех контрольных сечениях; *b* – средний радиус в трех контрольных сечениях

Проведение измерений полностью автоматизировано, для чего используется специально разработанное ПО. Программа для штатных испытаний выполняет следующие функции:

- управляет перемещением зонда вдоль высоты лопатки и поворотом зонда вокруг своей оси по заранее заданным точкам; как правило, задаваемое количество точек от 10 до 50 в зависимости от сечения. Полное время измерений в одном контрольном сечении не превышает 10 мин;
- записывает неослабленный и ослабленный сигналы $[I_0(\lambda), I(\lambda)]$;
- проводит обработку измерений сразу после окончания замера;
- формирует файл с выходными данными (C_v , R_{32} , T) для дальнейших расчетов параметров потока.

Комплекс используется в качестве штатного измерительного средства.

На рис. 6 представлен пример результатов измерения параметров процессной влаги: степени влажности влажно-парового потока y и среднего (заутеровского) радиуса R_{32} в различных контрольных сечениях. Таким образом, комплекс позволяет получить полную картину возникновения и развития процессной влаги в ЦНД.

Измерение параметров эрозионно опасной влаги

Для измерения параметров крупных эрозионно опасных капель используется видеозонд. Он позволяет определять закон распределения капель по размерам, распределение капель по значениям скоростей и направлению движения.

Комплекс состоит из видеозонда и удаленного компьютера с программным обеспечением для записи и обработки данных. Электронные компоненты управления лазерами и матрицей видеокамеры размещены на электронной плате, которая установлена внутри оптической головки видеозонда. От самого видеозонда отходит USB кабель для соединения с ПК (см. рис. 1).

Оптическая схема видеозонда представлена на рис. 7. Излучение от лазерных диодов проходит через направляющие призмы, два пучка формируют измерительный объем, как показано на рис. 7. Измерения основаны на импульсной фоторегистрации капель, пролетающих через измерительный объем зонда.

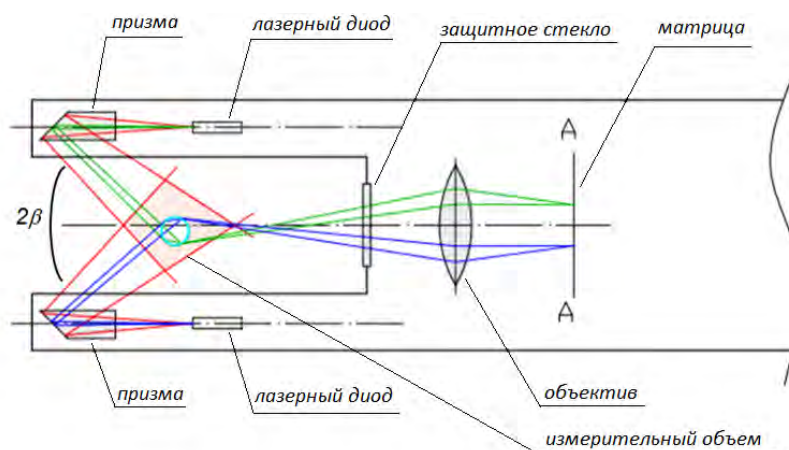


Рис. 7. Оптическая схема видеозонда

В зонде используется так называемая темнопольная система освещения. Ее принцип заключается в следующем: при попадании капли в измерительный объем на темном фоне матрицы изображение капли формируется преломленными в ней лучами в виде двух бликов с противоположных сторон капли (рис. 8). Расстояние между ними и есть диаметр капли [4]. Контроллер лазеров формирует серии коротких импульсов, которые позволяют зарегистрировать трек пар бликов от движущейся капли (рис. 9), что позволяет измерить скорость капли и направление ее движения.

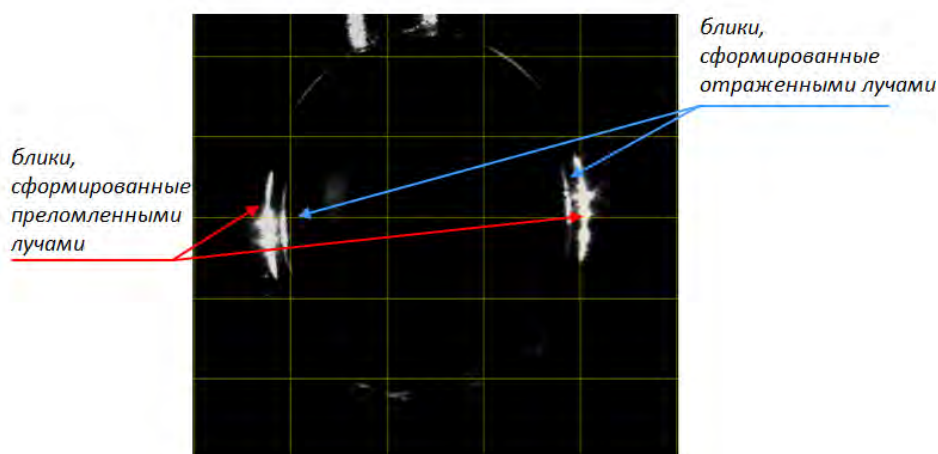


Рис. 8. Формирование изображения капли

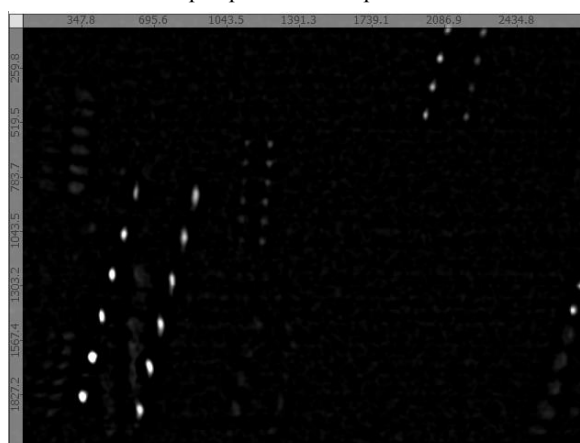


Рис. 9. Примеры регистрации движущихся капель

Благодаря тому, что контроллер обеспечивает импульсы в диапазоне от 40 нс до 60 мкс, комплекс имеет широкий диапазон измерений параметров эрозинно-опасных капель:

- скорость: до 300 м/с
- диаметр: 20–600 мкм

Программное обеспечение состоит из двух программ: для регистрации и для обработки видеоизображений.

Программа для регистрации записывает видеофрагменты длительностью 1 мин. В этой программе устанавливаются параметры генератора импульса: длительность импульса, количество импульсов в серии, количество серий на кадре.

Программа для обработки видео использует в качестве входных данных видеофрагменты, записанные в результате измерений. Выходными данными является csv-файл с параметрами всех обнаруженных на фрагменте капель (скорость, размер, направление движения). Программа может работать в трех режимах:

автоматический режим: программа сама обнаруживает пары бликов и оценивает параметры по заранее заданным оператором уровням яркости;

полуавтоматический режим: оператор выделяет интересующую его область, программа в этой области находит пары бликов и оценивает параметры капель;

ручной режим: оператор сам определяет пары бликов, программа оценивает параметры отмеченных оператором капель.

На рис. 10 показан пример результатов обработки измерений системой исследования крупной влаги.

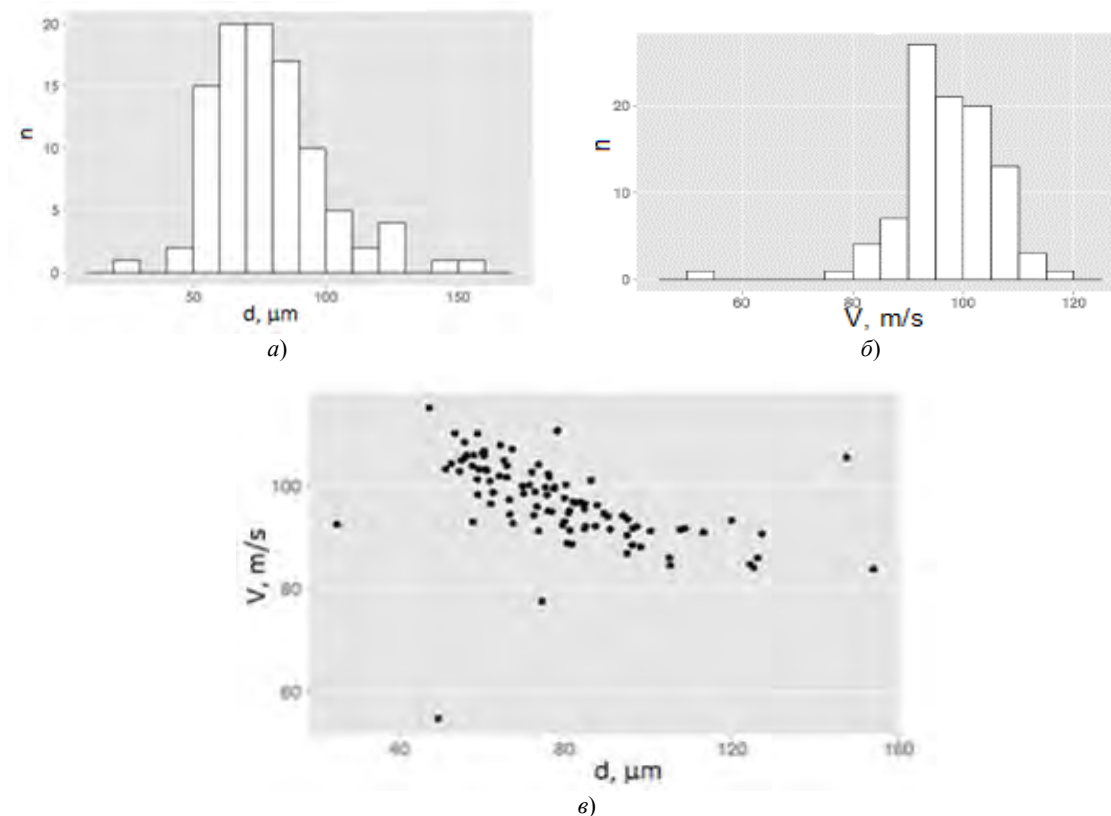


Рис. 10. Пример результатов измерений:

n – количество капель; d – диаметр, V – скорость; а – распределение капель по размерам; б – распределение капель по скоростям; в – соотношение скоростей и размеров капель

Выводы

Разработан и реализован автоматизированный комплекс для структурно-кинематических измерений параметров влажно-паровых потоков в модельных и натурных турбинах. Он позволяет получать параметры как процессной влаги (средний размер, степень влажности, температуру потока), так и параметры эрозионно опасной влаги (распределение капель по размерам и скоростям, направление движения).

Данный комплекс успешно эксплуатируется на модельной турбине НПО ЦКТИ и может быть использован для аналогичных измерений на натурной турбине.

Список литературы

1. **Фельдберг, Л.А.** Измерение объемной концентрации диспергированной фазы методом спектральной прозрачности [Текст] / Л.А. Фельдберг, А.В. Терентьев, А.Р. Шустер // Оптические методы исследований потоков: труды VIII Международной научно-технической конференции. – М.: МЭИ, 2005.
2. **Фельдберг, Л.А.** Измерение фракционного состава высокодисперсного газочапельного потока в экспериментальной турбине [Текст] / Л.А. Фельдберг, Н.В. Семидетнов, А.В. Терентьев, А.Р. Шустер // Оптические методы исследования потоков: труды XII Международной научно-технической конференции. – М.: МЭИ, 2013.
3. **Бокучава, Н.Ю.** Решение обратной задачи рассеяния света высокоскоростным потоком конденсирующегося пара [Текст] / Н.Ю. Бокучава, А.В. Терентьев, Л.А. Фельдберг // Оптические методы исследования потоков: труды XIII Международной научно-технической конференции. – М.: МЭИ, 2015.
4. **А. с. 1485079 СССР.** Фотограмметрический зонд для регистрации капель влаги в потоке пара или газа [Текст] / А.Л. Добкес, Л.А. Фельдберг, А.И. Филиппов. – М., 1989.

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ И ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ НА ОБЪЕКТАХ ТЭК

В.А. БАБКИН

(АО «АНПЗ ВНК», Красноярский край, Большеулуйский район, промзона НПЗ, Россия)

В структуре российской экономики топливно-энергетический комплекс (далее – ТЭК) занимает центральное место, выполняя не только функцию снабжения топливно-энергетическими ресурсами (далее – ТЭР), но и являясь источником существенной части доходов страны. Поэтому перспективам развития данного промышленного комплекса неизменно уделяется повышенное внимание [10].

Решая в целом энергосберегающие задачи на объектах ТЭК, его предприятия сами являются потребителями значительного количества ТЭР. При этом потребляются все виды энергоресурсов: электрическая и тепловая энергия, котельно-печное топливо. Потребление энергоресурсов зависит от состава, технологии подготовки и переработки сырья, а также оптимальной загрузки оборудования.

Эффективность использования энергетических ресурсов определяет устойчивый рост экономики России, ее конкурентоспособность и энергетическую безопасность [10].

Актуальность темы обусловлена все возрастающей необходимостью снижения уровня энергопотребления и повышения энергоэффективности для решения поставленных государством задач.

Нефтяная сфера – одна из ключевых секторов российской экономики, которая влияет на определяющие темпы и пути социально-экономического развития государства, подвержена наибольшему регулированию со стороны государства, чем большинство других отраслей. Самой важной специфичной чертой нефтяной сферы выступает то, что она не только способна генерировать огромные денежные ресурсы, но и аккумулировать их для решения большого числа социально-экономических проблем [6].

Нефтеперерабатывающая отрасль характеризуется энергоёмким производством: затраты на ТЭР являются вторыми по величине в структуре расходов после затрат на сырье [10].

В настоящее время нефтяная сфера экономики РФ представлена системой отраслевого кластера, в основе которого стоят вертикально интегрированные компании (ВИНК) – это крупные холдинги, имеющие полный производственный цикл, – начиная геологоразведкой, через собственную сеть добычи и нефтепереработки, заканчивая сбытом нефтяных продуктов конечным потребителям [5, 6].

ПАО «НК «Роснефть» входит в тройку крупнейших потребителей ТЭР в Российской Федерации. Структурный анализ распределения ТЭР по видам и направлениям деятельности показывает, что основным потребителем электроэнергии (87 %) является процесс добычи нефти и газа, а основным потребителем теплоэнергии (72 %) и топлива (85 %) – процесс переработки нефти [12].

На фоне стабильно высокого темпа роста тарифов, а также высокой доли энергозатрат в структуре операционных затрат основных направлений деятельности (нефтедобыча – 20 %, нефтепереработка – 25 %) вопросы повышения энергоэффективности производства приобретают всё большую актуальность [12].

Направлением исследования принят процесс переработки нефти.

НПЗ представляет собой совокупность основных нефтетехнологических процессов (установок, цехов, блоков), а также вспомогательных и обслуживающих служб [1].

Технологические схемы установок включают в себя большое количество технологически увязанного теплообменного и печного оборудования, эффективность работы которых, также как и схем рекуперации тепла, влияет на расход топливно-энергетических ресурсов в процессе переработки нефти [1–3].

Можно выделить три наиболее четко выраженных направления возможного повышения энергоэффективности теплообменных систем: первое – установка нового современного и более эффективного оборудования, второе – использовать уже задействованное оборудование и повысить степень его эффективности за счет переобвязки потоков и/или его доработки с применением современных энергоэффективных материалов и третье – это совокупность описанных выше направлений.

Выбор того или иного пути определяется величиной капитальных вложений, временем простоя установок и недовыработкой товарной продукции, сроком окупаемости вложений.

Оптимально подобранные схемы рекуперации тепла технологических потоков влияют как на снижение потребления котельно-печного топлива за счёт более эффективного обращения в системе собственной тепловой энергии, так и на потребление электроэнергии, в том числе аппаратами воздушного охлаждения (далее – АВО) путём снижения на них тепловой нагрузки [2, 3].

В процессах нефте- и газопереработки для обеспечения необходимой температуры в аппаратах требуется подводить или отводить тепло. Для этого на технологических установках широко используются специальные аппараты, называемые теплообменными, или теплообменниками [8, 9].

На изготовление аппаратов, предназначенных для нагрева и охлаждения потоков сырья, продуктов и реагентов, затрачивается до 30 % общего расхода металла, идущего на всё технологическое оборудование. От правильного выбора типа и конструкции теплообменных аппаратов, применяемых на тех или иных технологических установках, во многом зависят показатели работы всего производства (завода). Высокая эффективность работы теплообменных аппаратов позволяет сократить расход топлива и электроэнергии, затрачиваемой на тот или иной технологический процесс, и оказывает существенное влияние на его технико-экономические показатели [8, 9].

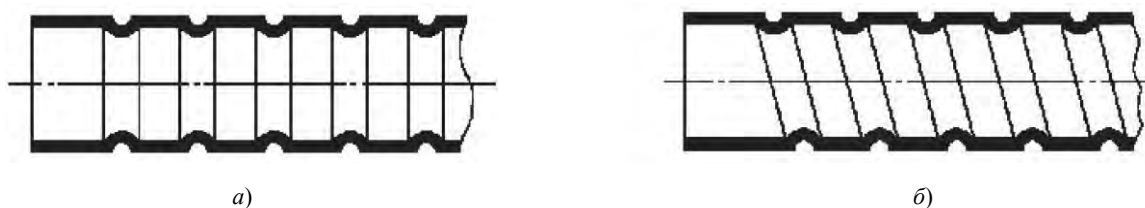


Рис. 1. Трубы с турбулизаторами:

а – диафрагмовая труба с вертикальными канавками, *б* – диафрагмовая труба с наклонными канавками

Применительно к нефтегазоперерабатывающей промышленности в литературе теплообменные аппараты классифицируются по следующим основным признакам: по способу передачи тепла, по назначению [1, 9]; по принципу действия, целевому назначению и конструкции, а также по технологическому признаку [8].

В зависимости от конструкции теплообменные аппараты можно разделить на несколько групп: с поверхностью теплообмена из труб – кожухотрубчатые, труба в трубе, погружные, оросительные и др.; с поверхностью теплообмена из листового проката – спиральные, пластинчатые и др., каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки [1, 8, 9]. Интенсификация теплообмена в них достигается путем снижения (или полного исключения) застойных зон, модификации поверхности теплообмена, увеличения скорости движения теплообменивающихся потоков и степени их турбулизации, снижения (или полного предотвращения) образования отложений на теплопередающей поверхности [1, 7, 9].

В качестве примера интенсификации теплообмена в аппаратах с поверхностью теплообмена из труб можно привести пример диафрагмированных труб, которые изготавливаются отечественными машиностроительными заводами путем нанесения на гладкие трубы поперечных вертикальных (рис. 1, *а*) или наклонных спиральных (рис. 1, *б*) канавок [7, 9].

На наружной поверхности трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки. При этом на внутренней стороне трубы образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Кольцевые диафрагмы и канавки турбулизируют поток в пристеночном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать данные трубы в тесных пучках и не менять технологии сборки аппаратов [7].

В тех случаях, когда коэффициенты теплопередачи по обеим сторонам теплообменника соизмеримы или когда они спереди трубы меньше, чем внутри, необходима также интенсификация теплообмена в межтрубном пространстве. Более эффективным в данном случае будет применение плотноупакованных пучков витых труб [7] (рис. 2).

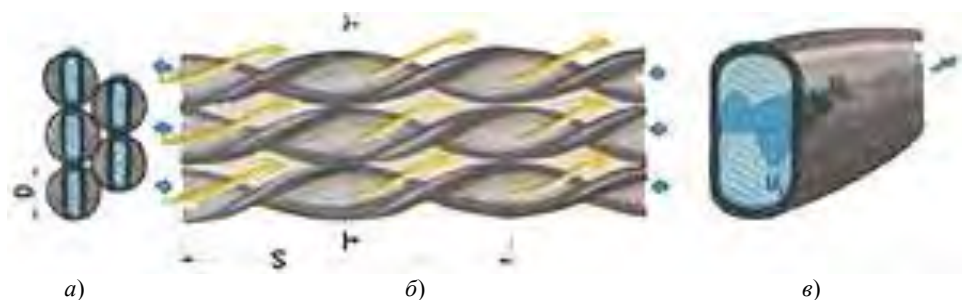


Рис. 2. Витые трубки:

а – пучок труб (фрагмент) в разрезе; *б* – пучок труб (фрагмент); *в* – схема течения внутри витой трубы

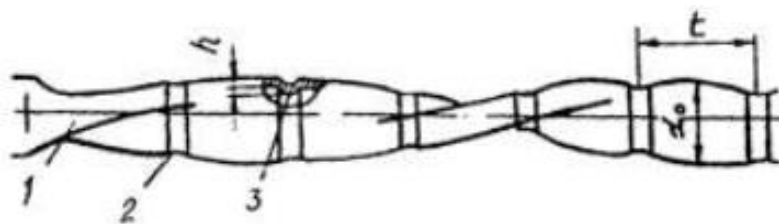


Рис. 3. Витая трубка овального профиля с поперечными канавками:
1 – труба; 2 – канавки; 3 – диафрагмы

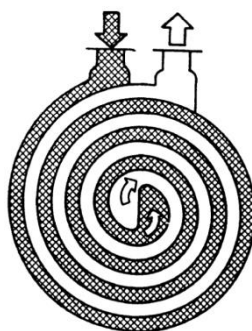


Рис. 4. Поверхность теплообмена из листового проката. Спиральный теплообменник

Наибольший эффект дает применение витых труб с накатанными на них поперечными канавками снаружи и выступами внутри (рис. 3) [7].

Внутри этих труб коэффициент теплопередачи возрастает до 2,4–2,5 раза, а снаружи на 30–50 % [7].

Примером из другой конструктивной группы с поверхностью теплообмена из листового проката (рис. 4) является спиральный теплообменник [4].

Спиральный теплообменник представляет собой два спиральных канала, навитых из рулонного материала вокруг центральной перегородки [4].

Одно из назначений спиральных теплообменников – нагревание и охлаждение высоковязких жидкостей [4] и загрязненных потоков [9].

Благодаря тому, что площадь поперечного сечения каналов по всей длине остается неизменной, загрязнения на стенках в работающем аппарате лучше смываются потоком рабочей среды и теплообменник может продолжительное время работать без чистки [9].

Достоинством теплообменников со спирально навитыми каналами является компактность, легкость создания высоких скоростей движения теплообмениваемых сред и, как следствие, более высокие тепловые показатели (коэффициент теплопередачи, тепловая напряженность). Гидравлическое сопротивление таких аппаратов относительно невелико и меньше, чем у кожухотрубчатых при одинаковой скорости движения рабочих сред [9].

Необходимо отметить, что при выборе на практике того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и её универсальность для различных сред, технологичность изготовления поверхности и сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, загрязняемость поверхности, особенности эксплуатации и т. д. Все эти обстоятельства существенно снижают выбор одного из многочисленных методов интенсификации [7].

Трубчатые печи широко распространены в нефтеперерабатывающей, нефтехимической, коксохимической и других отраслях промышленности, являются составной частью многих установок и применяются в различных технологических процессах [8, 9].

Основные показатели, характеризующие работу трубчатой печи – это полезная тепловая нагрузка, теплонапряженность поверхности нагрева и топочного пространства, коэффициент полезного действия печи [9].

Трубчатая печь состоит из камеры сгорания или радиации, в которой размещаются радиантные трубы и сжигается топливо, и камеры конвекции, в которой находятся конвекционные трубы, обогреваемые дымовыми газами, поступающими из камеры сгорания [8].

Из всего количества тепла, воспринятого радиантными трубами, значительная часть (85–90 %) передается излучением от пламени и раскаленных поверхностей огнеупорной футеровки, остальное конвекцией. Наибольшее количество тепла в камере конвекции передается путем конвекции, оно достигает 60–70 % общего количества тепла, воспринимаемого этими трубами. Передача тепла излучением от газов составляет 20–30 %; излучением стенок кладки конвекционной камеры передается в среднем около 10 % тепла [9].

Интенсификация процесса передачи тепла нагреваемому продукту может быть достигнута путем увеличения излучательной способности задействованных поверхностей [8, 9], а также снижения (или полного предотвращения) образования отложений на теплопередающей поверхности.

Для трубчатых печей КПД колеблется в пределах от 0,65 до 0,85 [9].

Повысить значение КПД печи можно путем интенсификации теплообмена излучением [11].

Одним из способов управления лучистым теплообменом в тепловых агрегатах является направленное изменение радиационных характеристик участвующих в нем поверхностей за счет нанесения на них покрытий, играющих роль интенсификаторов теплообмена [11].

Предметом исследования принят процесс первичной переработки нефти по причине концентрации в себе обширной номенклатуры оборудования и значительного его числа, схем рекуперации тепловой энергии, оказывающих влияние на потребление ТЭР.

Процессы перегонки нефти осуществляют на так называемых атмосферных трубчатых (АТ) и вакуумных трубчатых (ВТ) или атмосферно-вакуумных трубчатых установках (АВТ) [1].

Современные процессы перегонки нефти являются комбинированными с обезвоживанием и обессоливанием, вторичной перегонкой и стабилизацией бензиновой фракции: ЭЛОУ-АТ, ЭЛОУ-АВТ, ЭЛОУ-АВТ-вторичная перегонка и т. д. [1].

Блок атмосферной перегонки нефти высокопроизводительной, наиболее распространенной в нашей стране установки ЭЛОУ-АВТ-6 функционирует по схеме двукратного испарения и двукратной ректификации [1].

В общем виде принципиальная схема блока атмосферной перегонки нефти представлена на рис. 5 [1, 2].

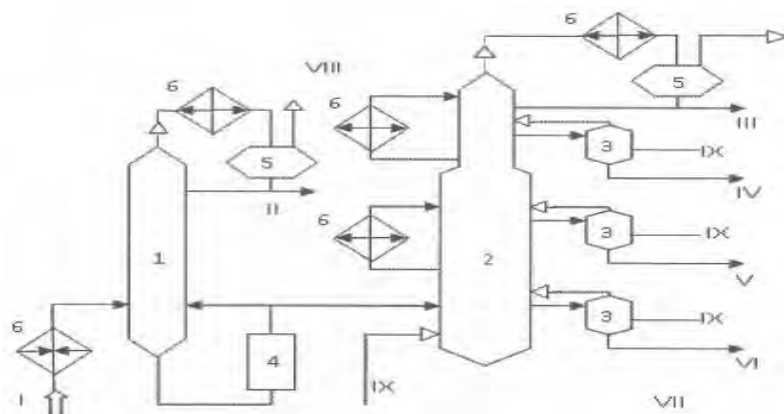


Рис. 5. Принципиальная схема блока атмосферной перегонки нефти:

1 – отбензинивающая колонна; 2 – атмосферная колонна; 3 – отпарные колонны; 4 – печь; 5 – сборники; б – теплообменники; I – нефть с ЭЛОУ; II – легкий бензин; III – тяжелый бензин; IV – фракция 180–220(230) °C; V – фракция 220(230)–280 °C; VI – фракция 280–350 °C; VII – мазут; VIII – газ; IX – водяной пар

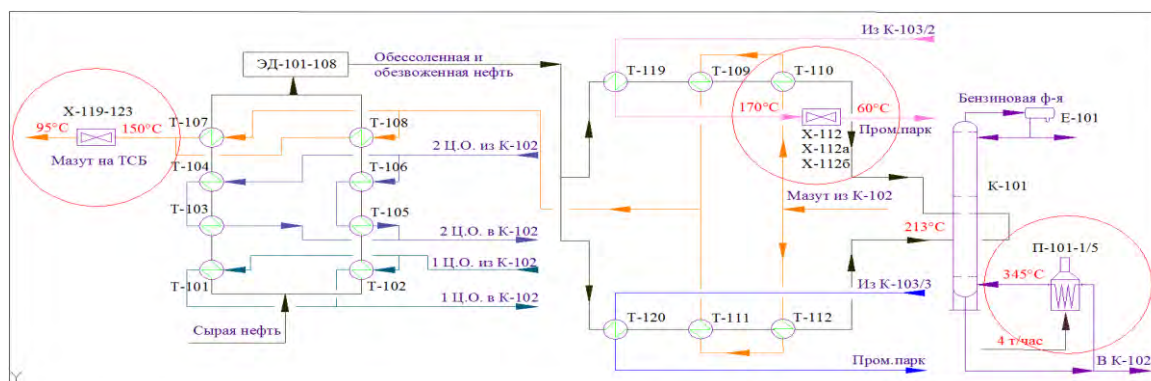


Рис. 6. Энергоемкие участки ЭЛОУ-АТ (технологические режимы соответствуют IV кварталу 2012 г. – I кварталу 2013 г.):

К – отбензинивающая колонна; П – трубчатая печь; Т – теплообменник; Х – аппарат воздушного охлаждения; ЦО – циркуляционное орошение; ЭД – электродегидратор

На блоке отбензинивания нефти от эффективности рекуперации тепла продуктовых потоков зависит температура обессоленной нефти на входе в колонну предварительного отбензинивания, а также количество тепла, вносимого в колонну посредством горячей струи через печь. В совокупности это влияет на расход котельно-печного топлива. Хорошая рекуперация тепла горячих технологических потоков влияет и на потребление электроэнергии, так как при эффективном охлаждении в теплообменниках горячих потоков заметно снижается нагрузка на аппараты воздушного охлаждения (далее – АВО) [1–3].

Объектом исследования является технологическая установка первичной перегонки нефти (ЭЛОУ-АТ, рис. 6), стоящая во главе Комбинированной установки ЛК-6Ус АО «АНПЗ ВНК» [2, 3].

Из анализа технологических потоков видно, что температура мазута, поступающего на доохлаждение в АВО Х-119–123, составляет 150 °C, а температура дизельной фракции перед Х-112–112б – 170 °C. Температура указанных фракций при выводе с ЭЛОУ-АТ по нормам технологического регламента составляет 95 и 60 °C соответственно для мазута и дизельной фракции. Следовательно, до поступления в АВО мазут и дизельная фракция обладают резервом по рекуперации тепла, который не используется для нагрева сырьевых потоков установки [2, 3].

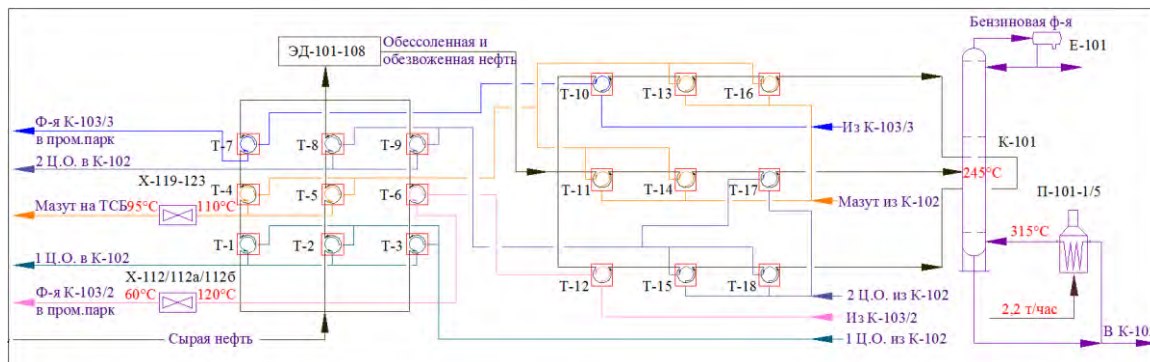


Рис. 7. Схема увеличения энергоэффективности ЭЛОУ-АТ (условные обозначения – см. рис. 3)

После рассмотрения возможных вариантов повышения эффективности использования ТЭР предложен вариант переобвязки схемы нагрева нефти с заменой теплообменного оборудования для более полной рекуперации тепла горячих продуктовых потоков, выводимых с колонн К-102 и К-103 (рис. 7) [2, 3].

Тепловые расчеты показали, что после перераспределения потоков и замены теплообменного оборудования температура мазута на входе в X-119–123 уменьшится на 27% (с 150 до 110 °С), а температура дизельной фракции перед X-112–1126 – на 29% (с 170 до 120 °С). Годовое потребление электроэнергии АВО, используемых для снятия избыточного тепла потоков, снизится на 21% или 540000 кВт*ч. Результаты расчета показали, что за счёт подогрева нефти на входе в К-101 до 245 °С существует возможность снизить температуру «горячей струи» на 8,7% (с 345 до 315 °С), при этом снижение сжигания технологического топлива по секциям 1 и 5 печи П-101 произойдёт на 45 % (с 4 до 2,2 т/ч). Не маловажным результатом снижения расхода/сжигания топлива является уменьшение выбросов в атмосферу на 570 тонн в год [2, 3]. За счёт нанесения на поверхности и змеевики печей специальных покрытий снижение расхода топлива на сжигание ожидается в интервале 3-7%, а увеличение КПД печей – 2-3% [3]. Допускается возможность реализации мероприятий независимо друг от друга.

Мероприятия помимо предприятий нефтепереработки могут быть адаптированы на различных других объектах ТЭК и секторах экономики, в том числе в сфере жилищно-коммунального хозяйства для минимизации тепловых потерь при транспортировке теплоносителя и потерь тепла отапливаемыми помещениями.

Список литературы

1. **Ахметов, С.А.** Технология и оборудование процессов переработки нефти и газа [Текст] / С.А. Ахметов. – СПб.: Недра, 2006. – 868 с.
2. **Бабкин, В.А.** Увеличение энергоэффективности в процессе атмосферной перегонки нефти [Текст] / В.А. Бабкин, Ф.А. Бурюкин [и др.] // Известия Томского политехнического университета. Химия и химическая технология. – 2014. – № 3 (325). – С. 56–63.
3. **Бабкин, В.А.** Повышение энергоэффективности установок первичной переработки нефти [Текст] / В.А. Бабкин, Ф.А. Бурюкин [и др.] // Научно-технический вестник ОАО «НК «Роснефть». – 2014. – Выпуск 34. – С. 77–80.
4. **Барановский, Н.В.** Пластинчатые и спиральные теплообменники [Текст] / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
5. **Батталова, А.А.** Вертикально интегрированная нефтяная компания – ядро кластера [Электронный ресурс] / А.А. Батталова // Нефтегазовое дело. – 2012. – № 2. – С. 368–380.
6. **Батталова, А.А.** Особенности межотраслевого кластера в нефтяной сфере [Электронный ресурс] / А.А. Батталова [и др.] // НАУКОВЕДЕНИЕ. – 2015. – Т. 7. – № 6.

7. **Дрейцер, Г.А.** О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов [Текст] / Г.А. Дрейцер // Новости теплоснабжения. – 2004. – № 5.
8. **Рабинович, Г.Г.** Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки [Текст]: справочник / Г.Г. Рабинович, П.М. Рябых, П.А. Хохряков [и др.]; под ред. Е.Н. Судакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1979. – 568 с.
9. **Скобло, А.И.** Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии [Текст]: учебник для вузов / А.И. Скобло, Ю.К. Молоканов, А.И. Владимиров, В.А. Щелкунов. – М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012. – 725 с.
10. **Хусаннова, Е.К.** Оценка экономической эффективности энергосберегающей деятельности нефтеперерабатывающих предприятий [Текст]: дис. ... канд. эконом. наук / Хусаинова Е.К. – СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2015. – 139 с.
11. **Чернов, В.В.** Об использовании покрытий с высокой степенью черноты для интенсификации лучистого теплообмена тепловых агрегатов [Текст] / В.В. Чернов // Научно-практический журнал «Современные материалы, техника и технологии». – 2015. – № 1(1). – С. 221–226.
12. **Шишкин, А.Н.** Характеристика потребления топливно-энергетических ресурсов в ОАО «НК «Роснефть» [Текст] / А.Н. Шишкин // ОАО «НК «Роснефть» – курс на повышение энергоэффективности. – М., 2015. – С. 193–198.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ АНАЛОГИИ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ И ПОЛУЧЕНИЯ ДАННЫХ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ ПЕТРОТЕРМАЛЬНОЙ СКВАЖИНЫ

Е.В. ШАПОШНИКОВ (ФГАОУ ВО «Северо-Кавказский федеральный университет»,
г. Ставрополь, Россия)

При создании ПЦС с применением гидравлического разрыва пласта невозможно точно определить, как коэффициент теплопередачи, так и площадь поверхности теплообмена. Для исследования температурного поля вокруг скважины при её использовании предложено применять метод электрической аналогии.

Исследование процессов теплопередачи в петротермальной скважине технически сложно, картина, происходящая в зоне теплообмена может меняться многократно. Данная работа направлена на повышение точности получаемых данных при расчетах тепловой мощности котла теплообменника в петротермальной энергетической установке. Метод электрической аналогии заключается в следующем.

Если предположить нормальный закон распределения (распределение Гаусса) площади каналов f_i , образуемых гидроразрывом на расстоянии r_i от центра «котла», описываемый интегралом вероятности, то для заданных размеров подземного «котла» известно значение вероятности размеров каналов [8, 18–20]: при $r = \sigma$, вероятность $p = 0,688$; при $r = 2\sigma$, вероятность $p = 0,95$; при $r = 3\sigma$, вероятность $p = 0,997$, где σ – среднее квадратическое значение расстояния от центра «котла» до границ раскрытия трещин.

Тепловые процессы при движении теплоносителя в проницаемых слоях грунтов рассмотрены, например, в работах [9–17].

Установлены основные упрощения при решении задачи теплопереноса, которые могут быть использованы для предлагаемой односкважинной схемы извлечения петротермальной энергии:

- жидкость равномерно обтекает частицы пород, образующих скелет проницаемого пласта;
- проницаемый пласт и окружающий массив однородные и изотропные. В связи с этим учет конвективной составляющей теплового потока осуществляется через эффективный коэффициент теплопроводности, $\lambda_{эф} = \lambda_k + \lambda_{кв}$, где $\lambda_k, \lambda_{кв}$ – соответственно коэффициенты кондуктивной и конвективной теплопроводности. Процесс переноса тепла вынужденной конвекцией жидкости в крупносkeletalных горных породах характеризуется коэффициентом вынужденной конвекции:

$$\lambda_{\text{в}} = \lambda_{\text{л}} + \frac{4BGc_p}{S},$$

где $\lambda_{\text{л}}$ – коэффициент конвективной теплопроводности при ламинарном движении газа (жидкости); B – эмпирический коэффициент; G – массовая скорость потока; C_p – удельная теплоемкость среды при постоянном давлении; S – площадь поверхности пор (зерен) в единице объема [11].

Тепловые свойства также характеризуются теплопроводностью, теплоемкостью, температуропроводностью. Параметры тепловых свойств могут быть связаны между собой следующим образом [12].

$$\lambda = \alpha \rho c,$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м²·°C); α – коэффициент температуропроводности, м²/с; c – удельная теплоемкость, кДж/(кг·°C); ρ – плотность, кг/м³;

- нагрев теплоносителя в проницаемом пласте протекает без фазовых переходов;
- коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и теплоемкости проницаемого пласта и пород не зависят от температуры;
- термическим сопротивлением частиц скелета пласта можно пренебречь, процесс теплообмена между частицами породы, которые составляют скелет проницаемого пласта, и жидкости можно считать мгновенным, т. е. принять гомогенную тепловую модель [10].

В работе [13] более подробно рассмотрена проблема конвекции жидкости в пористых средах. Авторы этой работы учли специфику вопроса, которая связана практически с неограниченностью (по сравнению с радиусом скважины) области пород, вовлеченной в теплообмен, с наличием и свойствами движения холодного фронта, переходом теплообмена не в стационарный, а в квазистационарный режим и т. д. Однако авторы этой работы сами признают, что учет множества факторов потребовал очень длительных расчетов вариантов на современном персональном компьютере. Данная работа представляет собой численное исследование задачи о нестационарном конвективном теплообмене в системе вертикальная скважина – водоносный горизонт. Определяются условия, при которых конвекция вносит заметный вклад в теплообмен. Установлены количественные и качественные закономерности зависимости теплового потока в скважину от времени при различных числах Рэлея и толщинах проницаемого слоя пород. Результаты сравниваются со случаем отсутствия конвекции. Задача решена в нестационарной и квазистационарной постановках. Определяется закономерность движения эффективного холодного фронта как функции времени и числа Рэлея. Приводится сравнительный анализ результатов для нестационарной и квазистационарной моделей. Показано, что по истечении некоторого отрезка времени результаты обеих моделей хорошо согласуются.

Зависимость теплоемкости жидких и твердых горных пород от температуры и давления невелика, поэтому в практике при измерении температуры от t_1 до t_2 обычно используют среднюю теплоемкость [14].

Объемную и массовую теплоемкость агрегатов и горных пород можно вычислить, используя следующие выражения:

$$c = \left(\frac{1}{\rho}\right) c_0 ; c_0 = W c_v \rho_v + \sum_i m_i c_i \rho_i ,$$

где W – влажность породы; c_v – удельная теплоемкость влаги; ρ_v – плотность влаги; m_i , c_i , ρ_i – содержание, удельная теплоемкость и плотность i -го минерала соответственно; ρ – плотность горной породы.

Целевая задача петротермальной теплофизики сводится к обоснованию методики расчета основных показателей теплового режима петротермальных систем, обеспечивающей возможность их рационального проектирования и эксплуатации, т. е. задачи, правильно отражающей основные закономерности термодинамических процессов, имеющие значение для выбора технологических решений, оптимизации систем разработки и определения экономических показателей освоения петротермальной энергии в различных конкретных условиях.

При решении задачи теплопередачи в пористых телах предполагается, как было отмечено ранее, что она осуществляется за счет теплопроводности и температура твердого тела и жидкости практически не отличаются друг от друга в любой точке пористой структуры [9–11].

Материалы и методы. Явления теплопроводности и электропроводности описываются следующими уравнениями:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n_T} dF_T ; \quad dI = -\sigma \frac{\partial U}{\partial n_3} dF_3 ; \quad (1)$$

где dQ и dI – элементарные потоки теплоты и электричества, прошедшие в единицу времени через площадки dF_T и dF_3 в направлении нормалей n_T и n_3 ; U и T – электрический потенциал и температура; λ и σ – коэффициенты теплопроводности и электропроводности соответственно [19].

Эти уравнения имеют одинаковую структуру. Аналогичные явления должны протекать в геометрически подобных системах. Граничные условия также описываются аналогичными соотношениями.

Совпадение формулы для фундаментального решения уравнения теплопроводности с плотностью нормального распределения с нулевым математическим ожиданием и дисперсией пропорционально не случайно. Оно объясняется тем, что перенос тепла связан с броуновским движением частиц, которое математически описывается с помощью вигнеровского случайного процесса.

Решение безразмерных дифференциальных уравнений теплопроводности и электропроводности тождественно одинаковы, тогда

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta u_1} = \frac{\Delta t_2}{\Delta u_2} = \dots = \frac{\Delta t_n}{\Delta u_n} = \text{const.}$$

Дифференциальные уравнения теплопроводности и электропроводности имеют вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau_T} = a \frac{\partial^2 t}{\partial r_T^2} ; \quad \frac{\partial t}{\partial \tau_3} = \frac{1}{R_3 C_3} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial r_3^2} . \quad (2)$$

где R_3 – электрическое сопротивление на единицу длины r ; C_3 – электрическая емкость на единицу длины $r_{\text{ср}}$.

Эти коэффициенты, как и коэффициент температуропроводности (a), не должны зависеть от температуры.

Из уравнений (2) следует, что аналогия устанавливается, если выполняется условие

$$a = \frac{1}{R_3 C_3}.$$

Следовательно, в модели теплоемкости могут быть воспроизведены соответствующими электрическими емкостями. Таким образом, можно моделировать процессы теплопроводности на электрических моделях [19].

Обсуждение и результаты. При разработке электрических моделей, имитирующих процессы теплопроводности, применяются два способа:

первый – электрические модели повторяют геометрию оригинальной тепловой системы и изготавливаются из материала с непрерывной проводимостью (электропроводящее тело или жидкий электролит) – модели с непрерывными параметрами процесса;

второй – электрические модели с сосредоточенными параметрами процесса. В них тепловые системы заменяются моделирующими электрическими цепями.

Применяя второй способ для конкретных условий теплообменных систем петротермальных установок, были получены данные, удовлетворяющие поставленным задачам погрешность измерений не превышала 3 % при аналогичных измерениях на реальных моделях, однако, было установлено, что при несоблюдении технологических требований к циркуляции теплоносителя, при движении его в условной системе теплообмена, погрешность измерений увеличивается не более чем на 5 %, что также можно принять как положительный показатель в процессе получения наиболее достоверных данных.

Выводы

Отмечая ряд преимуществ освоения петротермальных ресурсов, таких как уменьшение экологических рисков при воздействии на окружающую среду, отсутствие необходимости сжигания топлива и, следовательно, вредных выбросов в атмосферу, можно прийти к выводу, что изучение и развитие данного направления теплоэнергетики является не только актуальным, но и приоритетным. Данный метод увеличивает возможности реализации проектов по строительству петротермальных теплоэнергетических установок, создавая возможности для получения достоверных данных по мощностным показателям системы и обосновании экономических затрат уже на этапе проектирования.

Список литературы

1. **Рыженков, В.А.** О возможности использования тепла глубинных пород Земли для электро- и теплоснабжения обособленных потребителей [Текст] / В.А. Рыженков, Н.Е. Кутько // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – № 1.
2. **Алхасов, А.Б.** Геотермальная энергетика: проблемы, ресурсы, технологии [Текст] / А.Б. Алхасов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 376 с.
3. Geothermal Fields Development. Workshop on Geothermal Energy ICS-UNIDO [Text]. – Trieste, 2008.
4. **Богуславский, Э.И.** Перспективы развития геотермальной технологии [Текст] / Э.И. Богуславский, А. Певзнер, Б.Н. Хахаев // Разведка и охрана недр. – 2000.

5. The alternative approach for ultra-deep geothermal drilling // Presentation, Agency for geothermal power engineering. – 2008.
6. **Гнатусь, Н.А.** Петроэнергетика. Глубинное тепло земли и возможности его использования [Электронный ресурс] / Н.А. Гнатусь. – сайт Национального союза энергосбережения.
7. **Пат. 2288413 Российская Федерация, МПК F 24 J 3/08.** Способ извлечения геотермального тепла [Текст] / Стоянов Н.И., Воронин А.И., Гейвандов И.А. – № 2005113114/06; заявл. 29.04.05; опубл. 27.11.06, Бюл. 33.
8. **Стоянов, Н.И.** Математическое моделирование гидродинамических и тепловых процессов в петротермальной скважине при создании теплообменной поверхности гидравлическим разрывом пласта [Текст] / Н.И. Стоянов, С.С. Смирнов, Е.В. Шапошников, А.Г. Стоянов // Современная наука и инновации. – 2016. № 4 (12).
9. **Магомедов, А.М.** Нетрадиционные возобновляемые источники энергии [Текст] / А.М. Магомедов. – Махачкала: Издательско-полиграфическое объединение «Юпитер», 1996. – 245 с.
10. **Гнатусь, Н.А.** Тепла Земли хватит на всех [электронный ресурс] / Н. Гнатусь. – Л. энергосервисной компании «Экологические системы». – 2008. – № 7. – Июль.
11. **Морозов, Ю.П.** Анализ математической модели тепловых и гидродинамических процессов при движении жидкости в подземных проницаемых слоях [электронный ресурс] / Ю.П. Морозов // Альтернативная энергетика и экология. – 2013. – № 01/2 (118). – С. 94–97.
12. **Михайличенко, И.Н.** Моделирование процессов тепло- и массопереноса при закачке радиоактивных растворов в глубокозалегающие пласты [Текст]: дис. ... канд. физ. мат. наук. – М., 2006.
13. **Аэров, М.Э.** Тепло- и массопередача в зернистом слое [Текст] / М.Э. Аэров, Н.Н. Умник // Журн. техн. физики. – 1956. – Т. 26. – Вып. 6. – С. 1233–1250.
14. **Алхасов, А.Б.** Теплообмен между вертикальной скважиной и водоносным горизонтом с учетом естественной конвекции [Текст] / А.Б. Алхазов, М.М. Рамазанов, Г.М. Абасов // II Международная конференция «Возобновляемая энергетика: Проблемы и перспективы». – Махачкала, 2010.
15. **Череменский, Г.А.** Геотермия / Г.А. Череменский. – Л.: Недра, 1972. – 271 с.
16. **Дядькин, Ю.Д.** Процессы тепломассопереноса при извлечении геотермальной энергии [Текст] / Ю.Д. Дядькин, С.Г. Гендлер. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1985.
17. **Щербань, А.Н.** Системы извлечения тепла земной коры и методы их расчета [Текст] / А.Н. Щербань, А.С. Цирульников, Э.М. Мерзляков, И.А. Рыженко. – Киев: Наукова Думка, 1985.
18. **Кремер, Н.Ш.** Теория вероятностей и математическая статистика [Текст]: учебник для вузов / Н.Ш. Кремер. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004. – 573 с.
19. **Вентцель, Е.С.** Теория вероятностей [Текст] Е.С. Вентцель. – 10-е изд., стер. – М.: Академия, 2005. – 576 с.
20. **Королук, В.С.** Справочник по теории вероятностей и математической статистике [Текст] / В.С. Королук, Н.И. Портенко, А.В. Скороход, А.Ф. Турбин А.Ф. – М.: Наука, 1985. – 640 с.
21. **Исаченко, В.П.** Теплопередача [Текст] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
22. **Фокин, В.М.** Основы технической теплофизики [Текст] / В.М. Фокин, Г.П. Бойков, Ю.В. Видин. – М.: Машиностроение, 2004. — 172 с.
23. **Богословский, В.Н.** Строительная теплофизика [Текст] / В.Н. Богословский. – М.: Высшая школа, 1982.
24. **Кожухов, В.А.** Моделирование тепловых процессов резистивными схемами [Текст] / В.А. Кожухов // Энергообеспечение и энерготехнологии. Вестник КрасГАУ. – 2010. – №4.

СЕКЦИЯ 3

«Экология энергетики и ВИЭ»

ПОЛУЧЕНИЕ АКТИВИРОВАННОГО УГЛЯ ДЛЯ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ТЭС

А.Д. НИКИТИН, А.Ф. РЫЖКОВ (ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия)

Благодаря развитой системе пор и большой площади поверхности активированный уголь является хорошим сорбентом и широко применяется для очистки газов и жидкостей в различных отраслях промышленности. Существует ряд технологий, которые основаны на применении активированного угля и предназначены для использования на тепловых электростанциях (ТЭС). Во второй половине XX века разработаны и промышленно освоены технологии очистки дымовых газов от оксидов серы: процессы «Westfaco», «Hitachi», «Sumitomo» и «Bergbau-Forschung» [1]. Общий принцип заключается в окислении диоксида серы до серной кислоты в присутствии кислорода и водяного пара, кислота адсорбируется углем и периодически удаляется путем отмывки или термообработки. Промышленно освоены технологии очистки горючих газов (природного, промышленных и синтез-газов станций с внутрицикловой газификацией угля) от сероводорода и сероорганических соединений [2]. В последнее время широко ведется исследование и внедрение очистки дымовых газов угольных ТЭС от ртути и ее соединений [3, 4]. Наиболее простой и дешевой технологией является подача пылевидного активированного угля в поток дымовых газов после систем каталитической очистки от оксидов азота и мокрой сероочистки и улавливание поглотившего ртуть угля системой очистки от твердых частиц.

Определяющее значение при промышленном использовании активированного угля имеет его стоимость. Значительно снизить ее позволяет производство активированного угля непосредственно на ТЭС. В США разработан и промышленно испытан процесс «Thief» для очистки дымовых газов ТЭС от ртути, предполагающий получение активированного угля в установленной в топке котла специальной камере [4]. В России предлагается технология производства активированного угля в топке котла на механической решетке [5]. Дополнительное уменьшение стоимости возможно при использовании дешевого сырья, например, биомассы, активированный уголь из которой обладает повышенной способностью к адсорбции ртути [6].

Перспективный для ТЭС процесс получения активированного угля на решетке в слое с внешним нагревом детально не изучен, так как промышленное производство его осуществляется во вращающихся барабанных печах. В связи с этим проведено исследование влияния параметров активации на характеристики получаемого угля в слоевом лабораторном реакторе.

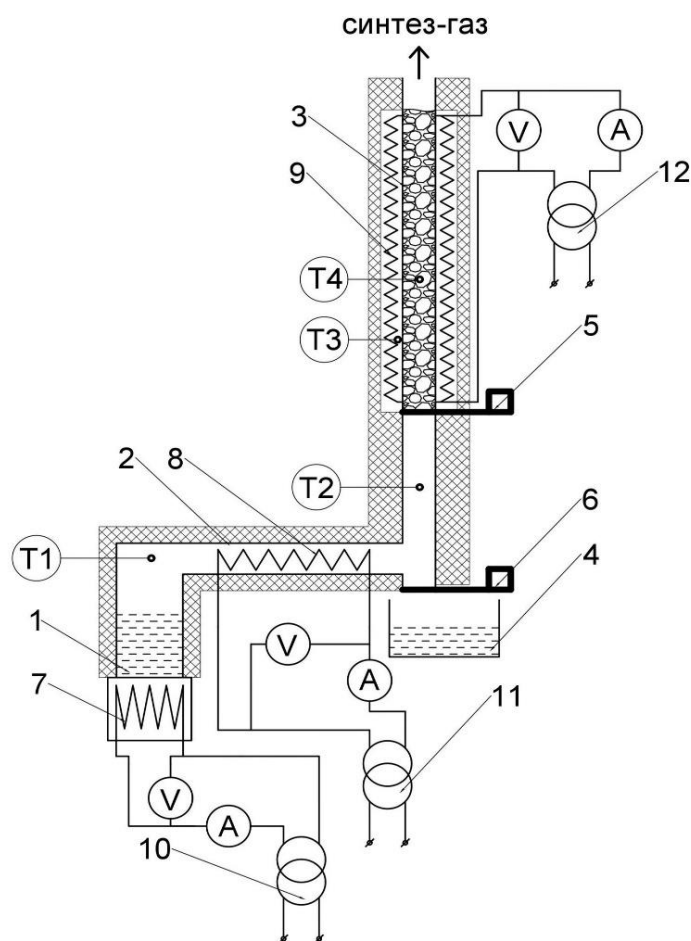


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 – испаритель; 2 – пароперегреватель; 3 – реактор; 4 – емкость с водой; 5 – решетка; 6 – задвижка; 7, 8, 9 – нагреватели; 10, 11, 12 – автотрансформаторы

Реактор (рис. 1) представляет собой вертикальную кварцевую трубку внутренним диаметром 60 мм и высотой 600 мм, нагреваемую с помощью нихромовой проволоки до заданной температуры в диапазоне до 1000 °С. В нижнюю часть трубки подается водяной пар, перегретый до 650–750 °С. Активируемый уголь загружается сверху и образует на решетке слой высотой около 400 мм. После выдержки в течение заданного времени, уголь выгружается в емкость с водой. Выделяющийся в ходе химических реакций синтез-газ сжигается на выходе из реактора.

Проведены опыты по активации древесного угля марки А по ГОСТ 7657–84 рядового фракционного состава (5–30 мм). По полученным результатам построены зависимости убыли массы загруженного угля (обгара) и активности по йоду от времени активации при температурах 800 и 900 °С (рис. 2, 3). На рис. 4 показаны зависимости активности по йоду от времени для мелкой (3–5 мм) и крупной (8–12 мм) фракций активированного угля, полученного при температуре 800 °С.

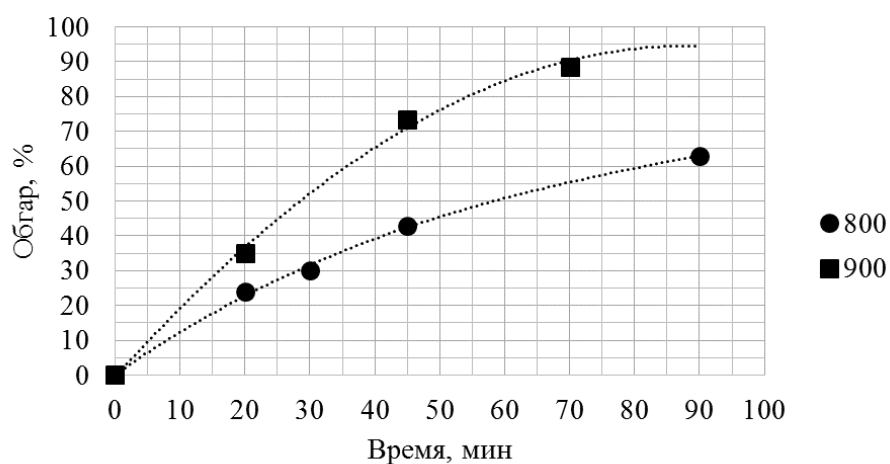


Рис. 2. Зависимость обгара от времени при температурах 800 и 900 °C

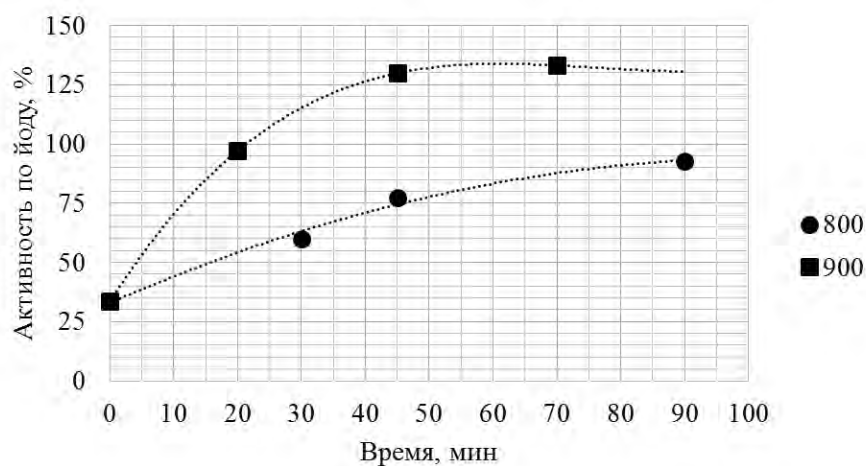


Рис. 3. Зависимость активности по йоду от времени при температурах 800 и 900 °C

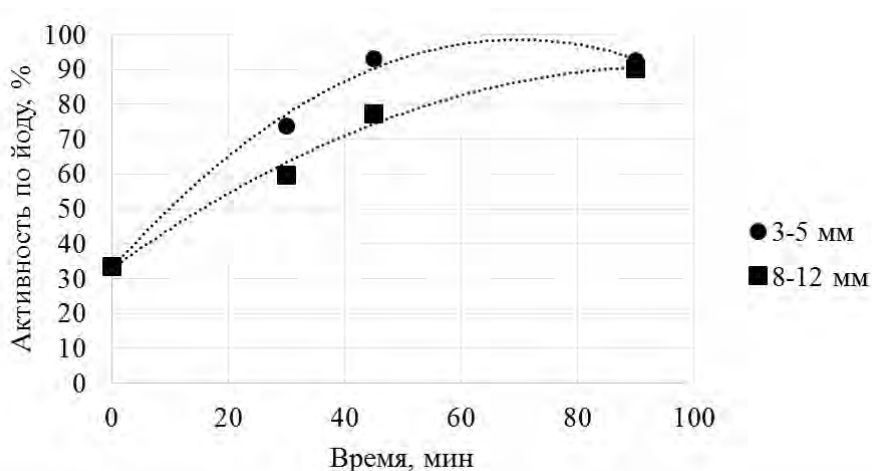


Рис. 4. Зависимость активности по йоду от времени и получаемой фракции при температуре 800 °C

Из рис. 2 и 3 видно, что при увеличении температуры от 800 до 900 °С скорость активации увеличивается в 1,5–2 раза. Рис. 4 показывает, что мелкая фракция активируется быстрее крупной. Кроме того, существует некоторое оптимальное время активации, определенное для каждой фракции, после которого с увеличением времени пребывания в установке и, соответственно, уменьшением выхода активированного угля активность по йоду начинает снижаться.

При паровой активации в течение 20 мин при температуре 900 °С получен уголь с активностью по йоду 97 %, что превосходит требования для всех марок активированных углей по ГОСТ 6217–74. При активации без подачи пара в течение 5 мин при температуре 800 °С получен уголь с активностью по йоду 50 %, что показывает возможность простого и высокопроизводительного получения активированного угля в топке котла вследствие кратковременного высокотемпературного пиролиза в слое на механической решетке.

Список литературы

1. **Кинле, Х.** Активные угли и их промышленное применение [Текст] / Х. Кинле, Э. Бадер, пер. с нем. – Л.: Химия, 1984. – 216 с.
2. Очистка технологических газов [Текст]. – М.: Химия, 1977. – 488 с.
3. **Pavlish, J.** Status review of mercury control options for coal-fired power plants [Text] / J. Pavlish [et al.] // Fuel Processing Technology. – 2003. – Vol. 82. – P. 89–165.
4. **O'Dowd, W.J.** A technique to control mercury from flue gas: The Thief Process [Text] / W.J. O'Dowd [et al.] // Fuel Processing Technology. – 2006. – Vol. 87. – P. 1071–1084.
5. **Осинцев, К.В.** Активирование угля в топке с механической решеткой / К.В. Осинцев [и др.] // Промышленная энергетика. – 2012. – № 7. – С. 28–31.
6. **Fuente-Cuesta, A.** Biomass gasification chars for mercury capture from a simulated flue gas of coal combustion / A. Fuente-Cuesta [et al.] // Journal of Environmental Management. – 2012. – Vol. 98. – P. 23–28.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СВОЙСТВ СОРБЕНТА НА ОСНОВЕ ОКСИДА ЦИНКА*

Ю.А. КАГРАМАНОВ, А.Ф. РЫЖКОВ, П.В. ОСИПОВ, В.Г. ТУПОНОВ

(ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия)

Система сероочистки играет ключевую роль при подготовке синтез-газа к сжиганию в газовой турбине системы парогазовой установки с внутрицикловой газификацией твердого топлива. Для подобных установок горячая система очистки является наиболее энергоэффективной с точки зрения теплового баланса, так как не требует охлаждения рабочего тела, а затем повторного нагрева перед поступлением в газовую турбину. Традиционные системы сероочистки, зарекомендовавшие себя в нефтехимии, используют отечественный ГИАП-10 [1] в качестве сорбента, а так же зарубежные Katalco 32-4, RVS-1 и пр. [2]. Процесс проходит при температурах порядка 400–500 °С. При более высоких температурах сорбент быстро теряет сероемкость [3]. Однако причины выхода из строя сорбента подробно не описываются в литературе [4]. Для горячей сероочистки оптимальными температурами с точки зрения теплового баланса являются 900–1100 °С [5]. На сегодняшний день, вопрос о функционировании горячей сероочистки при температурах выше 900 °С остается открытым. Хотя производятся попытки по разработке термостойких сорбентов на основе оксида цинка с примесями молибдена и диоксида титана, способные сделать структуру сорбента более устойчивой к истиранию [6]. Тем не менее возможна проблема побочных реакций, интенсифицирующихся при повышении температуры. Данные исследования направлены на уточнение характеристик возможных побочных реакций, возникающих в среде синтез-газа, для их количественного описания и учета в расчетах системы сероочистки.

ПРОГРАММА ИССЛЕДОВАНИЙ

Материалы и их характеристики

Исследовались гранулированный сорбент Katalco 32-4 (диаметр гранулы 3 мм), дробленый сорбент Katalco 32-4 (дисперсность 50–80 мкн), порошок окиси цинка (не более 50 мкн).

* Исследование выполнено с использованием оборудования УЦКП «Современные нанотехнологии» ИЕНиМ УрФУ».

Элементный состав гранулированного сорбента

Элементный состав проводился методом сканирующей электронной микроскопии. Увеличенное изображение поверхности гранулы приведено на рис. 1. Пучок электронов направлялся в две точки показанные на рис. 1, *а* и *б* соответственно.

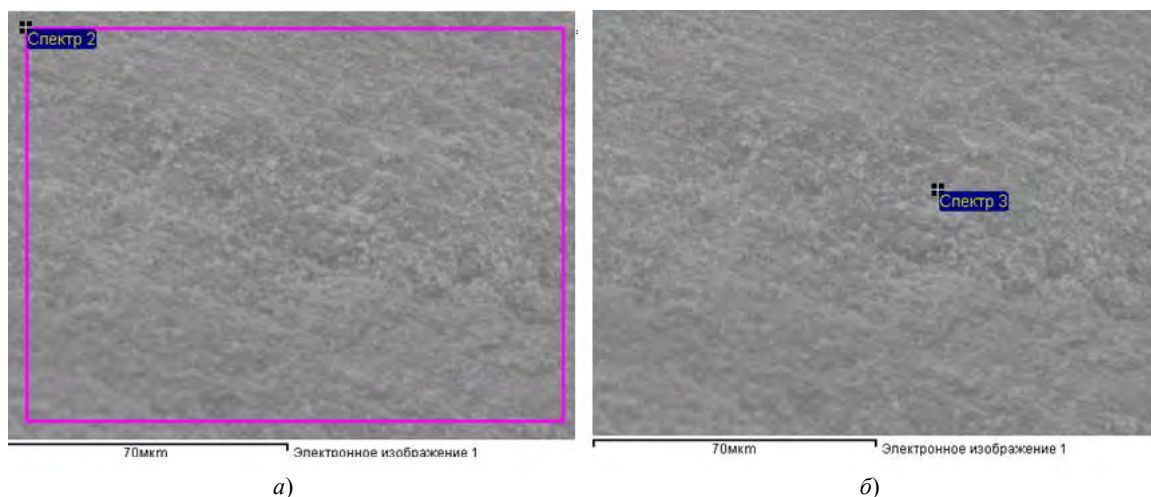


Рис. 1

Спектрограмма для точки 2 представлена на рис. 2.

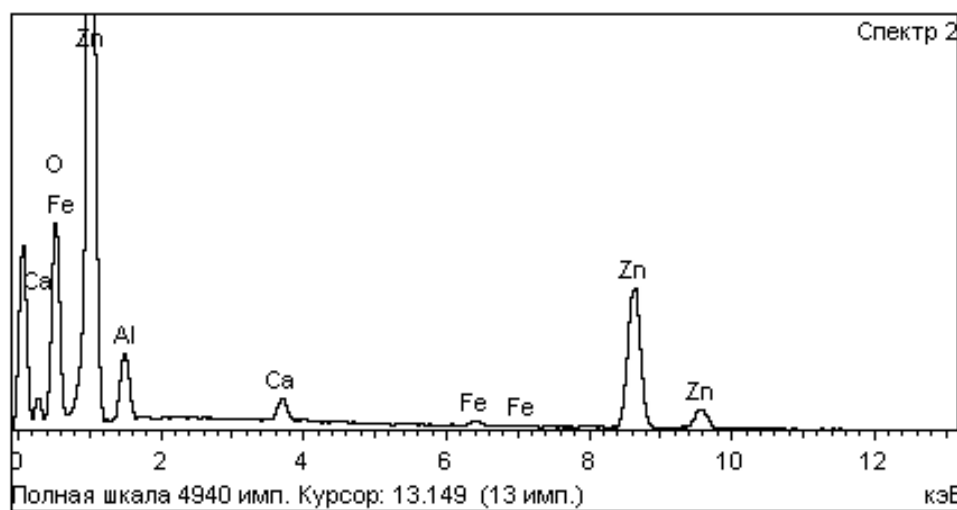


Рис. 2

Обработанные данные спектрограмм приведены в табл. 1.

Таблица 1

Спектрограмма точки 2			Спектрограмма точки 3		
Элемент	Весовой %	Атомный %	Элемент	Весовой %	Атомный %
O K	34,41	65,18	O K	21,01	50,76
Al K	5,95	6,68	Al K	2,53	3,62
Ca K	1,51	1,14	Ca K	0,99	0,96
Fe K	0,70	0,38	Fe K	0,44	0,30
Zn K	57,43	26,62	Zn K	75,03	44,36
Итого	100,00	100,00	Итого	100,00	100,00

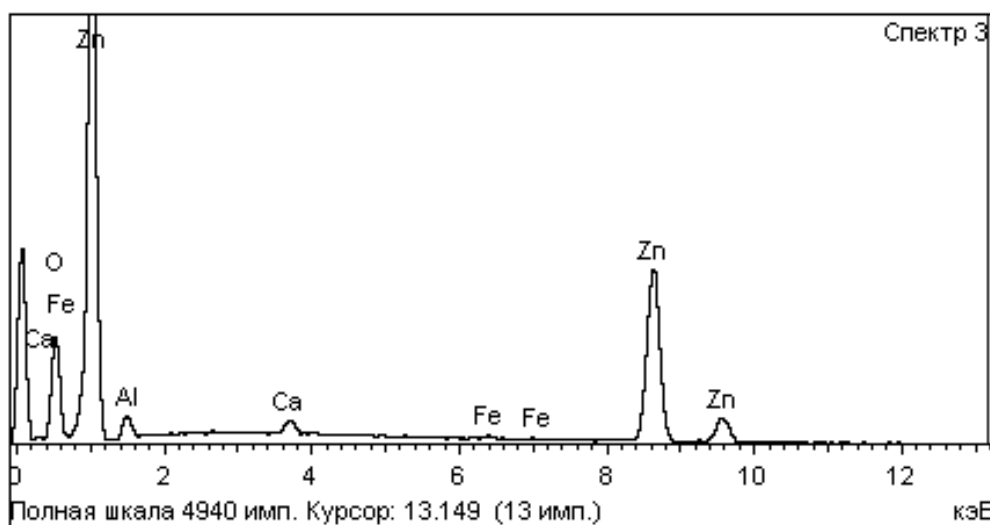


Рис. 3

Спектрограмма для точки 3 представлена на рис. 3.

Опыт 1

На стенде № 1 проводился термогравиметрический анализ дробленого сорбента Katalco 32-4 в среде аргона. Целью опыта являлось определение устойчивости образца к высоким температурам. Изначально производился базовый опыт с пустым тиглем для определения погрешности самой установки, затем опыт повторялся уже с сорбентом. Из полученного результата вычиталась кривая базового опыта. Опыт проводился при динамическом нагреве реактора со 120 до 900 °С.

Опыт 2

На стенде № 1 проводился термогравиметрический анализ порошка оксида цинка в среде аргона. Целью опыта являлось определение устойчивости образца к высоким температурам. Изначально производился базовый опыт с пустым тиглем, для определения погрешности самой установки, затем опыт повторялся уже с сорбентом. Из полученного результата вычиталась кривая базового опыта. Опыт проводился при динамическом нагреве реактора со 120 до 900 °С.

Опыт 3

На стенде № 2 проводилась выдержка при температуре 930 °С крупной навески сорбента и крупной навески дробленого сорбента. Целями эксперимента были: косвенное определение состава сорбента, оценка выделений паров цинка с поверхности сорбента и дробленого сорбента, оценка тугоплавкости материалов.

Опыт 4

Дробленый сорбент Katalco 32-4 помещался в пламя горелки для оценки высокотемпературной реакции взаимодействия оксида цинка с низшими углеводородами, такими как метан, этан и пропан, а также с углеродом. Целью данного опыта являлось упрощенное

воссоздание возможных процессов, возникающих при горячей сероочистке (свыше 900 °С), как синтез-газов, так и газов получаемых на нефтехимических производствах.

Опыт 5

На стенде № 1 проводился термогравиметрический анализ порошка оксида цинка и активированного угля в среде аргона. При содержании сажи в синтез-газе возможна реакция (1) разрушения оксида цинка при взаимодействии с углеродом, что приводит к испарению цинка из сорбента.



Целью опыта являлось определение температур разложения оксида цинка в смеси с углеродом, а также определение кинетических характеристик процесса. Изначально производился базовый опыт с пустым тиглем для определения погрешности самой установки, затем опыт повторялся уже с порошком. Из полученного результата вычиталась кривая базового опыта. Опыт проводился при динамическом нагреве реактора с 120 до 1000 °С.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Опыты 1 и 2

Изменение массы с течением времени представлено на рис. 4. Кривые 1, 2, 3 соответствуют оксиду цинка, гранулированному сорбенту и дробленому сорбенту.

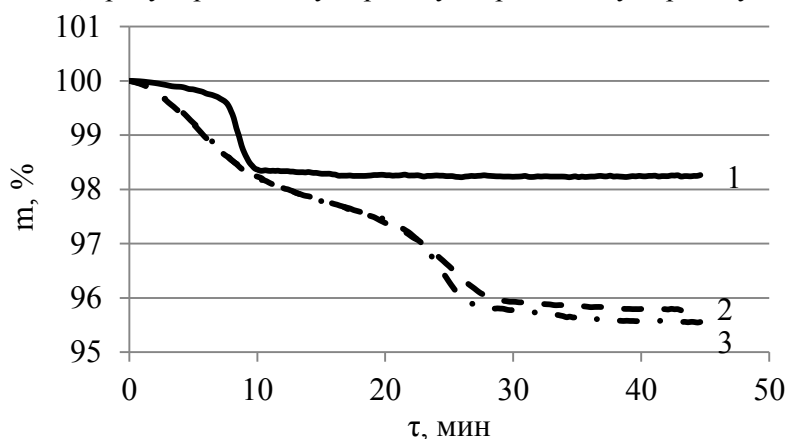


Рис. 4.

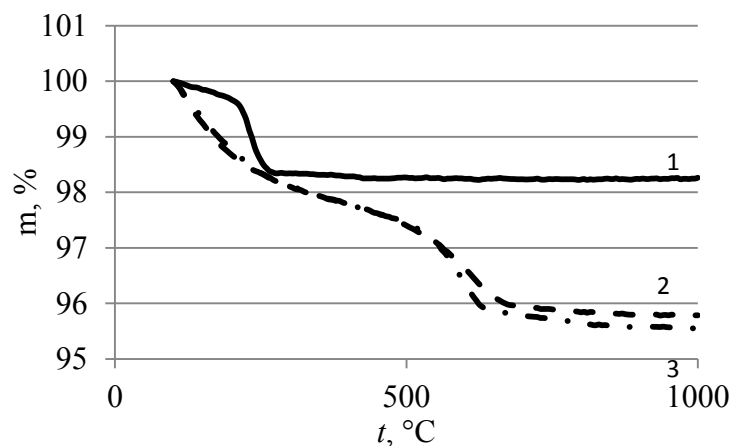


Рис. 5

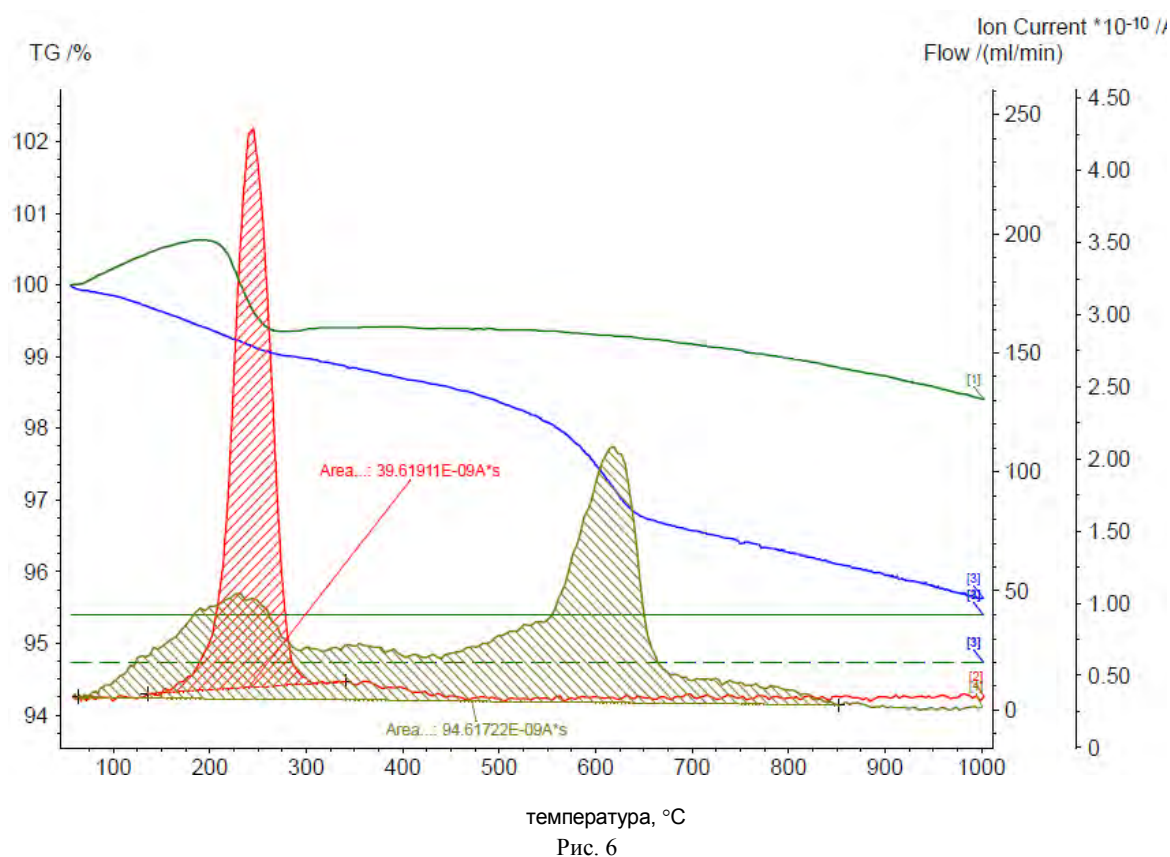


Рис. 6

Зависимость изменения массы от температуры в реакторе представлена на рис. 5. Кривые 1, 2, 3 соответствуют оксиду цинка, гранулированному сорбенту и дробленому сорбенту.

Исходные данные по кривым 1, 2 и 3 представлены на рис. 5.

Кривые выделения двуокиси углерода показаны на рис. 6.

Опыт 3

Раскаленный дробленый сорбент на основе оксида цинка представлен на рис. 7. Желтый цвет дробленого и цельного сорбента подтверждает высокую концентрацию оксида цинка в их составе.



Рис. 7

Убыль массы как для дробленого, так и для цельного сорбента составила не более 5 %.

Опыт 4

В ходе взаимодействия сорбента с пламенем горелки возник серый налет (рис. 8), также наблюдались небольшие, но частые вспышки в зоне контакта сорбента и пламени.



Рис. 8

Дробленный сорбент с серым налетом был выдержан при температуре 900 °С, после чего цвет поменялся на ярко белый.

Опыт 5

Исходные данные представлены на рис. 9, на котором показано: кривая 1 – результат опыта 1; кривая 2 – падение массы смеси порошка оксида цинка и угля; кривая 3 – концентрация кислорода в газе на выходе из установки; кривая 4 – концентрация двуокиси углерода в газе на выходе из установки. В каждой точке m_1 и m_2 температура постоянна, на временном интервале – 0,5 мин.

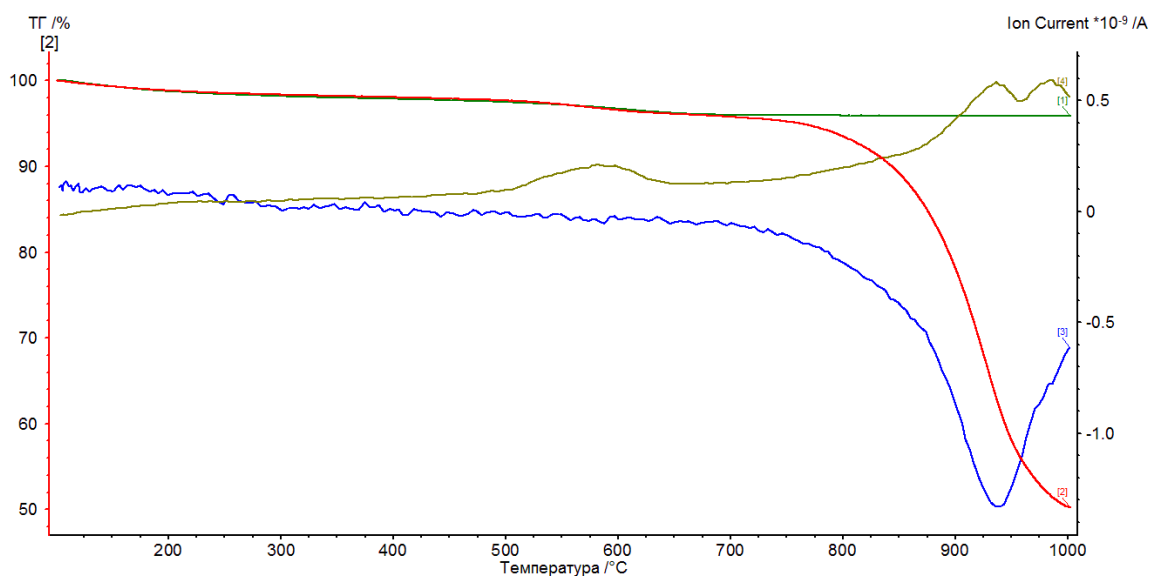


Рис. 9

На участке $m_1 - m_2$ (890,127 – 950,127 °С) принимается, что предэкспоненциальный множитель и энергия активации не изменяются. Скорость подъема температуры 20 К/мин (рис. 10).

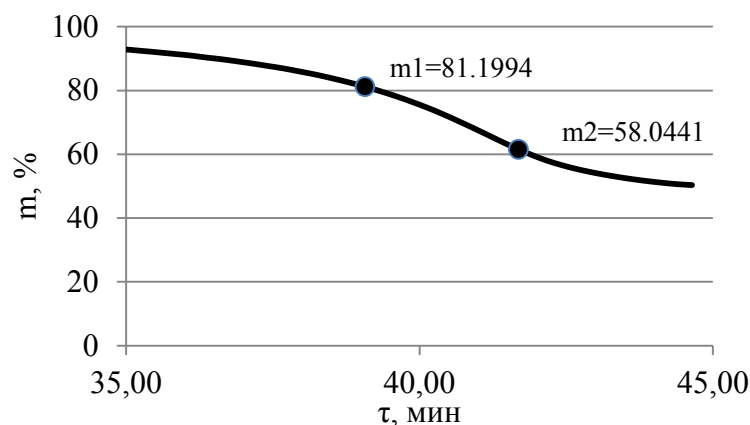


Рис. 10

Данный участок может быть описан кинетическим уравнением объемной модели (2)

$$k = A \exp\left(-\frac{E}{R \cdot T}\right) = \frac{dm}{m_\tau d\tau} = \frac{dX}{(1-X)d\tau} \quad (2)$$

В точке m_1 уравнение записывается в виде

$$A \exp\left(-\frac{E}{R \cdot (890,127 + 273)}\right) = \frac{81,19 - 79,72}{81,19(39,07 - 39,34)} = 0,032 \quad (3)$$

В точке m_2 уравнение записывается в виде

$$A \exp\left(-\frac{E}{R \cdot (890,127 + 273)}\right) = \frac{58,04 - 56,71}{58,04(42,16 - 42,40)} = 0,035 \quad (4)$$

Решение системы уравнений (3) и (4) представлено в табл. 2.

Таблица 2

Предэкспоненциальный множитель	Энергия активации, Дж/моль
0,139	14128

Зависимость константы скорости реакции от температуры приведена в табл. 3.

Таблица 3

Температура, °С	Константа скорости реакции, 1/с
890	0,032
950	0,035

Выводы

Термогравиметрический анализ оксида цинка зафиксировал резкое падение массы на 1,5 % при температуре 300 °С и дальнейшую устойчивость до 1000 °С. Термогравиметрический анализ дробленого сорбента показал падение массы на 2 % при 300 °С и более резкое падение массы на 1 % при 600 °С. Оба падения массы сопровождались выделением двуоксида углерода, при этом при 600 °С оно оказалось более выраженным, чем при 300 °С.

Прокаленные порошки оксида цинка, дробленого сорбента и гранулированный сорбент оказались термически устойчивыми до 1000 °С.

Выбросы двуокиси углерода при температурах до 300 °С могут быть связаны с осушением сорбента. Помимо двуокиси углерода на масс-спектрометре были зафиксированы выход азота, кислорода и водяного пара.

Выбросы двуокиси углерода при более высоких температурах, которые были зафиксированы только на дробленном сорбенте, говорят о возникновении возможной реакции оксида цинка с углеродом. Углерод мог оказаться в составе сорбента после его дробления.

Эксперименты с цельным сорбентом подтвердили его устойчивость к высоким температурам, выделения цинка не были обнаружены. Потеря массы составила не более 5 %.

Результат взаимодействия пламени горелки и дробленого сорбента предполагает возможность реагирования оксида цинка не только с углеродом, но и с низшими углеводородами, что должно быть более тщательно проверено при термогравиметрическом анализе.

Список литературы

1. **Gangwal, S.K.** Engineering Evaluation of Hot-Gas Desulfurization [Text] / S.K. Gangwal. – Raleigh, 1998.
2. **Giuffrida, A.** Thermodynamic assessment of IGCC power plants with hot fuel gas desulfurization [Text] / A. Giuffrida // Applied Energy. – 2010. – Vol. 87. – P. 3374–3383.
3. **Hasegawa, T.** Gas Turbine Combustion and Ammonia Removal Technology of Gasified Fuels [Text] / T. Hasegawa // Energies. – 2010. – Vol. 3. – P. 335–449.
4. **Siriwardane, R.** Symposium of High Temperature gas cleaning [Text] / R. Siriwardane // Durable Zinc Oxide Containing Sorbents for Moving Bed and Fluid Bed Applications. – New Orleans, 1998.
5. **Мухленов, И.П.** Общая химическая технология [Текст] / И.П. Мухленов. – М.: Высшая школа, 1984.
6. **Огородникова, С.К.** Справочник нефтехимика [Текст] / С.К. Огородникова. – Л.: Химия, 1978.

ПОВЕДЕНИЕ ТЯЖЕЛЫХ МЕТАЛЛОВ И СЕРЫ В СОСТАВЕ ОСАДКОВ СТОЧНЫХ ВОД ПРИ ПИРОЛИЗЕ*

О.М. ЛАРИНА, В.М. ЗАЙЧЕНКО (ФГБУН ОИВТ РАН, г. Москва, Россия)

(Тезисы)

Осадки сточных вод (ОСВ) относятся к вторичным видам биомассы, образующимся в результате различных степеней переработки первичной биомассы. Одним из основных отличий этого вида отходов является наличие в их составе таких загрязнителей, как тяжелые металлы. Также в их составе наблюдается большее содержание серы (более 1 % мас.) по сравнению с видами первичной биомассы. Образующиеся ежедневно ОСВ складываются на территории водоочистных сооружений на иловых картах. За последние 15–20 лет на большинстве очистных сооружений очистка иловых карт не производилась, что привело к их переполнению. Учитывая, что в 99 % случаев водоочистные сооружения располагаются на берегах рек, возникает опасность выхода накопленных ОСВ за пределы иловых карт, что приведет к экологической катастрофе.

В настоящее время активно исследуется пиролизный способ переработки ОСВ, в результате которого образуются неконденсируемые пиролизные газы, пиролизная жидкость и твердый остаток. В данной работе представлены результаты исследования воздействия условий пиролизной переработки (температура – до 800 °С, температура нагрева – 4 °С/мин) на поведение тяжелых металлов и серы в составе осадков. Определены концентрации и растворимость в нейтральной и кислотной средах тяжелых металлов в составе исходного осадка и твердого остатка от пиролиза. Рассчитан класс опасности твердого остатка от пиролиза по содержанию в нем тяжелых металлов и серы для его захоронения. Предложен способ очистки пиролизных газов от серных соединений.

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ. (Соглашение № 14.613.21.0078, уникальный идентификатор RFMEFI61317X0078).

ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ АТОМНАЯ БАТАРЕЯ*

В.В. ТЕБУЕВ (МГУ им. М.В. Ломоносова, г. Москва, Россия)

Начиная с середины прошлого века, для электроснабжения приборов, работающих в отдалённой местности или космическом пространстве, используют радиоизотопные термоэлектрические генераторы (РИТЭГ). Такие приборы имеют большие размеры и массу около тонны и применяются в космической отрасли в качестве источника электроэнергии для спутников, зондов, а также морских навигационных знаков и маяков. Более компактные атомные батарейки – для гражданского применения, работающие на принципе разделения продуктов α^+ и β^- распадов с помощью магнитного поля и накопления положительных и отрицательных частиц в соответствующих ловушках с дальнейшим преобразованием в электрическую энергию [1]. Также для выработки тока используется облучение р-п перехода в кремниевых пластинках γ -частицами [2]. Были попытки получения электрического тока путем γ -облучения фосфорного слоя, который начинал излучать в видимом диапазоне, а затем световая энергия преобразовывалась в электрическую в результате использования явления фотоэффекта [3]. Учитывая, что для многих отраслей, например, военной, робототехнической, транспортной и др., необходимость в компактных и мощных батареях, работающих длительное время, с каждым годом увеличивается, предметом исследований являются способы повышения эффективности преобразования энергии изотопов в электрическую энергию. Так как изотоп выделяет энергию нескольких видов, а именно: тепловую, энергию α^+ и β^- распадов, γ -излучение, то «идеальная» атомная батарейка должна преобразовывать все виды данных энергий. В работе представлен возможный способ получения электрической энергии из энергии γ -излучения радиоизотопов путем использования фотоэффекта и эффекта Комптона.

В качестве способа преобразования энергии изотопа в электрическую рассмотрен эффект фотоэлектронной эмиссии под действием γ -излучения. Назовём такой преобразователь фотоэлектрической атомной батареей (ФЭАБ). Представим примерный вид такого преобразователя и проведем приблизительную оценку мощности ФЭАБ на примере изотопа америция-241. Данный изотоп характеризуется высокой стабильностью (период полураспада 460 лет), низким тепловыделением (удельный тепловой расход 0,106 Вт/г), а главное, достаточно «мягким» γ -излучением с энергией 60 кэВ, что не требует утяжелённой

* Работа выполнена по госбюджетной теме «География и рациональное использование возобновляемых источников энергии».

защиты окружающей среды. Кроме того, данный изотоп является продуктом распада оружейного плутония и может быть использован в мирных целях вместо утилизации. Не исключено применение других изотопов (см. таблицу), с большими или меньшими энергиями излучения, в зависимости от поставленной задачи и условий использования батареи.

Рассмотрение характеристик ФЭАБ проведем в несколько этапов: оценка толщины радиозащиты для изотопа, предложение возможной конструкции ФЭАБ для реализации фотоэффекта и получения электричества и расчёт приблизительной мощности батареи.

Оценим толщину защитной оболочки для изотопа америция-241. В качестве защиты выбираем титан, хотя пригоден практически любой металл, обладающий стойкостью как к температуре, так и к воздействию излучения. Титан обладает свойством фотоэмиссии электронов при воздействии на него излучения мощностью свыше 3,92 эВ (в рассматриваемом варианте энергия падающего излучения составляет 60кэВ). Таким образом, можно использовать защитный слой титана не только в качестве защиты, но и как источник фотоэлектронов. Ослабление мощности излучения происходит по экспоненциальному закону:

$$R_x = R_0 e^{-mx}, \quad (1)$$

где R_x – мощность излучения после прохождения расстояния x в среде; R_0 – исходная мощность; m – константа, зависящая от материала среды. Обычно оперируют понятием кратность ослабления, т. е. отношение R_x/R_0 . Для разных защитных материалов составлены таблицы зависимости толщины от кратности защиты [4]. Учитывая, что излучение изотопа 60 кэВ превышает более чем в 15000 раз необходимое для эффекта фотоэмиссии 3,92 эВ, то, согласно [4], толщина защитной оболочки из титана составляет порядка 7 см, т. е. дальнейшее наращивание защиты из титана не имеет смысла, т. к. энергия излучения ослабляется ниже требуемых 3,92 эВ для возникновения фотоэффекта.

После определения необходимой толщины защитной оболочки из металла (в данном случае титан) рассмотрим сам процесс фотоэффекта и конструкцию «батарейки», работающей на этом эффекте. Упрощённо фотоэффект в металлах состоит в следующем: при падении на поверхность металла излучения, энергия которого превышает так называемое «пороговое значение», электроны в металле получают энергию, достаточную для отрыва от поверхности металла. В данном случае, γ -излучение пронизывает металл защитной оболочки и многократно превышает «пороговое значение» энергии, необходимое для такого отрыва. При попадании γ -фотона в металл, может произойти три события:

- 1) полное поглощение фотона и выбивание высокоэнергетичного электрона из внутренней оболочки атома;
- 2) Комптон-эффект – ослабление энергии фотона и выбивание менее энергетичного электрона под некоторым углом;
- 3) в случае энергии фотона свыше 1 МэВ – рождение электрон-позитронной пары.

Третий вариант рассматриваться не будет, т. к. в примере используются более низкие энергии. Данной задачей будет «уловить» полученные электроны в первых двух событиях. В качестве «ловушки» можно применить токопроводящий материал, не обладающий ярко выраженным фотоэффектом, отделённый от металла вакуумным зазором порядка долей

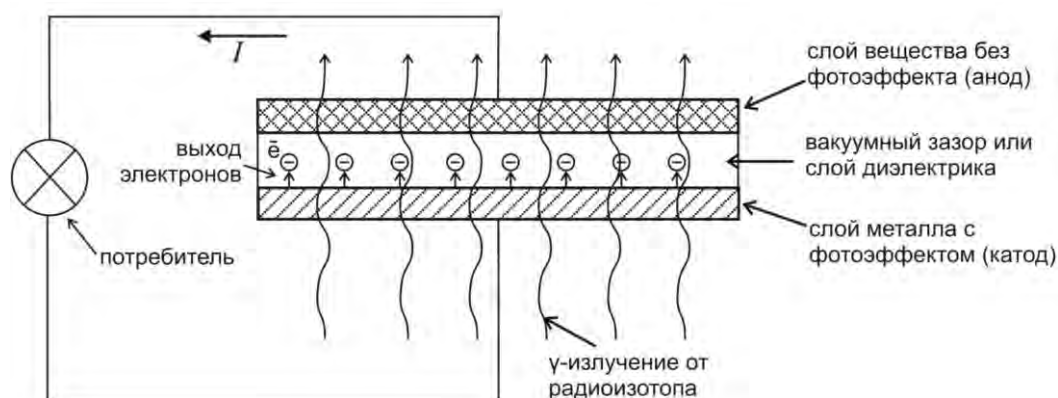


Рис. 1. Упрощённая схема токообразующего элемента ФАЭБ

миллиметра. Схематически это изображено на рис. 1. Вакуумный зазор представляет собой потенциальный барьер, электроны, имеющие достаточную энергию для фотоэффекта, покидают поверхность металла, оседая на аноде и не имея возможности вернуться в металл. В качестве анода, возможно использовать слой углерода, который не является металлом, не обладает фотоэмиссией, проводит ток, стоек к высокой температуре, является хорошим замедлителем высокоэнергетичных электронов.

Учитывая, что энергия фотоэмиссионных электронов достаточно высока, особенно вблизи источника излучения, такие электроны могут преодолевать слой анода, не приводя к образованию тока в цепи. Технические решения данной проблемы (и некоторых других) оставим за рамками данного доклада. Для максимальной эффективности батареи следует использовать не одну пластину, а ленту, сечение которой представлено на рис.1, собранную в катушку. Для фотоэффекта достаточна толщина металла (катода) порядка 0,1–1 мкм. При условии, что слой титановой защиты 7 см, слой той же защиты, изготовленный в виде катушки из фотоэмиссионной ленты (катод–диэлектрик–анод, каждый слой равной толщины), составит около 21 см, с количеством витков порядка десятков тысяч. Схематический вид получившейся ФЭАБ представлен на рис. 2:

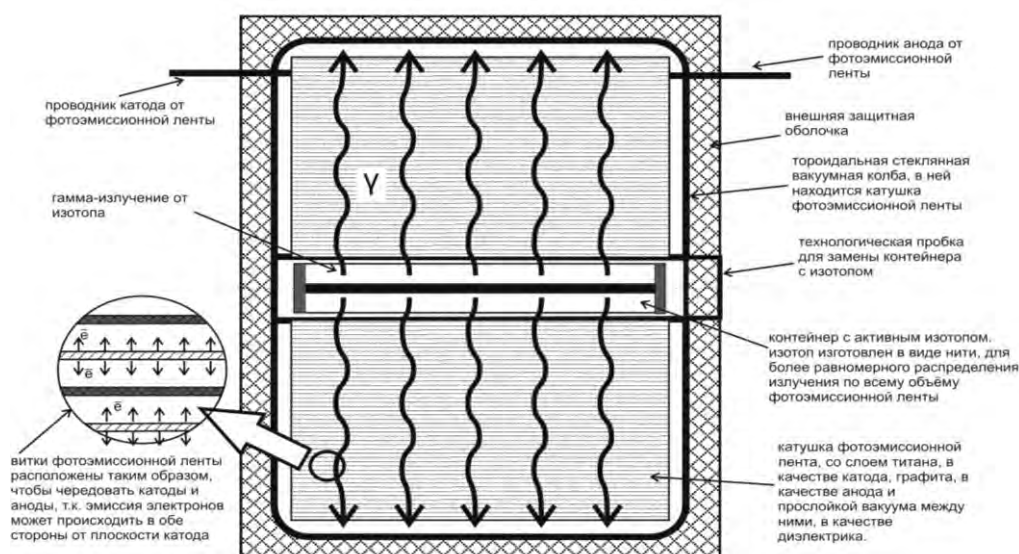


Рис. 2. Базовая конструкция ФАЭБ в виде катушки в вакуумной колбе

Рассчитаем ожидаемую мощность от ФЭАБ такого типа. Определим разность потенциалов катода и анода, т. е. холостое напряжение $U_{\text{хол}}$. Для этого используем формулу Эйнштейна для фотоэффекта с позиции квантовой теории излучения [5]:

$$h\nu - A_{\text{вых}} = \frac{hc}{\lambda} - A_{\text{вых}} = \phi_a - \phi_k = U_{\text{хол}}. \quad (2)$$

Подставляя известные величины, получаем:

$$\frac{4,14 \cdot 10^{-15} \text{ эВ} \cdot \text{с} \cdot 3 \cdot 10^8 \text{ м/с}}{2 \cdot 10^{-11} \text{ м}} - 3,92 \text{ эВ} = (6,21 \cdot 10^4 \text{ эВ} - 3,92 \text{ эВ})/e = 62100 \text{ В}, \quad (3)$$

Итак, под воздействием γ -излучения с длиной волны $\lambda = 2 \cdot 10^{-11} \text{ м}$ титановый фотоэлемент имеет разность потенциалов на катоде и аноде порядка 62 кВ, т. е. соотносится с энергией излучения кванта америция-141 (60 кэВ).

Рассчитаем мощность излучения 1 г америция-141. Исходя из периода полураспада америция-141 ($T = 460$ лет), молярной массы ($M = 243$), постоянная полураспада:

$$\lambda = 0,693/T = 0,693/1,45 \cdot 10^{10} \text{ с} = 4,78 \cdot 10^{-11} \text{ с}^{-1}. \quad (4)$$

Тогда количество распадов в секунду, учитывая, что в 1 Ам-141 $2,47 \cdot 10^{21}$ атомов:

$$\left| \frac{dN}{dt} \right| = \lambda N = 4,78 \cdot 10^{-11} \text{ с}^{-1} \cdot 2,47 \cdot 10^{21} \text{ атомов} = 1,18 \cdot 10^{11} \text{ атомов/с} \quad (5)$$

и энергия γ -квантов этого распада:

$$W = E \lambda N = 60000 \text{ эВ} \cdot 1,18 \cdot 10^{11} \text{ атомов/с} = 7,08 \cdot 10^{15} \text{ эВ/с}. \quad (6)$$

Учитывая известное соотношение величин $1 \text{ эВ} = 1,6 \cdot 10^{-19} \text{ Дж}$, получаем:

$$W = 7,08 \cdot 10^{15} \text{ эВ/с} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ Дж/с [Вт]}. \quad (7)$$

Таким образом, 1 грамм америция-141 излучает γ -кванты с мощностью $1,13 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}$.

Найдем силу тока из упрощенного предположения о том, что при единичном распаде выделяется один γ -квант, который идеально взаимодействует с одним электроном в катоде, в результате получаем перемещение единичного электрона с катода на анод. Зная общее количество распадов в секунду из (5), получим общий ток:

$$I = \lambda N e = 1,18 \cdot 10^{11} \text{ атомов/с} \cdot 1,602 \cdot 10^{-19} \text{ Кл} = 1,89 \cdot 10^{-8} \text{ Кл/с [А]}. \quad (8)$$

Проверим расчёт получив мощность из (3) и (8):

$$W = UI = 62 \text{ кВ} \cdot 1,89 \cdot 10^{-8} \text{ А} = 1,134 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}, \quad (9)$$

т. е. результат вполне согласуется с (7): сколько энергии изотоп излучил, столько ФЭАБ и выдал в виде электротока (при условии $\eta = 1$).

На основании аналогичных расчетов была составлена сводная таблица для других изотопов (в расчете на 1 г вещества).

Из таблицы можно сделать вывод, что изотопы с малой молярной массой имеют большую активность и в состоянии выдать высокую мощность, с другой стороны, требуется усиленная защита для их использования. При этом энергетическая мощность может быть достигнута высокой разностью потенциалов, однако сила тока мала и инженерная задача состоит в её повышении возможными методами. Так как в приведённых расчётах не были учтены конструкция батареи, свойства материалов, количество витков фотоэмиссионной

ленты и толщины её элементов, практические параметры силы тока могут в значительной мере отличаться в большую сторону от расчётных. Однако эти предположения требуют экспериментальной проверки и вывода соответствующих закономерностей.

Характеристики изотопов применительно к ФАЭБ

Изотоп 1 гр.	$T_{1/2}$	E_γ , эВ, или напряжение Вольт	Энергия, Вт	Сила тока, А	Требуемая кратность ослабле- ния*	Толщина защиты, см	
						(свинец)	(титан)
²² Na	2,6 года	$1,27 \cdot 10^6$	45,1	$3,54 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^6$	24,4	46,6
⁴⁴ Ti	60 лет	$7,8 \cdot 10^4$	$5,74 \cdot 10^{-2}$	$7,36 \cdot 10^{-7}$	$5 \cdot 10^4$	< 1	8,6
⁵⁴ Mn	312 дней	$8,35 \cdot 10^5$	37,6	$4,51 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^6$	15,3	33,3
⁵⁵ Fe	2,74 года	$6 \cdot 10^3$	$8,30 \cdot 10^{-2}$	$1,38 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^3$	< 1	< 1
⁵⁷ Co	272 дня	$1,22 \cdot 10^5$	5,88	$4,82 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^5$	1,3	11,3
⁶⁰ Co	5,3 года	$1,17 \cdot 10^6$	7,99	$6,81 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^6$	24,4	43
⁶⁵ Zn	244 дня	$1,12 \cdot 10^6$	54	$4,84 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^6$	24,4	43
⁸⁸ Y	106 дней	$9 \cdot 10^5$	73	$8,15 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^6$	17,5	35,2
¹⁰⁹ Cd	461 день	$8,8 \cdot 10^4$	1,31	$1,49 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^5$	1,15	10
¹¹³ Sn	115 дней	$3,92 \cdot 10^5$	22,2	$5,66 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^5$	6,1	23,2
¹³⁴ Cs	2,07 года	$6 \cdot 10^5$	4,63	$7,71 \cdot 10^{-6}$	$5 \cdot 10^5$	10,2	27,8
¹³³ Ba	10,54 года	$3,83 \cdot 10^5$	0,56	$1,46 \cdot 10^{-6}$	$5 \cdot 10^5$	6,1	23,2
¹³⁷ Cs	30,02 года	$6,61 \cdot 10^5$	0,35	$5,31 \cdot 10^{-7}$	$5 \cdot 10^5$	12,3	29,9
¹³⁹ Ce	137 дней	$1,66 \cdot 10^5$	6,7	$4,01 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^5$	1,3	11,3
¹⁵² Eu	13,51 года	$1,21 \cdot 10^5$	0,13	$1,03 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^5$	1,3	11,3
¹⁵³ Gd	240 дней	$1,03 \cdot 10^5$	2,10	$2,04 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^5$	1,3	11,3
²⁰⁷ Bi	33 года	$5,7 \cdot 10^5$	0,175	$3,08 \cdot 10^{-7}$	$5 \cdot 10^5$	10,5	27,8
²²⁸ Th + ²⁴¹ Am	1,9 года	$8,4 \cdot 10^4$	0,4	$4,77 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^5$	1,15	10
²⁴¹ Am	460 лет	$6 \cdot 10^4$	$1,14 \cdot 10^{-3}$	$1,89 \cdot 10^{-8}$	$1 \cdot 10^5$	1	7
²⁴³ Am	7370 лет	$7,5 \cdot 10^4$	$8,86 \cdot 10^{-5}$	$1,18 \cdot 10^{-9}$	$1 \cdot 10^5$	1	9

Для определения толщины защиты, после которой фотоэффект уже не происходит.

Выводы

Был рассмотрен вариант преобразования энергии излучения изотопов в электрическую энергию посредством γ -фотоэффекта, который может стать дополнительным элементом конструкции современных атомных батареек. Металлическая защита от γ -излучения в данном случае выполняет так же роль преобразователя энергии γ -квантов в электрический ток и может давать дополнительный энергетический выход батареи – даже если в конструкции батареи используется энергия других видов излучения радиоизотопа. Предположительно, данная технология сможет выступать в качестве активной поверхностной защиты космического корабля от γ -излучения, которая не только защитит экипаж от высокоэнергетического космического излучения, но и станет дополнительным источником электроэнергии для нужд корабля. Не исключена возможность использования фотоэмиссионной ленты, в виде многослойной панели, для применения в качестве аналога солнечных панелей на космических объектах (лунные базы, орбитальные станции ит.д.) для генерации электричества под воздействием космического γ -излучения при отсутствии солнечного света. Вопрос долговечности и мощности таких «космических» панелей остаётся открытым и является объектом дальнейшего исследования.

Список литературы

1. **Bradley, B.** [Electronic resource] / David Bradley // Materials Today. – 2014. – V. 17, 19, November. – P. 424–425.
2. **Prelas, Mark A.** A review of Nuclear Batteries [Text] / Mark A. Prelas, Charles J. Weaver [et al.] // Progress in Nuclear Energy. – 2014. – Vol. 75. – P. 117–148.
3. **Zhanga, Zheng-Rong.** GaAs low-energy X-ray radioluminescence nuclear battery [Electronic resource] / Zheng-Rong Zhanga [et al.] // Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section B: Beam Interactions with Materials and Atoms. – 2018. – Vol. 415. – P. 9–16.
4. **Гусев, Н.Г.** Защита от гамма-излучения продуктов деления [Текст] / Н.Г.Гусев. – М.: Атомиздат, 1968.
5. **Яворский, Б.** Физика [Текст]: пособие для поступающих в вузы // Б. Яворский, А. Детлаф. – М.: Дрофа, 1998. – С. 522–525.

ОЧИСТКА ОТРАБОТАННОГО ТРАНСФОРМАТОРНОГО МАСЛА ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ

Д.Т. ЮСУПОВ

(ООО «НТЦ АО «Узбекэнерго», г. Ташкент, Республика Узбекистан)

Для повышения надежности и продления срока службы силовых масляных трансформаторов проводится их диагностическое обследование и техническое обслуживание. Одним из элементов технического обслуживания является своевременная очистка отработанного трансформаторного масла.

Чистое трансформаторное масло, свободное от примесей, независимо от его химического состава обладает высоким, достаточным для практики пробивным напряжением (более 60 кВ), определяемым в промежутке плоских медных электродов с закругленными краями и расстоянием между ними 2,5 мм.

Снижение пробивного напряжения свидетельствует, как правило, о загрязнении масла различными механическими примесями.

Механические примеси являются нерастворенными веществами, содержащимися в масле в виде осадка – это волокна, пыль, продукты растворения в масле компонентов, применяемых в конструкции трансформатора (лаков, красок и т. п.). Другие примеси появляются в масле после внутренних повреждений трансформатора (электрической дуги, мест перегревов) в виде обуглившихся частиц. По мере старения в масле накапливается шлам, который, осаждаясь на изоляцию силового трансформатора, ухудшает ее диэлектрические свойства [1]. Осадок, накопившийся на поверхности обмоток, отводах, шинах, в масляных каналах трансформатора, ухудшает процессы теплопередачи и, соприкасаясь с целлюлозной изоляцией, ускоряет её старение. Вполне реальна опасность образования из частиц осадка проводящих мостиков в изоляции трансформаторов, что связано с уменьшением её электрической прочности [2].

Исследованиями последних лет выявлено [3], что механические примеси, имеющие размер менее 5 мкм, являются наиболее опасными для функционирования трансформатора, так как они представляют примерно 95 % общего числа загрязнителей в масле, являются в основном продуктами окисления масла и базой для образования более крупных частиц. Эти загрязнители полярны и имеют свойство притягиваться и налипать на внутренние поверхности трансформатора по достижению маслом определенного уровня загрязненности.

Целью данной научной работы является очистка отработанного трансформаторного масла от механических примесей микронного размера с использованием керамического фильтра.

В рамках реализации работ по созданию фильтрующей установки была сформирована и подвергнута предварительному обжигу при 900 °С партия керамических подложек. На подложки был нанесён селективный мембранный слой. Проведена сушка и окончательный обжиг мембранных элементов при температуре 1195 °С. В результате была получена партия керамических микрофильтрационных мембран, пригодных для очистки трансформаторного масла с размером механических примесей порядка 1–3 мкм [4]. При разработке керамического фильтра была использована хорошо зарекомендовавшая себя патронная конструкция. Она позволяет производить подготовку и формирование фильтра вне аппарата, быстро и оперативно производить его замену и подбором соответствующего количества керамических элементов получать фильтры требуемой производительности [5]. Таким образом, был разработан керамический фильтр, предназначенный для очистки отработанного трансформаторного масла от механических примесей.

Для исследования была взята проба отработанного трансформаторного масла из трансформатора ТМН напряжением 35 кВ, эксплуатируемого с 1976 г. Пробивное напряжение данной пробы проверялось с помощью измерительного аппарата электрической прочности диэлектрических жидкостей типа АМИ–60. Аппарат АМИ–60 питается от сети 220 В, вторичное напряжение повышается до 60 кВ. Испытание производилось в специальном фарфоровом сосуде, который заполнен пробами отработанного трансформаторного масла объёмом 500 мл. Перед испытанием расстояние между электродами установили 2,5 мм.

Отработанное трансформаторное масло испытывали на пробивное напряжение 5 раз, согласно нормативному документу [6] (табл. 1).

Таблица 1

Результаты пробивного напряжения отработанного трансформаторного масла до очистки

Номера испытаний	Пробивное напряжение, кВ
1	34
2	32
3	37
4	35
5	39
Средний показатель	35

Средний показатель пробивного напряжения отработанного трансформаторного масла составлял 35 кВ.

Очистка отработанного трансформаторного масла осуществлялась по замкнутой схеме, приведенной в работе [7]. Масло фильтровалось через керамический фильтр. Оптимальные результаты были получены, когда время очистки масла от механических примесей составляло не менее 4 ч.

Пробивное напряжение очищенного трансформаторного масла измерялось также с помощью аппарата АМИ–60. Испытание на пробивное напряжение проводилось 5 раз, согласно нормативному документу [6] (табл. 2).

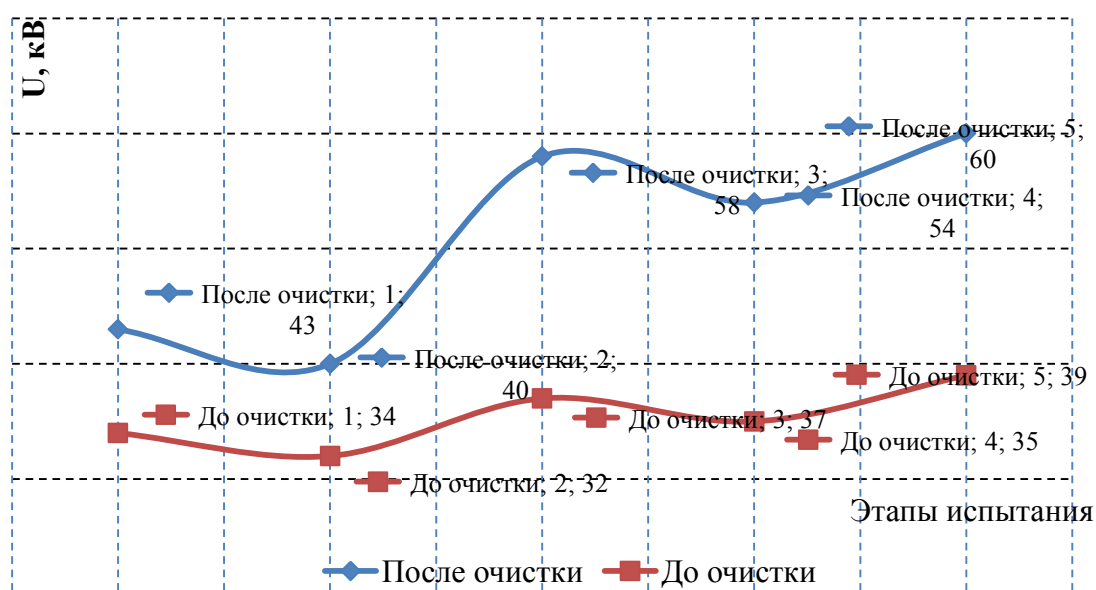
Таблица 2

**Результаты пробивного напряжения трансформаторного масла после очистки
керамическим фильтром**

Номера испытаний	Пробивное напряжение, кВ
1	43
2	40
3	58
4	54
5	60
Средний показатель	51

Полученные результаты по определению пробивного напряжения очищенного трансформаторного масла показали повышенные значения. Их средний показатель составил 51 кВ. После очистки отработанного трансформаторного масла от механических примесей (размерами 1 мкм и более) керамическим фильтром наблюдалось повышение пробивного напряжения в среднем на 16 кВ. Сравнительный анализ по пробивному напряжению трансформаторного масла до и после очистки, приведен на рисунке. Очистка отработанного трансформаторного масла от механических примесей (размерами 1 мкм и более) керамическим фильтром показала существенное повышение пробивного напряжения. Но наличие влаги эмульгированного вида [8] не позволяло достичь требуемого уровня отработанного трансформаторного масла по пробивному напряжению, согласно нормативному документу [6], по которому норма по пробивному напряжению трансформаторного масла составляет не ниже 60 кВ.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о важности и эффективности применения керамических фильтров. Эксперименты показали, что простая очистка масла от механических примесей недостаточна для её полной регенерации. Необходима также адсорбционная очистка для удаления влаги из отработанного



Пробивное напряжение трансформаторного масла до и после очистки

трансформаторного масла. Вместе с тем, фильтрация масла необходима на всех стадиях регенерации, поскольку происходит загрязнение частицами самого адсорбента. Комплексная очистка масла с использованием керамического фильтра и адсорбентов позволит полностью восстановить её эксплуатационные характеристики.

Список литературы

1. **Джуварлы, Ч.М.** Электроизоляционные масла [Текст] / Ч.М. Джуварлы, К.И. Иванов, М.В. Курлин, Р.А. Липштейн, Л.А. Мухарская – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1963. – 275 с.
2. **Липштейн, Р.А.** Трансформаторное масло [Текст] / Р.А. Липштейн, М.И. Шахнович. – 3-е изд., перераб. и. доп. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.
3. **Курочкин, А.С.** Метод сверхглубокой очистки трансформаторного масла [Электронный ресурс] / А.С. Курочкин, С.А. Курочкин, Е.В. Львов, В.Л. Осадчий. – <http://forca.ru/stati/podstancii/metod-sverhglubokoy-ochistki-transformatornogo-masla.html>
4. **Салихов, Т.П.** Пористая структура керамических мембран для тонкой очистки технологических жидкостей нефтегазовой отрасли [Текст] / Т.П. Салихов, В.В. Кан, Д.Т. Юсупов // Научно-технический журнал ФерПИ. – 2015. – № 3. – С. 95–98.
5. **Салихов, Т.П.** Применение керамического фильтра для циркуляционной очистки масла и целлюлозной изоляции силового трансформатора [Текст] / Т.П. Салихов, В.В. Кан, Д.Т. Юсупов // Промышленная энергетика. – 2017. – № 8. – С. 52–57.
6. **РН 34-301-633:2011.** Инструкция. Эксплуатация трансформаторных масел [Текст]: руководящий документ. – М., 2011. – 98 с.
7. **Юсупов, Д.Т.** Очистка трансформаторного масла на базе керамических мембран [Текст] / Д.Т. Юсупов, Т.П. Салихов, В.В. Кан // Главный энергетик. – 2016. – № 6. – С. 42–46.
8. **Юсупов, Д.Т.** Анализ влияния воды и механических примесей на некоторые эксплуатационные характеристики жидкой изоляции силового трансформатора [Текст] / Д.Т. Юсупов // Научно-технический журнал ФерПИ. – 2017. – № 1. – С. 86–89.

СЕКЦИЯ 4

«Современные топливные технологии»

БЕЗМАЗУТНЫЕ РАСТОПКИ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ НА ПРИМЕРЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ПАО «ИРКУТСКЭНЕРГО»

Е.Н. ЯГАНОВ, С.Г. АГЛИУЛИН, Ю.И. НАУМОВ, С.Ф. НИКОЛАЕВ, А.Н. ВОЛОБУЕВ
(АО «Сибтехэнерго», г. Новосибирск, Россия)

В ПАО «Иркутскэнерго» широко ведется работа по сокращению на электростанциях энергосистемы расходования мазута на растопку котлов и подсветку их факела при глубоких разгрузках. По техническому заданию ПАО «Иркутскэнерго», основываясь на технологии электрохимического воспламенения топлива (ЭХТС), АО «Сибтехэнерго» разработан проект, осуществлена поставка дополнительного оборудования, выполнен монтаж, пусконаладочные работы и испытания котла с использованием системы ЭХТС для реализации безмазутных растопок и расширения диапазона эксплуатационных нагрузок.

Промышленному внедрению предшествовали исследовательские работы на огневом стенде, которые позволили определить граничные условия расходно-динамических параметров и оптимизировать конструкцию электродугового блока для эффективного зажигания угольной пыли непосредственно для котельного оборудования электростанций ПАО «Иркутскэнерго».

В рамках работы проанализированы характеристики сжигаемого топлива на котлах, основные конструктивные особенности оборудования. Проведен анализ параметров при пуске из различных состояний при растопке с помощью горелки, оснащенной системой ЭХТС.

Описание системы ЭХТС для внедрения

Суть электрохимической технологии заключается в воспламенении пылеугольного топлива при воздействии на него электрической дуги высокочастотного тока и в интенсификации ионизационных процессов в пограничном слое корня факела. Технология воздействия электрических дуг не требует значительных затрат энергии, является составной частью сжигания пылеугольного топлива и предусматривает непрерывное её использование.

В состав системы ЭХТС входят:

- два преобразователя частоты ИРБИ 943-1,5-10/0,4 УХЛЗ.1, каждый из которых преобразует переменное питающее напряжение 380 В, 50 Гц в высокочастотное (20 кГц) высоковольтное (до 10 кВ) напряжение и стабилизирует выходной ток. Каждый преобразователь состоит из двух шкафов: шкаф преобразователя частоты (ПЧ) и высоковольтный шкаф (ВВ) с повышающим трансформатором. Функционально силовая часть преобразователя состоит из выпрямителя трехфазного сетевого напряжения, фильтра выпрямленного напряжения, мостового инвертора напряжения и выходного

высоковольтного высокочастотного трансформатора. Сетевое трехфазное напряжение подается на вход преобразователя и выпрямляется диодным выпрямителем. Транзисторные ключи инвертора напряжения формируют на нагрузке заданный высокочастотный ток (амплитуду). Оба преобразователя частоты имеют одинаковые характеристики и размещены на общей крепежной стойке;

- горелка системы ЭХТС, в конструкции которой смонтирован электродуговой блок, создающий высокочастотную дугу в зоне горения пылеугольного факела. Электродуговой блок состоит из двух пар электродов, закрепленных на восьми проходных изоляторах, рассчитанных на максимальное выходное напряжение преобразователей частоты. При нормальном режиме работы преобразователей частоты в электродуговом блоке зажигаются две несвязанные высокочастотные дуги. Эскиз электродугового блока с электродами и проходными изоляторами показан на рис. 1;

- высоковольтные кабели (10 кВ), предназначенные для передачи высокочастотного тока от обмоток ВН трансформаторов преобразователей частоты до проходных изоляторов электродугового блока. От каждого высоковольтного трансформатора отходит два высоковольтных кабеля, проложенных в заземленном металлорукаве;

- кабели питания преобразователей частоты (0,4 кВ), кабели управления и сигнализации.

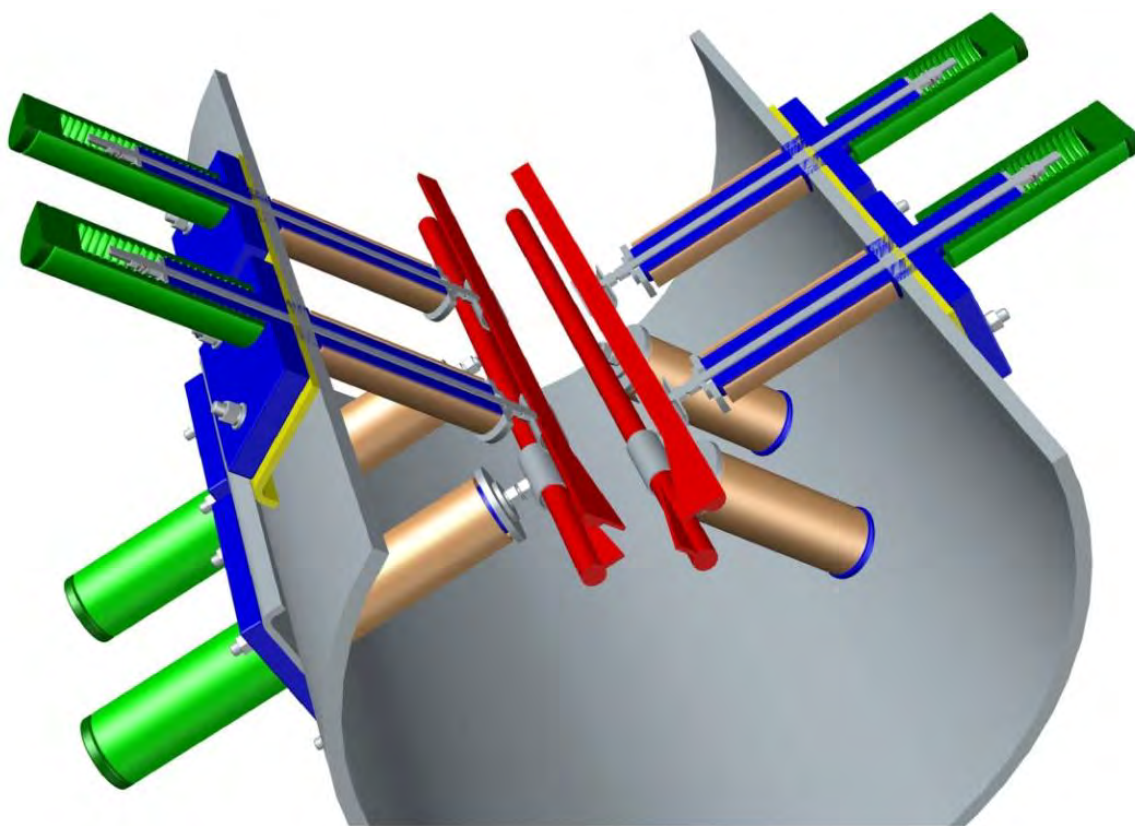


Рис. 1. Электродуговой блок ЭХТС

Котел ТП-10 ст. № 1 ТЭЦ-10 (г. Ангарск)

Котлоагрегат типа Е-220-100-540 (ТП-10), однобарабанный, вертикально-водотрубный с естественной циркуляцией, газоплотный, предназначен для получения перегретого пара при сжигании угольного топлива. Для сжигания применяются угли Мугунского, Азейского месторождений марки Б (ЗБР), Ирбейского меторождения марки Б (ЗБР), каменного черемховского угля марок Д и ДСШ, а также их смесей.

Общий вид котла представлен на рис. 2.

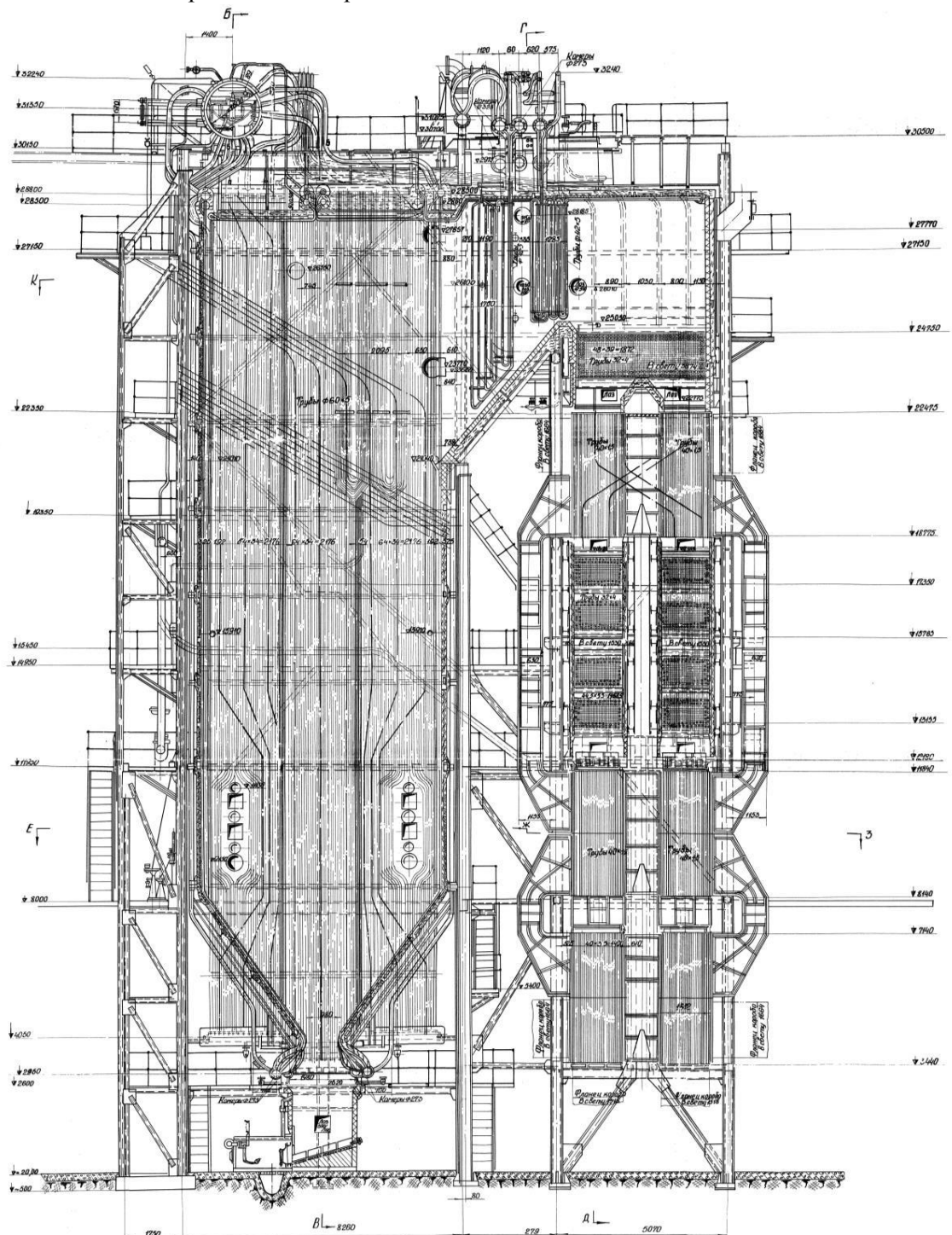


Рис. 2. Общий вид котла ТП-10

Топка котла – камерная – спроектирована для сжигания пылеугольного топлива в режиме твердого шлакоудаления. Топочная камера сечением 9792×7040 оборудована четырьмя блоками прямоточных горелок, установленных по тангенциальной схеме с диаметром условной окружности 1000 мм. Каждый блок горелок включает чередующиеся по высоте 3 канала вторичного воздуха и 3 канала аэросмеси.

Котел оборудован двумя индивидуальными системами пылеприготовления с промежуточным бункером пыли с шаровыми барабанными мельницами.

На фронтальной стене топочной камеры на отметке плюс 10,200 м, на 270 мм ниже оси основных горелок размещена муфельная горелка. Локально горелка смещена к левой стороне от оси котла.

Номинальная расчетная мощность муфельной горелки составляет 8 МВт.

До технического перевооружения, проведенного фирмой АО «Сибтехэнерго» конструкция муфельной горелки состояла из вихревой горелки по пылевому потоку, в котором была установлена мазутная форсунка, и цилиндрической камеры, футерованной изнутри шамотным кирпичом. По длине муфельной горелки установлены тангенциальные сопла вторичного воздуха, всего три группы воздушных сопел под углом 120° друг к другу. Общий вид муфельной горелки до техперевооружения представлен на рис. 3.

В объеме технического перевооружения произведена замена вихревой горелки, установленной на торце муфельизированного предтопка на горелочное устройство с электродным блоком системы ЭХТС-2-10-20.

Эскиз муфельной горелки представлен на рис. 4.

Воспламенение пылеугольного топлива осуществляется в горелке ЭХТС путём воздействия электрических дуг высокого напряжения и высокой частоты на пылевоздушную смесь. Горелка ЭХТС располагается на торцевой стенке по оси муфельной горелки.

26 марта 2017 г. была проведена первая безмазутная растопка барабанного котла ТП-10 ст. № 1 ТЭЦ-10 филиал ПАО «Иркутскэнерго».

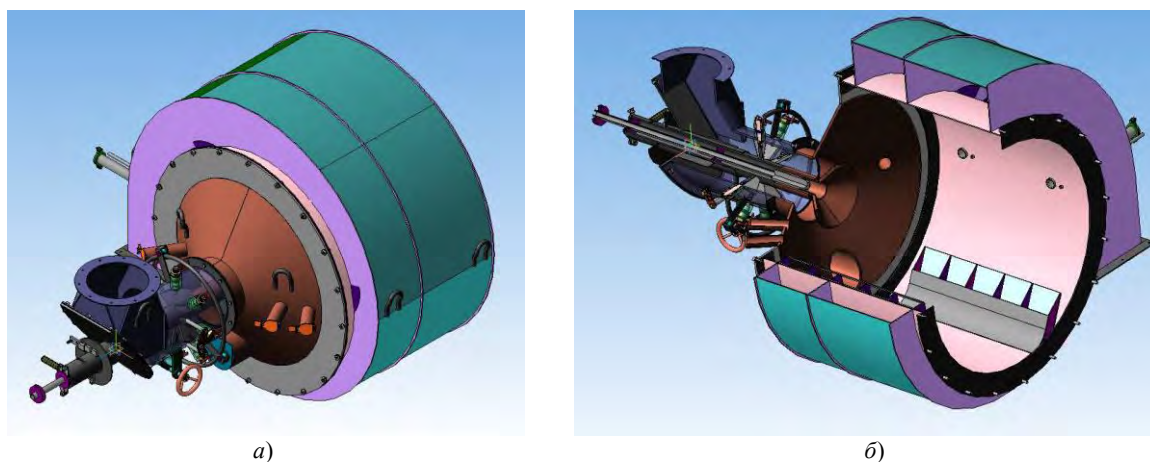


Рис. 3. Общий вид муфельной горелки до технического перевооружения:
а – общий вид; б – общий вид в разрезе

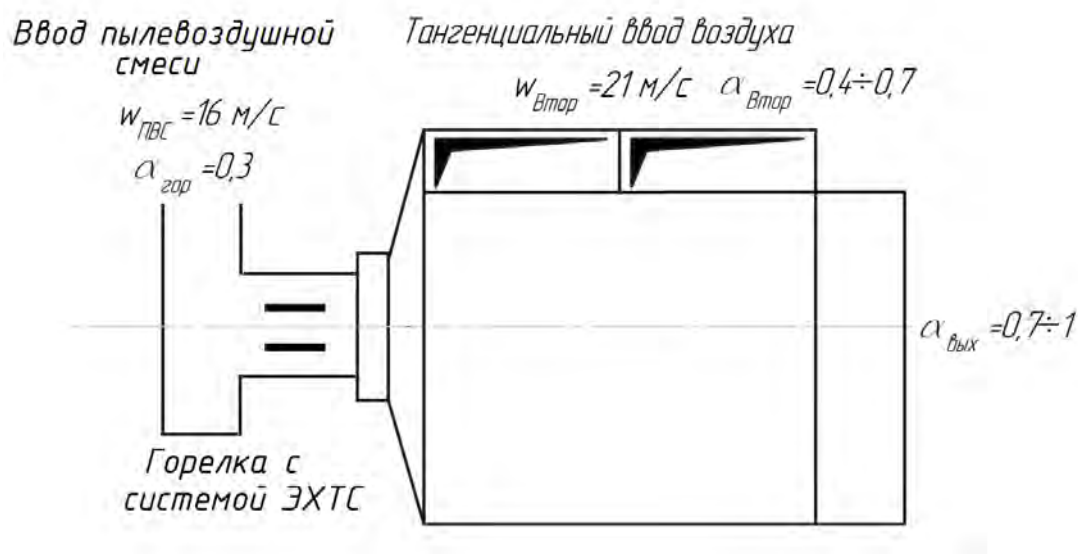


Рис. 4. Эскиз муфельной горелки с системой ЭХТС

Растопка осуществлялась с помощью муфельной горелки, оснащенной системой электрохимического сжигания топлива (ЭХТС). Сжигаемое топливо при растопке – угольная пыль, хранящаяся в промежуточном бункере систем пылеприготовления котла.

Потребляемая электрическая мощность системы ЭХТС составила 5 кВт. Тепловая мощность горелок составляет до 8 МВт. Система обеспечивает стабильное и устойчивое воспламенение угольной пыли при пуске котла из холодного состояния. Горелка ЭХТС организует подачу в топочную камеру горящего факела с температурой 1250–1350 °С. Факел от муфельной горелки при работе системы ЭХТС распространяется вглубь топочной камеры на 3–5 м.

Мазут в топку котла не подавался в течение всего времени растопки. На трубопровод мазута к котлу был установлен ультразвуковой расходомер «Pelican». Показания ультразвукового расходомера «Pelican» на мазутопроводе к концу растопки были нулевыми.

Температура стенок барабана перед началом растопки – примерно 105 °С, температура газов за пароперегревателем – 70 °С.

Содержание горючих, в отобранных пробах из-под золоуловителей в течение растопки приведено на рис. 5.

На рис. 6 приведены зависимости основных теплотехнических параметров котла и муфеля с системой ЭХТС в течение растопки.

Комиссия, проанализировавшая выполненные пусковые операции и данные о параметрах муфеля и котла в ходе растопки, признала удовлетворительной растопку котла ТП-10 ст. № 1 ТЭЦ-10 ПАО «Иркутскэнерго» без использования мазута, проведенную 26.03.2017.

По результатам выполнения работ были получены разрешения у разработчика муфельной горелки ООО «ЗиО-КОТЭС» и у завода-изготовителя котла ОАО ТКЗ «Красный котельщик» на опытную эксплуатацию муфельной горелки, в конструкции которой используется технология ЭХТС.

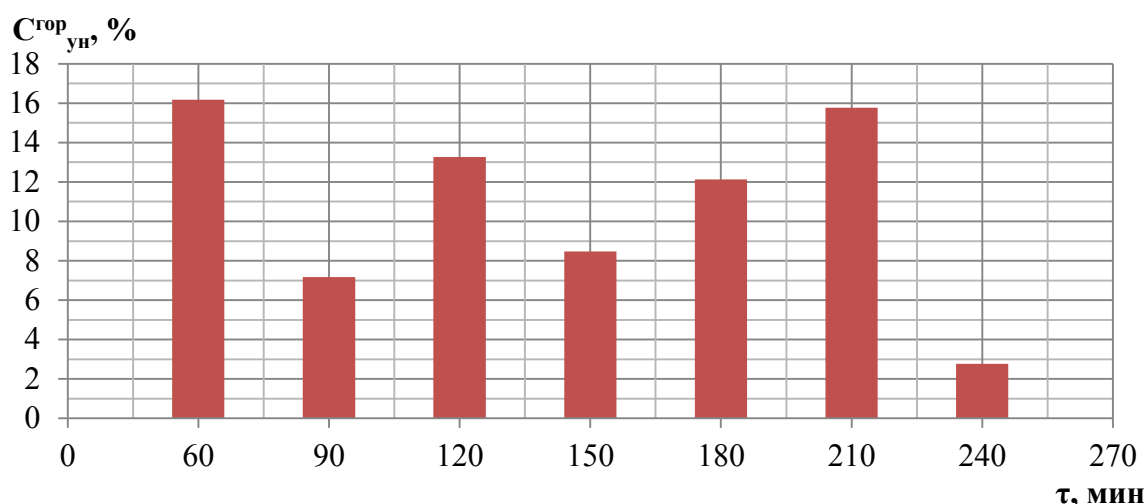


Рис. 5. Содержание горючих, в отобранных пробах, из-под золоуловителей в течение растопки

Всего на сегодняшний день (март 2018 г.) проведено пять растопок котла ТП-10 (Е-220-100-545) из различных тепловых состояний без использования мазута.

Дальнейшие работы по внедрению систем ЭХТС на котлы электростанций ПАО «Иркутскэнерго»

По результатам выполненной работы на котле ТП-10 ТЭЦ-10 руководством ПАО «Иркутскэнерго» принято решение о дальнейшем внедрении систем ЭХТС на свои электростанции.

На сегодняшний день технология успешно опробована при растопке котла ПК-24 (Пп-270-140-545) из холодного состояния (октябрь 2017 г.). Целью опробования являлась проверка работоспособности технологии при внедрении в стандартное горелочное устройство. Результат опробования – проведены пусковые операции без использования мазута без замечаний. Принято решение об оснащении четырнадцати котельных агрегатов типа ПК-24 ТЭЦ-10 системами ЭХТС. Работа находится на этапе проектирования и изготовления оборудования.

Помимо ПК-24, в процессе реализации проекта проводится оснащение еще одного котла ТП-10 ст. № 2 системой ЭХТС. Работа находится на этапе монтажа оборудования.

Котельные агрегаты БКЗ-320-140 ст. № 5 и 6 Братской ТЭЦ-6 (г. Братск) будут оснащены системами ЭХТС во 2–3 квартале 2018 г. Работы будут начаты после завершения процедуры торгов.

Котельный агрегат БКЗ-75-39 ФБ ст. № 8 Ново-Иркутской ТЭЦ-5 (г. Шелехов) находится в капитальном ремонте, в период которого на нем будут установлены две системы ЭХТС. Окончание работ по ЭХТС – 16 апреля 2018 г.

Перспективной является ТЭЦ-9 (г. Ангарск), на пылеугольные агрегаты которой планируется в 2019 г. установить системы ЭХТС для целей безмазутных растопок и расширения диапазона нагрузок.

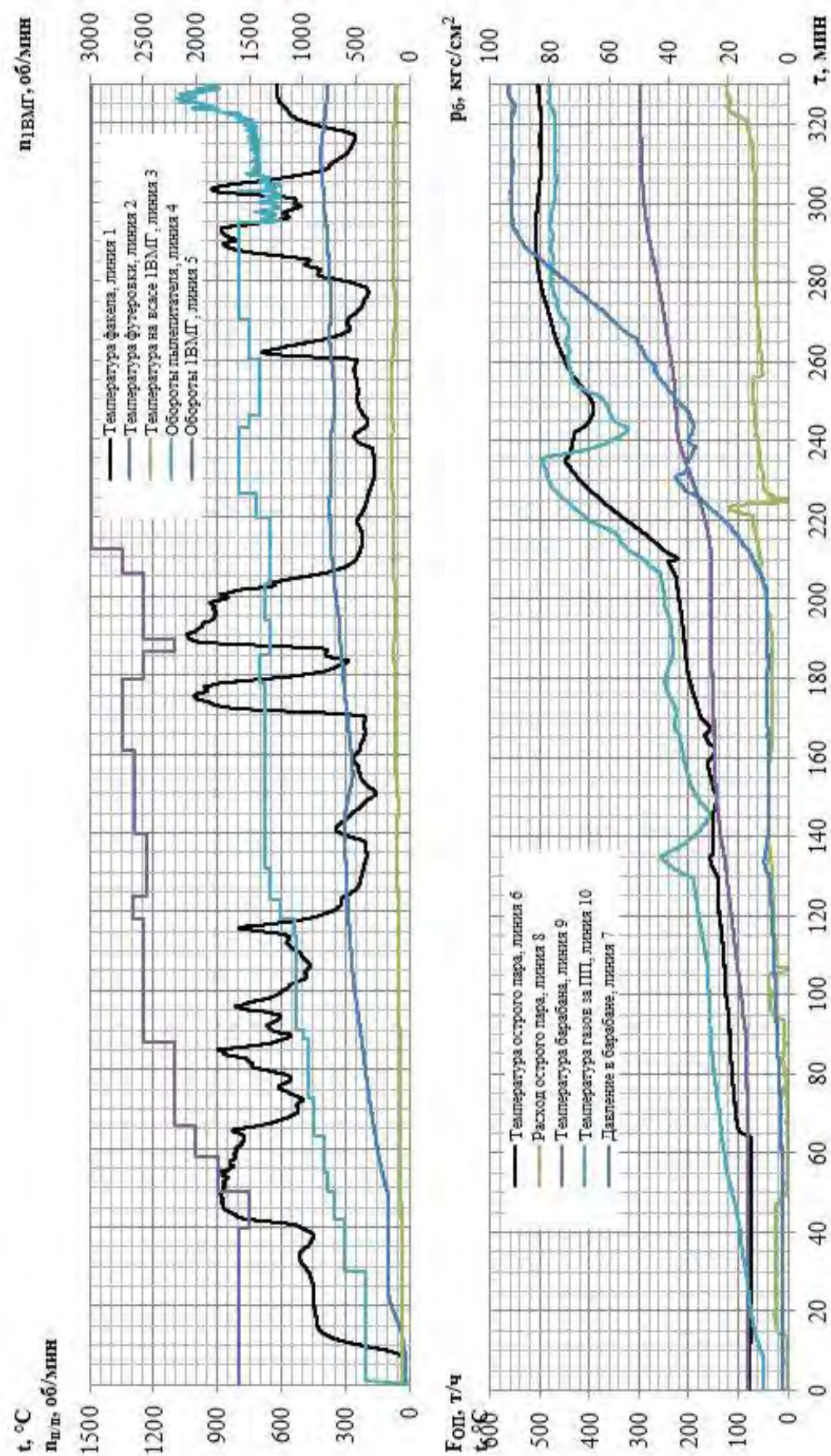


Рис. 6. График изменения основных теплотехнических параметров котла и муфеля с системой ЭХТС при пуске из холодного состояния

Дальнейшие работы по внедрению систем ЭХТС на котлы электростанций России

Успешный опыт внедрения системы ЭХТС на котел ТП-10, а также возможность, предоставляемая руководством ТЭЦ-10 ПАО «Иркутскэнерго», провести визуальный осмотр установленного оборудования АО «Сибтехэнерго» создали условия для нарастающего спроса на внедрение систем ЭХТС среди генерирующих компаний России. Технология адаптируется к существующим системам пылесжигания и горелочным устройствам, не требуя значительных затрат по переделке имеющихся технологических решений.

В настоящий момент ведутся работы по промышленному внедрению технологии ЭХТС:

- на котле П-57Р ст. № 2 Экибастузской ГРЭС-2 АО «Интер РАО – Электрогенерация» (г. Экибастуз);
- на котле ТП-87 ст. № 8 Новосибирской ТЭЦ-2 АО «Сибэко» (АО «СГК»);
- на котлах БКЗ-160-140 Байкальской ТЭЦ (БЦБК).

Выводы

1. Применение системы ЭХТС для целей растопки котлов позволяет заместить высоко-реакционное топливо (мазут) угольной пылью. Исключены риски, связанные с разливом мазута на площадке обслуживания и в холодную воронку (летку) котла при его некачественном распыле в форсунках, при низкой температуре мазута или низком давлении пара на его распыл. Таким образом, повышается эксплуатационная надежность и безопасность процесса растопки.

2. Система ЭХТС является эффективным инструментом регулирования и стабилизации топочных процессов котла.

3. Система ЭХТС низкзатратна с точки зрения энергопотребления. Потребляемая мощность системы не превышает 5 кВт во всем интервале растопки.

4. Срок службы электродов, рассчитанный на основании данных, полученных в период опытной эксплуатации, составляет не менее 8000 ч. Потеря массы и длины электродов после 2000 ч составит примерно 11 г и 13 мм, после 8000 ч – примерно 46 г и 55 мм соответственно. Начальная масса одного электрода составляет 250 г при длине 300 мм.

5. Срок службы системы ЭХТС не менее 12 лет.

6. Система адаптируется к существующим системам пылесжигания и горелочным устройствам, не требуя значительных затрат по переделке имеющихся технологических решений.

НЕКОТОРЫЕ ПУТИ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРОМЫШЛЕННОГО ПОЛУЧЕНИЯ СПГ

В.Г. СТЕПОВАНЫЙ (АО «РЭП Холдинг», г.Санкт-Петербург, Россия)

Геополитическая ситуация нашего времени создала условия, в которых необходимо изменить структуру экспортных поставок природного газа (СПГ) путем увеличения доли сжиженного природного газа в общем объеме продаж.

Для быстрого сокращения отставания от лидирующих в этой области стран необходимо осваивать строительство заводов производства СПГ. Однако подобное строительство затруднено отсутствием отечественных технологий. Действующие и строящиеся заводы СПГ используют иностранные технологические процессы. Это требует существенных финансовых затрат и создает дополнительные риски, связанные с ограничением доступа российских предприятий к зарубежным технологиям.

Для преодоления сложившейся ситуации необходимо изыскать технологические решения, которые могли бы быть реализованы на современном уровне в России. Но для начала поговорим о некоторых термодинамических аспектах сжижения природного газа.

Количество тепла, которое необходимо отнять для конденсации природного газа, с повышением давления уменьшается. Это говорит о перспективности процесса с высоким рабочим давлением природного газа.

В холодильной промышленности для сжижения газов используются следующие способы охлаждения:

- каскадный процесс, суть которого заключается в постепенном охлаждении и конденсации сырья в серии теплообменных аппаратов;
- процесс с использованием расширительных устройств (детандер, дроссель).

Все технологические процессы получения сжиженного природного газа основаны на его каскадном охлаждении. Но, принимая во внимание термодинамическую картину природного газа, перспективным можно назвать цикл с охлаждением природного газа с помощью расширения.

В литературе отсутствует описание или прямые ссылки на подобные крупнотоннажные технологические процессы. Только в некоторых статьях можно прочесть, что подобные решения проигрывают каскадному охлаждению по энергетической эффективности на величину около 20–30 %. Так же, необходимо посмотреть, как влияет рабочее давление природного газа на интегральные характеристики технологического процесса. Для моделирования необходимых процессов был выбран программный комплекс Aspen HYSYS.

Каскадный процесс

В целях сличения был выбран классический каскадный процесс и смоделирован по канонам, описанным в литературе.

Каскад включает три контура охлаждения на чистых компонентах: пропане, этане и метане. Каждый цикл работает последовательно в соответствующем диапазоне температур.

Недостатком такой компоновки является большое количество оборудования и занимаемая им площадь.

По своей энергетике процесс считается самым рациональным, т. е. удельная затратная мощность минимальна.

Сначала природный газ после сжатия в компрессоре охлаждается внешним природным источником – водой, затем последовательно – испаряющимися пропаном до минус 39 °С, этаном – до минус 95 °С, метаном – до минус 155 °С, а затем расширяется в дросселе до атмосферного давления, охлаждаясь при этом до температуры хранения СПГ минус 159 °С.

Комбинированный процесс

Технологический процесс получения сжиженного природного газа был задуман, как классический каскадный процесс (пропан, этан, метан), но с использованием расширительных устройств (детандера сразу за первым криогенным теплообменным аппаратом и дросселя – за вторым).

Природный газ охлаждается природным источником – водой.

Из-за нерациональности работы турбодетандера в области газо-жидкостных сред давление в испарителе холодильного контура на основе пропана было поднято с 1,1 до 3,0 бар. Холодильный контур на основе пропана охлаждает этан до минус 5 °С, природный газ и метан до минус 10 °С.

Газ с давлением 49,7 бар и температурой минус 10 °С поступает в турбодетандер, где расширяется до давления 28 бар (давление эмпирическим путем выбрано оптимальным), охлаждаясь при этом до минус 31 °С. Сухость на выходе – 0,95. Далее, природный газ поступает на этап охлаждения этаном.

На выходе из второго криогенного теплообменного аппарата уже полностью сжиженный природный газ с температурой минус 95 °С входит в дроссельный вентиль, где дросселируется до давления 1,3 бар, охлаждаясь при этом до минус 154,3 °С. Сухость на выходе – 0,47.

Оставшуюся газо-жидкостную смесь конденсирует метан и охлаждает до температуры минус 159 °С.

Оценка влияния увеличения давления природного газа

Для оценки влияния рабочего давления природного газа (ПГ) на интегральные характеристики технологического процесса смоделировано 4 варианта комбинированного процесса с разным рабочим давлением ПГ. С точки зрения наименьшей удельной работы наилучшим вариантом является компоновка с рабочим давлением 150 бар.

Выводы

В данной работе были предложены методы увеличения холодильной эффективности классического каскадного процесса, такие как:

- применение комбинированного процесса;
- увеличение рабочего давления природного газа в технологическом процессе.

Исследование показало, что сама по себе идея комбинированного цикла не является рациональной. При том же рабочем давлении природного газа выигрыш по энергетическим и габаритным показателям ничтожен.

С другой стороны, комбинированный процесс с повышенным рабочим давлением природного газа имеет:

- на 8 % меньше потребной мощности;
- на 15 % меньше тепловой мощности ТОО.

Но и этот метод нерационален. Так как в технике подобные преимущества не считаются значимыми. Кроме того, потребуются дополнительные значимые финансовые инвестиции, а именно дорогостоящее оборудование, дополнительные расходы, связанные с подготовкой (очисткой) природного газа.

Совокупность всего вышеперечисленного свидетельствует, что ни комбинированный процесс, ни метод увеличения рабочего давления природного газа не являются целесообразными ни с точки зрения рентабельности, ни с точки зрения энергетической эффективности.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОТОЧНОЙ ГАЗИФИКАЦИИ КАМЕННОГО УГЛЯ В СРЕДЕ O_2 - CO_2 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ

П.А. РАЛЬНИКОВ, Н.А. АБАИМОВ, А.Ф. РЫЖКОВ

(ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия)

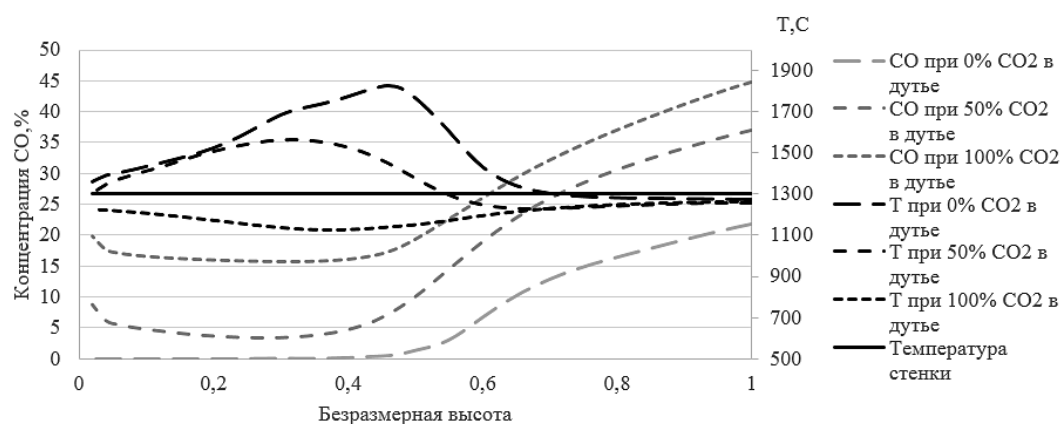
Идея перехода на смесь O_2 - CO_2 в процессе поточной газификации направлена на получение новых данных о процессе и на решение одной из наиболее значимых проблем современности, а именно сокращение выбросов CO_2 в атмосферу. Основным направлением научной деятельности коллектива является разработка технологической схемы процесса преобразования энергии твердого топлива в электрическую с околонулевыми выбросами углекислого газа и высокими технико-экономическими показателями, в рамки которой входит данное исследование. Таким образом, исследование является актуальным по причине участия в решении глобальной проблемы ликвидации выбросов парниковых газов из энергоустановок.

Цель исследования – получение новых сведений о процессе поточной газификации каменного угля в среде O_2 - CO_2 .

В качестве объекта исследования выбран поточный газификатор НПО «ЦКТИ», спроектированный на работу на кислородном дутье, численное исследование которого проведено ранее [1].

Поскольку процессы в газификационной установке проходят при высоких значениях температуры, а сама установка имеет достаточно сложную конструкцию, то гораздо дешевле и удобнее производить исследование, используя метод вычислительной гидродинамики (CFD) [2].

Было проведено численное исследование работы поточного газификатора НПО «ЦКТИ» при увеличении количества CO_2 в смеси O_2 - CO_2 , подаваемой на дутье, от 0 до 100 % (см. рисунок). При кислородном дутье пик температуры наблюдается в середине установки, что обусловлено протеканием экзотермических реакций горения угля в кислороде. Во второй половине газификатора начинает превалировать эндотермическая реакция газификации, что приводит к снижению температуры потока до фиксированной температуры стенки. А также при кислородном режиме работы процесс делится на две стадии – окислительную (примерно до 0,5 высоты газификатора) и восстановительную (от 0,5 до 1 высоты). Если говорить об углекислотном дутье (100 % CO_2 в дутье), то в данном случае на протяжении всей высоты газификатора распространена зона окисления (углекислотная). В промежуточном случае



Распределение температуры и концентрации CO по высоте газификатора

(при 50 % CO_2 в дутье) пик температуры снижается и приближается к горелке в связи со снижением концентрации кислорода и уменьшением интенсивности экзотермических реакций. Рост концентрации CO в составе синтез-газа монотонен и обусловлен ускорением протекания реакции Будуара при увеличении концентрации CO_2 в составе дутья. При кислородном процессе автотермический режим преобладает почти по всей длине установки. В случае с 50 % CO_2 в дутье примерно на половине установки автотермический режим переходит в аллотермический. При 100 % CO_2 в дутье наблюдается исключительно аллотермический режим.

Таким образом, основываясь на полученных данных, возможен выбор обоснованного режима для проведения экспериментального исследования на реальной установке.

Список литературы

1. **Ральников, П.А.** Численное исследование процесса газификации в пилотном кислородном поточном газификаторе [Текст]: материалы науч.-практ. конф. / П.А. Ральников, Н.А. Абаимов, А.Ф. Рыжков // Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве. – Екатеринбург, 2017. – С. 113.
2. **Абаимов, Н.А.** Разработка модели поточной газификации угля и отработка аэродинамических механизмов воздействия на работу газогенераторов [Текст] / Н.А. Абаимов, А.Ф. Рыжков // Теплоэнергетика. – 2015. – № 11. – С. 3–8.

ВЛИЯНИЕ ГИДРОТЕРМАЛЬНОЙ КАРБОНИЗАЦИИ НА ТОРФ*

К.О. КРЫСАНОВА, В.М. ЗАЙЧЕНКО, А.Ю. КРЫЛОВА

(ФГБУН ОИВТ РАН – ООО «Альтернативные технологии», г. Москва, Россия)

Анализ экологической ситуации в России свидетельствует о том, что кризисные тенденции, с полной отчетливостью проявившиеся в предшествующие 15 лет, не преодолены, а в отдельных аспектах даже углубляются, несмотря на принимаемые меры.

15 % территории России (по площади больше, чем Западная и Центральная Европа, вместе взятые), на которой сосредоточена основная часть населения и производства, находится в неудовлетворительном экологическом состоянии, экологическая безопасность здесь не гарантирована. При этом удельные показатели негативных воздействий на окружающую среду в расчете на душу населения и единицу валового внутреннего продукта в России являются одними из самых высоких в мире [1].

Поэтому один из приоритетных направлений научно-технологического развития Российской Федерации – переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике, повышение эффективности добычи и глубокой переработки углеводородного сырья, формирование новых источников, способов транспортировки и хранения энергии [2].

Сложившаяся экологическая обстановка способствует использованию «CO₂-нейтральных» источников энергии, которые не влияют на баланс углекислого газа в атмосфере. Таким источником является биоуголь, образовавшийся при переработке растительной биомассы. При сжигании такого биоугля выделяется столько же углекислого газа, сколько растения поглотили в процессе жизненного цикла, следовательно, отсутствует негативное влияние на баланс углекислого газа в атмосфере.

Один из современных способов переработки биомассы растительного происхождения в CO₂-нейтральный биоуголь – гидротермальная карбонизация или «влажная торрефикация». Процесс протекает при температурах примерно 200 °C и давлении, соответствующем давлению насыщенных паров при данной температуре, а также в присутствии значительного количества воды [3].

Гидротермальная карбонизация, в отличие от других методов термической обработки сырья, не нуждается в предварительной сушке. Получившийся продукт (биоуголь) обладает высокой энергетической плотностью.

Было изучено влияние температуры на гидротермальную карбонизацию верхового торфа месторождения Боровское Новгородской области.

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 17-08-01393 а.

Исходный торф характеризовался 34%-ной влажностью и относительно низкой зольностью (9,63 %), элементный состав (в % мас.) которого следующий:

N – 1,42; C – 52,09; H – 5,72; S – 0,15; O – 31.

Для проведения эксперимента смешивали 50 г торфа и 150 г воды. Затем загружали полученную суспензию в стальной аппарат периодического действия. Аппарат нагревали до необходимой температуры и выдерживали в течение 8 ч.

Для определения влажности и зольности соединений был использован термоанализатор SDTQ 600, позволяющий проводить синхронный термический анализ, который включает термогравиметрический и дифференциальный термогравиметрический анализы, а также дифференциальную сканирующую калориметрию.

Теплоту сгорания материалов определяли, исходя из элементного анализа, который проводили на анализаторе Vario MICRO Cube, предназначенном для одновременного определения элементов C, H, N и S в образцах.

Проведение гидротермальной карбонизации привело к получению биоугля, отличающегося от исходного материала на порядок более низкой влажностью, а кроме того, вследствие растворения части исходных минеральных соединений в горячей воде – почти вдвое меньшей зольностью (табл. 1).

При увеличении температуры гидротермальной карбонизации с 210 до 230 °C меняется и элементный состав продукта: увеличивается количество углерода и уменьшается количество кислорода, что естественно влияет на теплоту сгорания биоугля (см. табл. 1).

Таблица 1

Влияние температуры гидротермальной карбонизации торфа на состав биоугля

Температура <i>T</i> , °C	Влажность <i>W</i> , %	Зольность <i>A</i> , %	Состав, %мас. (на сухое вещество)				
			N	C	H	S	O
210	3,39	5,58	1,92	64,89	5,36	0,09	22,16
230	3,4	4,68	1,97	68,17	5,6	0,11	19,47

В табл. 2 также приведена теплота сгорания верхового торфа и биоугля, полученного при гидротермальной карбонизации. Наличие большого количества кислорода в исходном верховом торфе, как и следовало ожидать, обусловило относительно низкое тепловыделение: низшая и высшая теплота сгорания сырья составила соответственно 4816 и 5125 ккал/кг. Вследствие проведения гидротермальной карбонизации торфа теплота сгорания биоугля заметно увеличилась и составила при максимальной температуре проведенных опытов (230 °C) 6398 (низшая) и 6700 (высшая) ккал/кг.

Таблица 2

Влияние температуры гидротермальной карбонизации торфа на теплоту сгорания биоугля

Температура <i>T</i> , °C	Теплота сгорания, ккал/кг	
	высшая	низшая
210	6001	6291
230	6398	6700

Таким образом, проведение гидротермальной карбонизации верхового торфа при примерно 210–230 °С позволяет получить качественный биоуголь, приближающийся по своим характеристикам к ископаемому бурому углю, а по теплоте сгорания – к каменному углю.

Список литературы

1. **Соколов, Э.М.** Общая экологическая ситуация в России [Электронный ресурс]: экология и охрана окружающей среды / Э.М. Соколов, В.М. Панарин, А.А. Зуйкова, Т.А. Сысоева; Тульский государственный университет. – URL: <http://www.eco-oos.ru/biblio/sborniki-nauchnyh-trudov/ekologicheskii-ustoiichivoe-razvitiie-racionalnoe-ispolzovanie-prirodnih-resursov/02/>.
2. **Российская Федерация. Указы.** О Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации [Текст]: указ Президента Российской Федерации от 01.12.2016 г. № 642.
3. **Elliot, D.C.** Hydrothermal liquefaction of biomass: Developments from batch to continuous [Electronic resource] / D.C. Elliot, P. Biller, A.B. Ross, A.J. Schmidt, S.B. Jons // Bioresource Technology. – 2015. – V. 178. – P.147–156.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ДВУХСТАДИЙНОЙ ПИРОЛИТИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ В СИНТЕЗ-ГАЗ

В.А. ЛАВРЕНОВ, В.М. ЗАЙЧЕНКО (ФГБУН ОИВТ РАН, г. Москва, Россия)

(Тезисы)

Растущий интерес к использованию биомассы в качестве CO_2 -нейтрального возобновляемого источника энергии обусловлен её всеобщей доступностью, в том числе в виде отходов, которые зачастую подлежат обязательному захоронению. На международном рынке энергетического оборудования сейчас пользуются большим спросом дешевые автономные электростанции на основе биомассы в качестве источника энергии мощностью от нескольких десятков до сотен киловатт. Существующие решения, главным образом, основаны на технологии воздушной газификации, являющейся простым и эффективным способом получения топливного газа из твердого органического сырья.

Метод воздушной газификации не лишен недостатков, среди которых два наиболее значимых – высокое содержание смол ($0,1\text{--}100\text{ мг/м}^3$) и балластных газов (N_2 , CO_2) в синтез-газе. Первый приводит к значительному увеличению стоимости синтез-газа из-за необходимости его комплексной очистки, второй – к уменьшению теплоты сгорания газа до уровня $3\text{--}6\text{ МДж/м}^3$. Альтернативой воздушной газификации является способ двухстадийной пиролизной переработки, объединяющий пиролиз и последующий высокотемпературный гетерогенный крекинг летучих веществ в неподвижном слое коксового остатка биомассы. Одним из основных преимуществ метода является высокая степень преобразования энергии сырья в синтез-газ, достигающая $0,86$. Газ имеет более высокое значение теплоты сгорания на уровне $10\text{--}12\text{ МДж/м}^3$ и содержит по меньшей мере 90% об. водорода и монооксида углерода в соотношении от $1:1$ до $2:1$ в зависимости от типа сырья и параметров переработки. Содержание смол обычно составляет $10\text{--}50\text{ мг/м}^3$. Другим преимуществом двухстадийного пиролизного процесса является его дешевизна по сравнению с методами кислородной или паровой газификации. В настоящее время ОИВТ РАН ведется разработка экспериментальной установки производительностью 300 кг/ч сырья (целлюлозно-бумажные отходы).

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУЙ, АТАКУЮЩИХ ПЛОСКУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

С.И. КОНДРАШЕНКО, И.А. ПРИБИТКОВ

(ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС», г. Москва – ООО Инжиниринговый центр МФТИ по трудноизвлекаемым полезным ископаемым, г. Долгопрудный, Россия)

Современный уровень развития науки и техники, а также обновляющиеся с каждым годом пакеты прикладных программ для мультифизического моделирования позволяют проводить исследования с высокой точностью и в кратчайшие сроки.

Области применения струй, взаимодействующих с поверхностью, имеют место в химической промышленности (для интенсификации сушки), металлургической (для интенсификации теплообмена), авиационной (охлаждение деталей) и др.

В настоящей работе исследовались особенности развития одиночной свободной высокотемпературной струи азота после ее встречи с поверхностью металла. Исследования проводились на основании численного моделирования в коммерческой версии программно-вычислительного комплекса FloEFD, основанного на решении уравнений теплообмена и газодинамики. Решаемая система уравнений состояла из уравнения Навье-Стокса, уравнений энергии и неразрывности и была дополнена k - ϵ -моделью турбулентности.

В результате решения были получены поля скоростей для различных начальных вариантов температуры струи азота и отношения h/d_0 . Численное моделирование показало, что аэродинамика веерного потока принципиально отличается от аэродинамики свободной струи после ее удара о поверхность.

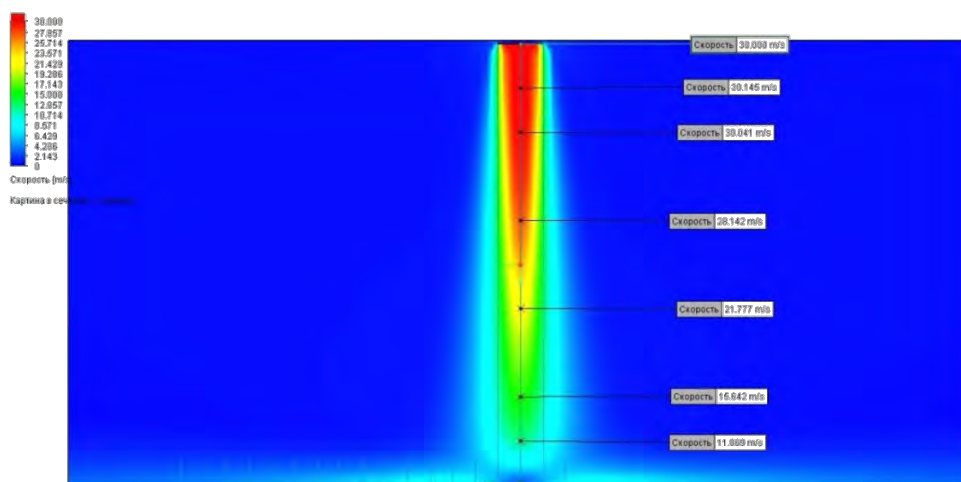


Рис. 1. Структура развития струи высокотемпературного азота при взаимодействии с поверхностью при $U_0 = 30$ м/с, $h/d_0 = 10$, $d_0 = 20$, $T = 700$ °С

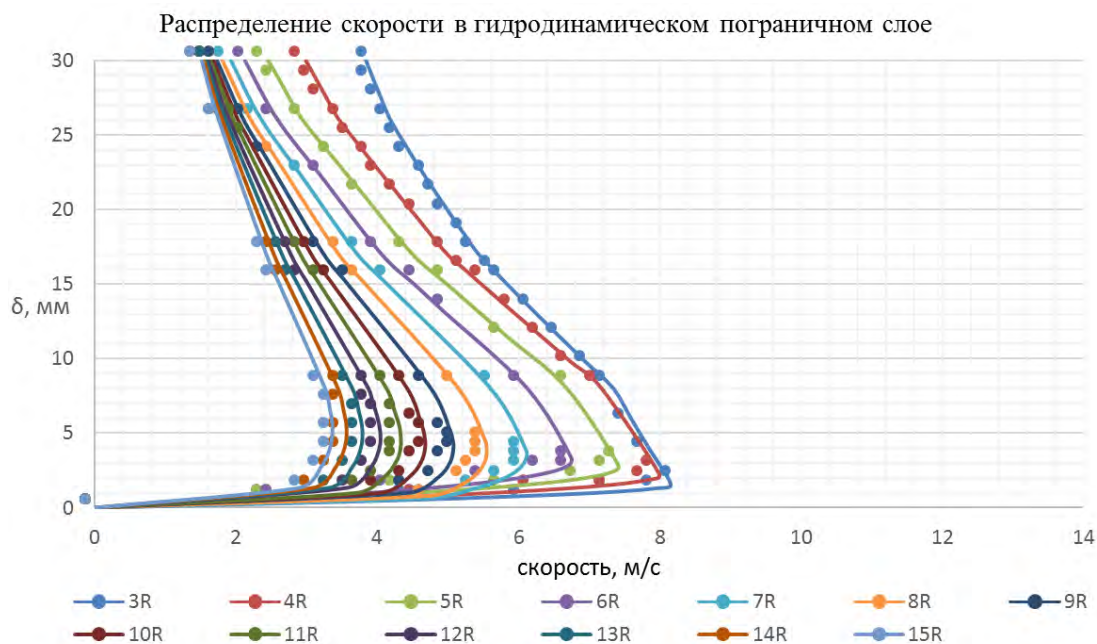


Рис. 2. Распределение скорости в гидродинамическом пограничном слое при $U_0 = 30$ м/с, $h/d_0 = 10$, $d_0 = 20$, $T = 700$ °С

В качестве исходных данных использовались: d_0 – диаметр сопла для истечения азота; U_0 – начальная скорость истечения азота; $T_{0 \text{ струи}}$ – температура истечения струи азота, соотношение h/d_0 – соотношение диаметра сопла к расстоянию до поверхности металла. На рис. 1 и 2 в качестве примера приведены результаты моделирования, а именно поле скоростей при взаимодействии высокотемпературной струи азота с поверхностью и изменение скорости по сечению веерного потока.

Результаты показали, что после взаимодействия струи с поверхностью образуется пристеночный пограничный слой (соответствующий области изменения скорости от нуля на поверхности до максимального значения) и свободный пограничный слой (изменение скорости от максимального значения до скорости окружающей среды).

Существенное влияние на аэродинамические характеристики струй при взаимодействии их с поверхностью оказывают следующие параметры: d_0 , U_0 , $T_{0 \text{ струи}}$, соотношение h/d_0 .

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КАЛОРИЙНОСТИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

С.А. ИЛФАТОВ (ООО «АИКС ЛАБ», г. Москва, Россия)

Важнейшей характеристикой энергетических возможностей и экономической эффективности топлива является теплота сгорания. Под термином «сгорание» понимают быструю реакцию взаимодействия углеводородов и примесей топлива с кислородом воздуха, сопровождающуюся свечением и выделением значительного количества тепла. При этом происходит превращение химической энергии топлива в тепловую.

Природный горючий газ представляет собой естественную смесь углеводородов различного состава. По способу добычи горючий газ разделяется на собственно природный, добываемый из чисто газовых месторождений, практически не содержащих нефти, попутный газ, растворенный в нефти и добываемый вместе с нею, и газ газоконденсатных месторождений, находящийся в пластах под давлением и содержащий керосиновые, а иногда и соляровые фракции нефти.

Природные, попутные газы, газовый конденсат и газы нефтепереработки используют в качестве топлива и химического сырья.

На настоящий момент отсутствует практика использования различных методов определения теплотворной способности природного горючего газа с целью определения энергии природного газа отпущенной поставщиком и принятой получателем, что обуславливает необходимость разработки соответствующих предложений.

Для геологоразведочных, добывающих, транспортирующих и потребляющих природный газ предприятий точный и оперативный анализ его компонентного состава, наряду с измерением общего количества и теплотворной способности, является важной задачей при проведении взаиморасчетов между собой. Поскольку стоимость природного газа определяется его калорийностью, от точности определения компонентного состава зависит экономическая эффективность производства и потребления природного газа.

Теплотворную способность газа можно определить путем сжигания газа в определенных условиях и измерения при этом теплоты сгорания. Из различных данных для пробы газа, например, его массы, теплосодержания, повышения температуры и т.п., можно точно определить теплотворную способность газа. Однако такой способ является сложным и трудоемким и, следовательно, он не пригоден для быстрого определения на месте теплотворной способности газа. Таким образом, существует необходимость в способе, который позволит измерять теплотворную способность горючего газа быстро и точно.

На смену газовым калориметрам, имевшим погрешность измерения не менее 1 %, пришли газовые хроматографы, которые на основании анализа состава природного газа позволяют рассчитывать его теплоту сгорания. Хроматография позволяет разделять и определять количественно все компоненты природного газа – постоянные газы (водород, гелий, кислород, азот, окись и двуокись углерода), газообразные углеводороды от метана до пентанов, тяжелые углеводороды (гексаны и выше), соединения серы (сероводород, меркаптаны, сульфиды) и др.

Этот метод определения калорийности природного газа является в настоящее время основным при его добыче, транспортировке и распределении [1]. Данный метод при определенных допущениях, производить расчет энергии сгорания природного газа с погрешностью, равной 0,1 %, определяющей современный уровень требований к точности определения калорийности природного газа. При этом, процедуры, с помощью которых определяются значения теплоты сгорания газа различными способами у потребителя и поставщика могут быть не согласованы [1].

Основной проблемой качественного и количественного анализа природного газа являются широкие пределы концентраций компонентов, различные сочетания отношений компонентов газа, невозможность определения всех компонентов за один анализ (постоянные и углеводородные газы, сернистые соединения, вода, привнесенные в результате обработки газа примеси, например, метанол, гликоли, амины и др.).

Указанная погрешность расчета (0,1 %) получается при допущении, что значения энергий сгорания индивидуальных компонентов, входящих в состав природного газа, известны с такой высокой точностью, что их неопределенность не оказывает уже влияния на суммарную погрешность расчета. В действительности это допущение не выполняется.

Для определения свойств природного газа с заданным уровнем неопределенности при выборе метода анализа и необходимого оборудования для проведения измерений необходимо выполнить следующие требования:

- на основе накопленных статистических данных и опыта или расширенного анализа нескольких представительных газовых проб определить диапазон измерений, также следует учитывать возможные изменения в составе анализируемого газа при его транспортировании по трубопроводам;
- следует определить, какие компоненты следует определять методом прямых или косвенных измерений, какие компоненты определять не следует, какие компоненты следует определять в виде групп, необходимость обратной продувки, какие компоненты могут мешать анализу;
- на основе данных о составе пробы определить состав градуировочной смеси (ГСО) и метод градуировки, рассчитать коэффициенты чувствительности;
- на основе анализа накопленных данных или расширенных анализов получить концентрации неанализируемых компонентов;
- определить неопределенности нормализованного состава компонентов.

Достоверность и точность результатов анализа состава природного газа в большой степени определяется системой пробоподготовки и дозирования анализируемого газа.

Это обусловлено тем, что на систему пробоподготовки и дозирования природного газа оказывают влияние изменения температуры окружающей среды, атмосферного давления, давления в магистрали с анализируемым газом, а также диапазоны и скорости изменения концентраций компонентов анализируемого природного газа.

Установлено, что при современном уровне газохроматографического анализа природного газа, если принять всю суммарную погрешность расчетного метода за 100 %, то более 50 % этой погрешности составляет вклад, обусловленный погрешностями, с которыми прямыми калориметрическими методами измерены энергии сгорания отдельных его компонентов. При этом наибольший вклад вносит погрешность измерения энергии сгорания метана, являющегося основным компонентом природного газа с концентрацией не менее 80 %.

Учитывая, что недостаточная точность определения значений энергии сгорания индивидуальных компонентов природного газа становится тормозом в достижении требуемого уровня погрешности расчета калорийности природного газа, еще в 1986 г. специалистами Национального Бюро Стандартов США было высказано предложение о необходимости проведения новых исследований с целью снижения этой погрешности. Так, для метана предлагалось уменьшить погрешность не менее чем в 5 раз [2]. При этом там же подчеркивалось, что решение этой задачи требует создания совершенно новой методики и аппаратуры, существенно отличающихся от известных.

Для достаточно точного измерения теплоты сгорания газообразных видов топлив, используется способ, основанный на измерении теплового потока, выделяющегося при кристаллизации калориметрического вещества, расплавленного перед этим в результате поглощения тепла, выделившегося при сгорании измеренной порции газа. Недостатком этого способа является весьма продолжительное время, необходимое для определения теплоты сгорания. При этом продолжительность этого времени экспоненциально возрастает с повышением требований к точности измерений теплового потока, обусловленного кристаллизацией калориметрического вещества. Так, например, для измерения теплоты кристаллизации с погрешностью 0,1 % требуются 8 ч.

Наиболее распространенным в настоящее время способом измерения теплоты сгорания горючих газов и легколетучих органических соединений является способ Россини, который и был выбран за прототип. Этот способ реализуется главным образом с помощью изопериметрического калориметра.

Анализ изложенного выше показывает, что для повышения точности измерения теплоты сгорания природного газа необходимо создание такого способа, который бы позволял производить измерения с применением, с одной стороны, большего количества газа, а с другой стороны, это не сопровождалось бы соответствующим увеличением подъема температуры калориметрического сосуда. Кроме того, необходимо обеспечить снижение влияния факторов, определяющих и другие источники систематических погрешностей.

Случайную погрешность измерения можно при любом способе измерений уменьшить до желаемого предела, увеличив число опытов в каждой серии измерений. Поэтому в первую очередь следует стремиться уменьшить вклад погрешностей, обусловленных влиянием факторов первой группы.

Задачей данной работы является создание способа, обладающего более высокой точностью (правильностью) измерений теплот сгорания газообразных топлив, в первую очередь теплоты сгорания метана как основного компонента природного газа.

В предлагаемом способе измерения теплоты сгорания газообразных топлив, заключающемся в том, что калориметрический сосуд с установленной в нем камерой сгорания, заполненный калориметрическим веществом с заданной температурой плавления, размещают в нише термостата, устанавливают температуру термостата равной температуре плавления калориметрического вещества, продувают камеру сгорания кислородом, зажигают исследуемый газ и определяют теплоту сгорания газа в отличие от известного способа, выделяющееся при сгорании газа тепло используют для полного плавления калориметрического вещества, при этом процесс плавления проводят в заданном температурном интервале, симметричном относительно температуры плавления калориметрического вещества.

В качестве калориметрического вещества выбрана эвтектика Ga-Zn, т.к. ее температура плавления равна 25,2 °С, т.е. максимально близка к стандартной термодинамической температуре, к которой приводятся результаты измерений энтальпии сгорания.

Условия, обеспечивающие повышение точности измерения теплоты сгорания природного газа и других видов газообразных топлив по данной методике, заключаются, в первую очередь, в существенном уменьшении систематической погрешности, обусловленной влиянием факторов первой группы.

Так как термостатирование всех газов, поступающих в калориметрический сосуд, производится при температуре, равной температуре плавления эвтектики, то практически вся масса газов поступает в калориметрический сосуд при температуре, равной температуре калориметрического сосуда.

Теплоемкость калориметрического сосуда, загруженного указанным количеством эвтектики, составляет примерно 1 кДж/К. Соответственно, для подъема его температуры на 0,2 °С потребуются 200 Дж. Это составляет около 0,2 % от величины теплоты сгорания 3 л природного газа, т. к. Q_c составляет, в свою очередь, около 110 кДж.

При постоянном расходе каждого из газов 0,2 % всего их количества будет поступать в калориметр при температуре последнего, отличающейся максимум на 0,1 °С от температуры калориметрического сосуда. Однако даже эта малая величина сведется практически к нулю, если принять во внимание, что первая половина от этого количества газа будет вносить дополнительное количество тепла, обусловленное разностью температур оболочки и калориметрического сосуда, а вторая будет отводить по той же причине такое же количество тепла, компенсируя тем самым эффект, вызываемый первой половиной.

Таким образом измерение теплоты сгорания 99,8% всего количества газа производится в адиабатических условиях, при которых потери тепла вследствие сведения теплообмена к нулю практически исключены.

Отклонение температуры калориметрического сосуда от температуры изотермической оболочки происходит от – 0,1 до + 0,1 °С и продолжается в течение 0,2 % времени подачи электрической мощности или сжигания газа.

Систематическая погрешность, обусловленная отклонением температуры выходящих газов от 25,2 °С, также пренебрежимо мала. Во-первых, из-за небольшой величины как самого теплового эффекта (0,006 Дж), так и данного отклонения (максимально 0,1 °С), а, во-вторых, из-за взаимной компенсации влияния данного отклонения в начале и в конце опыта.

Дополнительное преимущество предлагаемой методики заключается также и в том, что ни один из газов не проходит дополнительную осушку. Более того первичный и вторичный кислород насыщаются водой при температуре 25,2 °С, соответствующей температуре калориметрического сосуда. Благодаря присутствию соответствующего количества аргона, вся образующаяся при сгорании газа вода выделяется в виде конденсата и никакого уноса паров воды не происходит, так как все газообразные продукты сжигания оказываются уже насыщенными теми парами воды, которые поступили с кислородом.

Преимуществом данного способа подготовки газов является также обеспечение возможности производить измерения теплоты сгорания реального газообразного топлива, а не специально осушенного, что имеет большое значение при расчетах за газ.

Таким образом, суммируя выполненные оценки реально достижимой погрешности измерения теплоты сгорания, можно констатировать, что предлагаемый способ позволяет, располагая даже не самой прецизионной аппаратурой для измерения температуры и электрической мощности, производить измерения теплоты сгорания с инструментальной погрешностью не более 0,03 %.

Предлагаемая методика обеспечивает возможность в значительной мере устранить систематические погрешности, обусловленные тепловыми эффектами из-за разности температур в течение опыта между калориметрическим сосудом, газами, подаваемыми в горелку, и продуктами сгорания. Тем самым достигается повышение достоверности (правильности) определения теплоты сгорания газов.

Список литературы

1. **Козлов, А.М.** Определение энергии – важный фактор при реализации природного газа [Текст] / А.М. Козлов, А.Б. Карпов, Е.Б. Федорова, Ф.Г. Жагфаров // Нефтегазохимия. – 2015. – № 4. – С. 31–34.
2. **Garvin, D.** Physical properties of pure components of natural gas [Text] / D. Garvin, E.S. Domalski, R.C. Wilhoit [et al.] // Gas Quality. Amsterdam: Elsevier Pub. – 1986. – P. 59–73.

ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ТОРРЕФИКАЦИИ НА ПРИМЕРЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА ОИВТ РАН*

Г.А. СЫЧЁВ, В.М. ЗАЙЧЕНКО (ФГБУН ОИВТ РАН, г. Москва, Россия)

(Тезисы)

Одним из наиболее популярных методов предварительной подготовки твердого углеводородного топлива из биомассы на данный момент является торрефикация. Данный метод представляет собой нагрев и выдержку топливного сырья в инертной среде до температуры в диапазоне 200–300 °С. В процессе торрефикации осуществляется процесс сушки, а также частичное разложение основных компонентов органической части биомассы, что в дальнейшем обуславливает низкий предел гигроскопичности конечного продукта. Настоящая работа посвящена созданию экспериментального образца-торрефикатора и отработке его режимных параметров. Отличительной особенностью разработанного в ОИВТ РАН комплекса является возможность повышения энергетической эффективности процесса за счет использования тепла экзотермических реакций, сопровождающих термическую деструкцию некоторых компонентов биомассы. Также установка может функционировать в режиме, подавляющем экзотермический эффект. Непосредственно торрефикатор представляет собой реактор противоточного типа, в котором предварительно нагретое сырье из загрузочного устройства порционно поступает в рабочую зону установки, где осуществляется его нагрев до режимной температуры газом-теплоносителем, в качестве которого используются продукты сгорания газопоршневой электростанции. Анализ результатов проведенных исследований показал возможность значительного увеличения производительности комплекса по торрефикации за счет частичного использования тепла экзотермического распада компонентов биомассы.

* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-08-00865.

СЕКЦИЯ 5

«Автоматизированные комплексы, АСУТП, приборы»

ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРЯМОТОЧНОГО ПАРОВОГО КОТЛА ПП-1900-25,8-568/568 КТ ДЛЯ ТЭС ЛОНГ ФУ (ВЬЕТНАМ)

В.М. КАРАСЬ, С.В. ЛАПТЕВ (ОАО «ТКЗ «Красный котельщик», г. Таганрог, Россия)

Прямоточный паровой котел для ТЭС Лонг Фу имеет П-образную компоновку, 24 горелки, расположенные в три яруса на фронтальной и задней стенах топки, предназначенных для сжигания дизельного топлива и угольной пыли, шесть мельниц для измельчения угля. На ранних стадиях проектирования концептуально предполагалось 5 ярусов и 36 горелок. Но проведя оптимизацию конструкции и улучшение компоновки котла, удалось уменьшить высоту, снизить металлоемкость котла и, соответственно уменьшить количество горелок. Наиболее сложным с точки зрения регулирования и управления является растопочный узел, состоящий из сливного коллектора, полнопроходных сепараторов, двух встроенных задвижек и двух насосов рециркуляции среды. Еще одно технологическое решение, примененное на данном котле – это использование поворотных заслонок, которые осуществляют байпасирование части поверхностей нагрева промежуточного пароперегревателя низкого давления. Данный подход обеспечивает более качественное регулирование температуры пара промперегрева. Широко представлено котельно-вспомогательное оборудование, включая оборудование, обеспечивающее экологические показатели работы котла.

С точки зрения регулирования особый интерес представляет то, что котел работает в составе энергоблока, выдает пар со сверхкритическими параметрами. При этом переход на сверхкритику объясняется необходимостью повышения КПД котла и снижения удельных затрат на производство электроэнергии. Вторая особенность котла – это пусковая двухбайпасная схема блока, которая предусматривает пуск котла на скользящих параметрах пара из широкого диапазона температурных состояний. При нагрузке свыше 90 % котел работает на постоянном давлении. Следующая особенность пусковой схемы, накладывающая ограничение на структуру и работу системы автоматического регулирования (САР) котла, заключается в том, что пуск котла предусмотрен только с работающим насосом рециркуляции среды. При останове насоса запуск резервного осуществляется через останов котла. На структуру регуляторов сильно влияет фактор низкалорийности топлива и его склонность к шлакованию, т. е. загрязнение поверхностей нагрева топки продуктами сгорания топлива.

В связи с жесткими современными требованиями по высокому уровню автоматизации разработанная САР является всережимной. Ее главная задача – непрерывное поддержание

основных параметров работы котла, а именно расхода топлива, расхода питательной воды, расхода воздуха, осуществляется автоматизированно во всех основных режимах его работы. Выполнение данной задачи влечет за собой сложное, многосвязное управление всеми процессами, протекающими в котле.

При проектировании принято рассматривать три основных режима работы котла: растопка котла, работа в регулировочном диапазоне, режим останова. Растопка котла должна производиться из широкого диапазона тепловых состояний на скользящем давлении пара. При разработке САР котла принималось во внимание четыре тепловых состояния котла: холодное, неостывшее, горячее и очень горячее. Ключевым моментом является то, что ранее в большинстве разработанных прямоточных котлов его пуск производился на постоянном давлении пара. На данном котле для обеспечения более высоких показателей КПД котла пуск осуществляется на скользящем давлении.

При работе котла в широком регулировочном диапазоне нагрузок от 30 до 100 % номинальной нагрузки САР котла выполняет поддержание заданных параметров пара высокого и низкого давления. Следует отметить, что данный котел способен поддерживать заданную выходную температуру на низких нагрузках, чего нельзя сказать о котлах с узким регулировочным диапазоном. Задача поддержания основных параметров прямоточного котла во всех режимах его работы сводится к поддержанию нагрузки котла, которая зависит от расходов топлива, питательной воды и воздуха.

При осуществлении поддержания основных параметров во всех режимах работы в САР возникает множество связей между различными параметрами, прямым или косвенным образом влияющими друг на друга (рис. 1). Большое количество выходных параметров имеет множество прямых и косвенных связей с входными параметрами. Обеспечение и поддержание данных взаимосвязей является многосвязным управлением, которое реализует САР котла.

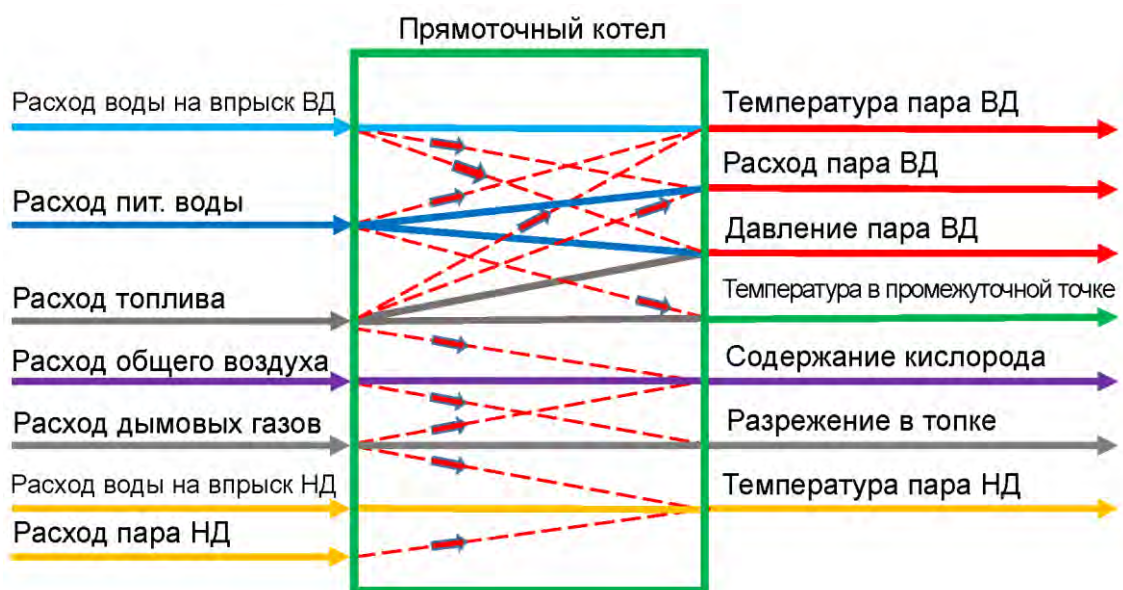


Рис. 1. Структурная схема основных связей вход-выход прямоточного котла



Рис. 2. Структурная схема системы автоматического регулирования

Разработанная САР для прямоточного котла, работающая во всех выше перечисленных режимах и обеспечивающая поддержание основных параметров работы котла, имеет структуру (рис. 2), которую можно условно разделить на три части по принадлежности к трактам котла: топливному, пароводяному и газовоздушному. Каждый тракт содержит свои локальные подсистемы: САР подачи топлива, САР питания котла, САР температуры, САР горения. Каждая подсистема осуществляет управление определенным набором оборудования для выполнения возлагаемых на нее задач.

САР подачи топлива обеспечивает поддержание заданных расходов дизельного топлива и угольной пыли на котел. САР питания котла предназначена для поддержания заданного режима водопарового тракта во всех режимах работы котла. САР температуры выполняет регулирование температуры пара высокого и низкого давления. САР горения обеспечивает заданный расход воздуха и разрежение в верхней части топки котла для обеспечения оптимальной работы горелочных устройств и оптимальных условий сжигания топлива.

САР котла состоит из отдельных локальных регуляторов (рис. 3), которые выполняют определенные функции, для каждого тракта котла. Взаимосвязанная работа всех разработанных регуляторов преследует одну ключевую цель – управление нагрузкой котла.

В настоящем докладе приведено краткое описание трех регуляторов: регулятора суммарного расхода топлива, регулятора общего воздуха и регулятора расхода питательной воды. Ведущим в системе автоматического регулирования данного котла является регулятор суммарного расхода топлива. Именно он получает задание от котельного регулятора мощности по нагрузке котла и выдает задание на поддержание ключевых параметров работы котла регуляторам расхода питательной воды, общего воздуха, загрузки мельниц, давления/расхода дизельного топлива.



Рис. 3. Структурная схема регуляторов котла

Регулятор общего воздуха обеспечивает требуемый расход общего воздуха для обеспечения оптимальной работы горелочных устройств и оптимальных условий сжигания топлива, корректировку соотношения «топливо–воздух» во всем диапазоне изменения нагрузки. После начала растопки котла основной контур регулятора поддерживает соотношение «топливо–воздух», а корректирующий обеспечивает корректировку указанного соотношения по содержанию кислорода в дымовых газах.

Регулятор расхода питательной воды поддерживает требуемый расход питательной воды при работе котла в регулировочном диапазоне нагрузок. Регулятор воздействует на регулирующий питательный клапан при нагрузках до 30 % номинальной, на гидромфту питательного насоса – при нагрузках свыше 30 % номинальной. Необычность и сложность схемы данного регулятора заключается в том, что при пуске котла на регулирующий питательный клапан последовательно воздействуют сначала (в сепараторном режиме) регулятор уровня в сливном коллекторе, после выхода котла на прямоточный режим – регулятор энтальпии растопочный, а после достижения номинальной температуры пара – собственно регулятор расхода питательной воды. После достижения номинальной температуры пара регулятор переходит на поддержание расхода питательной воды в соответствии с соотношением «топливо–вода».

Применение разработанных автоматических регуляторов в составе системы автоматического управления котла позволяет поддерживать его нагрузку в широком регулировочном диапазоне. Уникальные технические и схемные решения по работе растопочного узла решают сложную задачу пуска котла на сверхкритических параметрах пара из широкого диапазона температурных состояний. Автоматизированные пуски котла на скользящем давлении и работа котла на сверхкритических параметрах пара обеспечивают требуемые показатели работы котла, снижают удельные затраты на производство электроэнергии.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В.Г. ПРИБЫЛОВ, Л.Е. ВЕНДЛАНД, А.С. ПУГАЧУК
(ФГБУН ОИВТ РАН, г. Москва, Россия)

В настоящей работе рассматриваются вопросы создания математической модели газотурбинной установки (ГТУ), которую можно использовать для представления изменения параметров во времени (динамических характеристик), с применением недифференцируемых процессов (например, белый шум или функция Хевисайда).

Для представления существующих объектов в виде математических моделей могут быть использованы несколько подходов. Выбор подхода зависит от поставленных целей моделирования. Итоговая модель может быть непрерывной или дискретной во времени (причём первой соответствует аналитическое решение, а второй – численное). Оба типа могут быть или стохастическими, или детерминированными. Детерминированные модели делятся на модели статики и динамики, линейные и нелинейные, с распределёнными параметрами и со сосредоточенными.

Модель базируется на системе алгебраических и дифференциальных уравнений. Самым простым случаем является статическая модель с сосредоточенными параметрами, которая описывается алгебраическими уравнениями. Динамические модели и модели с распределёнными параметрами описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями и уравнениями в частных производных [4].

В основе уравнений лежат физические законы, эмпирические формулы и уравнения связи. Например, в данной работе расчётная формула процессов, протекающих в камере сгорания, выводится из законов сохранения энергии и сохранения массы. Для тепловых процессов эти два закона и закон сохранения количества движения являются основными [3]. Другие зависимости могут быть использованы в качестве вспомогательных или ограничивающих область решения.

Для каждого элемента ГТУ (компрессор, рекуператор, камера сгорания, турбина) существует своя независимая система уравнений. При описании процессов статики в сосредоточенных параметрах, как упоминалось выше, достаточно иметь систему из алгебраических уравнений. Чтобы получить динамические характеристики системы в сосредоточенных параметрах включаются обыкновенные дифференциальные уравнения.

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации по Соглашению о субсидии №14.607.21.0157 (уникальный идентификатор проекта RFMEFI60716X0157).

Выбирая между непрерывной и дискретной моделью, необходимо рассмотреть преимущества и недостатки способов их решения. Для непрерывной модели предлагается решать системы уравнений аналитическим способом, а для дискретной модели использовать численные методы. Первый способ позволяет получить некоторую функцию от времени, вид которой зависит от предоставленных начальных условий. Второй способ основан на различных численных методах приближения. Численный способ решения по сравнению с аналитическим имеет ряд преимуществ, которые актуальны в рамках поставленной цели работы:

- 1) расчёт производится пошагово (с возможностью остановки на любой итерации), что позволяет изменять входные параметры в реальном времени (изменять расход топлива или температуру входящего воздуха);
- 2) получение численного решения дифференциальных уравнений может быть проще автоматизировано;
- 3) возможно управление точностью расчёта и использование параллельных вычислений;
- 4) получение аналитического решения дифференциальных уравнений не всегда возможно.

Главными недостатками численных методов являются: невозможность получения точного значения функции между расчётными точками (необходимо прибегать к интерполяции) и постепенное накопление ошибки расчёта, что может привести к значительной погрешности при недостаточно малом шаге и большом времени расчёта.

Основной критерий построения модели – простота построения программы расчёта и низкая вычислительная мощность, требуемая для расчёта шага модели. В идеальном случае такая модель должна выполняться на относительно маломощных встраиваемых системах.

Описываемая модель, благодаря своей универсальности, может иметь несколько применений. В данный момент предполагается её использование для проектирования автоматизированной системы управления газовой микротурбины в качестве вспомогательного средства проверки алгоритмов. Кроме этого, эта модель может быть использована при создании вспомогательных агрегатов, работающих в составе цикла ГТУ [5]. Ещё одним применением является использование модели как источника данных и учителя для обучения перспективных систем управления на основе нейросетей. В дальнейшем эта модель может быть использована для прогнозирования работы реальной турбины.

Данная работа несёт практический характер и является основой для будущих исследований в области имитационного моделирования, которые включают в себя нейросетевые модели и использование машинного обучения для анализа и диагностики реальных объектов. Кроме основной задачи, поставленной в данной работе, разработка такой модели предназначена для выявления проблем численного моделирования динамических объектов на маломощных вычислительных устройствах.

Далее для обеспечения удобства пользования формулами приведены следующие обозначения с соответствующими обозначениями:

- A – постоянная времени, с;
- k_y – коэффициент усиления;

- h – шаг расчёта, с;
- Q – теплота, Дж;
- $W_B = c_B G_B$ – расходный эквивалент воздуха, Дж/ (кг·с);
- $W_G = c_G G_G$ – расходный эквивалент газов, Дж/ (кг·с);
- $Q_{КС}$ – теплота в камере сгорания, Дж;
- G_B – расход воздуха, кг/с;
- G_G – расход газов, кг/с;
- c_B – теплоёмкость воздуха, Дж/ (кг·К);
- c_G – теплоёмкость газов, Дж/ (кг·К);
- Q_p^H – рабочая низшая теплота сгорания топлива, Дж;
- T_1 – температура воздуха на входе в компрессор, °С;
- T_2 – температура воздуха за компрессором, °С;
- T_{21} – температура воздуха за рекуператором, °С;
- T_3 – температура газов перед турбиной, °С;
- T_4 – температура газов за турбиной, °С;
- T_5 – температура газов за рекуператором, °С;
- k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
- F – площадь теплообмена, м²;
- $A_{рек}$ – эффективность рекуператора, ($A_{рек} = kF$);
- π_k – коэффициент повышения давления компрессора;
- π_T – коэффициент понижения давления турбины;
- κ – коэффициент адиабаты;
- $M_{турб}$ – момент на валу турбины, Н·м;
- $M_{компр}$ – момент на валу компрессора, Н·м;
- $M_{ген}$ – момент на валу генератора, Н·м;
- n – частота вращения вала, об/мин;
- ω – угловая частота вращения вала, рад/с;
- $N_{турб}$ – мощность турбины, Вт;
- $N_{компр}$ – мощность компрессора, Вт;
- $N_{ген}$ – мощность генератора, Вт.

ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ ЗВЕНЬЯ И ИХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Традиционно динамические системы представляются в виде соединений элементарных звеньев. Некоторые программные продукты используют элементарные звенья для создания сложных динамических моделей и систем управления.

Элементарное звено выражается дифференциальным уравнением первого порядка и имеет соответствующую передаточную функцию. Однако в данной работе передаточные функции не применяются, поскольку расчёты производятся без перехода в частотную область (отсутствует преобразование Лапласа).

Авторами используются три элементарных звена: апериодическое (А-звено), интегрирующее (И-звено) и пропорциональное (П-звено).

Апериодическое звено часто характеризует процессы теплообмена и имеет дифференциальное уравнение вида

$$\frac{A dy(t)}{dt} + y(t) = k_y x(t).$$

Интегрирующее звено характеризует процессы, в результате которых происходит накопление чего-либо (например, уровень жидкости в баке при его наполнении) и имеет дифференциальное уравнение вида

$$\frac{A dy(t)}{dt} = kx(t).$$

П-звено выражается уравнением без производных и характеризует процессы, происходящие мгновенно

$$y(t) = kx(t).$$

Получение решения динамической системы, представленной элементарными звеньями, упрощается. Системы без обратной связи рассчитываются путём последовательного получения выходов элементарных звеньев, начиная от входного. В системах с обратной связью дополнительно необходимо учитывать значения выходов на предыдущем шаге. Чтобы получить выход отдельного звена, необходимо решить соответствующее дифференциальное уравнение. В данной работе используются рекуррентные (имеющие обратную связь) выражения, выводимые из дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты четвёртого порядка.

ВЫВОД РЕКУРРЕНТНЫХ ВЫРАЖЕНИЙ ИЗ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ

Метод Рунге-Кутты численного решения дифференциальных уравнений первого порядка позволяет получить значения функции в точке с погрешностью порядка $O(h^5)$, где h – шаг расчёта.

$$\begin{aligned} y_{i+1} &= y_i + \frac{k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4}{6}, \\ k_1 &= h \cdot f(x_i, y_i), \\ k_2 &= h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_1}{2}\right), \\ k_3 &= h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_2}{2}\right), \\ k_4 &= h \cdot f(x_i + h, y_i + k_3) \end{aligned}$$

Получение решения дифференциального уравнения на определённом шаге заключается в расчёте четырёх коэффициентов и их взвешенной суммы.

ВЫВОД ВЫРАЖЕНИЙ ДЛЯ ГТУ

Камера сгорания

В камере сгорания происходит смешивание воздуха с топливом и сгорание топливоздушнoй смеси. Интересующей величиной является температура горячих продуктов сгорания. Вывод уравнений камеры для тепловых процессов в камере сгорания производится из уравнения сохранения энергии. Горячие продукты сгорания смешиваются с подогретым воздухом после рекуператора. Уравнение сохранения энергии выглядит следующим образом

$$Q_{\text{КС}} = G_{\text{в}}c_{\text{в}}T_2 + G_{\text{т}}Q_{\text{н}}^{\text{п}} - G_{\text{т}}c_{\text{г}}T_3,$$

в дифференциальной форме

$$dQ_{\text{КС}} = (G_{\text{в}}c_{\text{в}}T_2 + G_{\text{т}}Q_{\text{н}}^{\text{п}} - G_{\text{т}}c_{\text{г}}T_3)dt.$$

Чтобы получить дифференциальное уравнение с производной по T_3 , разделим переменные:

$$\begin{aligned} G_{\text{т}}c_{\text{г}} \frac{dT_3}{dt} &= (G_{\text{в}}c_{\text{в}}T_2 + G_{\text{т}}Q_{\text{н}}^{\text{п}} - G_{\text{т}}c_{\text{г}}T_3)dt, \\ \left(\frac{dT_3}{dt} + T_3\right) &= \frac{G_{\text{в}}c_{\text{в}}T_2 + G_{\text{т}}Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{G_{\text{т}}c_{\text{г}}}. \end{aligned}$$

И отсюда

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{G_{\text{в}}c_{\text{в}}T_2 + G_{\text{т}}Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{G_{\text{т}}c_{\text{г}}} - T_3.$$

В дифференциальном уравнении камеры в правой части присутствует искомая величина T_3 , что означает наличие обратной связи (использование предыдущего шага вычисления). Поэтому камера сгорания может быть представлена как А-звено.

Рекуператор

Уравнения теплообмена в рекуператоре представляют большую сложность, поскольку в теплообмене участвуют два потока, конечные температуры которых неизвестны. Поэтому для рекуператора составляется система из уравнения сохранения энергии и уравнения теплообменника [2]

$$\begin{cases} \frac{dQ}{dt} = \sum_i Q_i \\ Q = W_{\text{т}}(T_4 - T_5) = W_{\text{в}}(T_2 - T_{21}) \\ Q = \frac{T_4 - T_5}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_{\text{в}}} + \frac{1}{2W_{\text{т}}}} = \frac{T_2 - T_{21}}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_{\text{в}}} + \frac{1}{2W_{\text{т}}}}. \end{cases}$$

Из системы (для холодной стороны, получаем)

$$T_{21} = T_2 + \frac{\frac{1}{W_{\text{в}}} \cdot T_4 - T_2}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_{\text{в}}} + \frac{1}{2W_{\text{т}}}}$$

и подставляем в уравнение сохранения энергии в дифференциальном виде по горячей стороне рекуператора

$$W_r \frac{dT_5}{dt} = W_r(T_4 - T_5) + W_b(T_2 - T_{21}),$$

$$\frac{dT_5}{dt} = T_5 - T_4 + \frac{T_4 - T_2}{W_r \left(\frac{1}{A_{рек}} + \frac{1}{2W_b} + \frac{1}{2W_r} \right)}.$$

Аналогично выводится дифференциальное уравнение по холодной стороне рекуператора

$$\frac{dT_{21}}{dt} = T_2 - T_{21} + \frac{T_4 - T_2}{W_b \left(\frac{1}{A_{рек}} + \frac{1}{2W_b} + \frac{1}{2W_r} \right)}.$$

Точно так же, как и в случае с камерой сгорания, в уравнении рекуператора имеется обратная связь. Весь рекуператор можно выразить как два А-звена, представляющих холодную и горячую сторону соответственно.

Компрессор и турбина

Уравнения для компрессора и турбины выводятся из уравнений мощности [1]. Выражение для компрессора

$$T_2 - T_1 = T_1 \left(\frac{\pi_k^{\kappa-1}}{\kappa} - 1 \right);$$

$$T_2 = T_1 + T_1 \left(\frac{\pi_k^{\kappa-1}}{\kappa} - 1 \right);$$

для турбины:

$$T_3 - T_4 = T_3 \left(\frac{\pi_k^{1-\kappa}}{\kappa} - 1 \right),$$

$$T_4 = T_3 - T_3 \left(1 - \frac{\pi_k^{1-\kappa}}{\kappa} \right).$$

Эти уравнения не имеют обратных связей, т. е. могут быть представлены как П-звено.

Баланс моментов на валу

Вращающий момент, получаемый на турбине, распределяется по валу между компрессором и генератором. В математическом виде, для стационарного режима работы, это утверждение выглядит следующим образом

$$M_{турб} + M_{компр} + M_{ген} = 0.$$

Это уравнение не соблюдается в том случае, когда мощность, потребляемая генератором, изменяется (например, при увеличении или уменьшении электрической нагрузки). Тогда, при наличии избыточного момента, частота вращения вала увеличивается, а при отрицательном балансе моментов частота вращения вала уменьшается. До тех пор пока есть избыток момента, частота вращения будет увеличиваться и наоборот. Отсюда можно сделать вывод, что между балансом моментов на валу и скоростью вращения вала существует интегральная зависимость, иными словами, частота вращения вала является выходом И-звена, входом которого является баланс моментов на валу:

$$\frac{dn}{dt} = k_{ин} \cdot \sum_i M_i.$$

Причём вышеприведённые уравнения моментов могут быть связаны с мощностью компрессора и турбины следующей зависимостью

$$N = M\omega.$$

Последним звеном остаются уравнения, связывающие температуры и давления рабочего тела, частоту вращения вала и мощности турбины и компрессора.

$$N_{\text{компр}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (T_1 - T_2) = M_{\text{компр}} \omega,$$

$$N_{\text{турб}} = G_{\text{г}} c_{\text{г}} (T_3 - T_4) = M_{\text{турб}} \omega.$$

Эти уравнения имеют особую важность, поскольку именно через них происходит замыкание динамической системы. Поэтому интегральная связь частоты вращения вала с балансом моментов на валу является ключевым фактором, позволяющим проводить расчёт всей ГТУ одновременно. Допущением в этом случае принимается то, что в течении шага расчёта частота вращения вала остаётся постоянной и изменяется мгновенно на величину, пропорциональную избытку или нехватке момента на валу.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЁТА МОМЕНТОВ

В начальный момент расчёта принимается, что установка остановлена и все моменты равны нулю

$$M_{\text{компр}} = M_{\text{турб}} = M_{\text{ген}} = 0.$$

Чтобы запустить турбину, необходимо раскрутить вал путём подачи положительного значения мощности на генератор. Поскольку в данной модели значения моментов рассчитываются последними, первый шаг расчёта не даёт новой информации и повторяет начальные условия. В конце шага проводится вычисление баланса моментов, и в этом случае он положителен, а частота вращения вала увеличивается на величину, пропорциональную избытку.

На следующем шаге, поскольку частота вращения вала выше нуля, компрессор будет иметь отрицательное значение мощности

$$n_{\text{вал}} > 0 \Rightarrow \pi_{\text{к}} > 0 \Rightarrow T_1 - T_2 < 0 \Rightarrow N_{\text{компр}} < 0.$$

Поскольку в балансе моментов появляется отрицательный член, избыток момента будет постепенно снижаться, до тех пор пока скорость вала не достигнет определённого значения, на котором мощность генератора равна мощности компрессора.

После достижения постоянного режима в камеру сгорания подаётся топливо, благодаря чему увеличивается температура газов перед турбиной и их объём, а сама турбина начнёт вырабатывать положительную мощность, которая точно так же будет участвовать в балансе моментов на валу. После этого на генераторе необходимо убрать мощность или изменить её знак и значение, чтобы перевести турбины в режим холостого хода или нагрузки соответственно.

Таким образом, вышеописанные уравнения составляют замкнутую систему, которая позволяет на каждом шаге расчёта, учитывая предыдущий шаг, получать параметры работы газотурбинной установки.

ВЫВОД

Получение имитационной модели газотурбинной установки позволяет упрощать решения задач, связанные с проектированием ГТУ, вспомогательных агрегатов и систем управления. Независимая имитационная модель может работать как «чёрный ящик», как самостоятельный объект, так и в составе более сложных систем. Благодаря универсальности и модульности возможна не только подстройка зависимостей и коэффициентов под определённую установку, но и модификация процедуры расчёта с добавлением вспомогательных агрегатов.

Представленная работа предназначена для раскрытия проблемы создания замкнутых динамических систем с нуля. Поскольку в рамках поставленной задачи рассматриваются идеальные процессы, то полученные результаты могут быть использованы как основа для более совершенных моделей, с применением нелинейных функций для более точного приближения к реальным газотурбинным установкам.

Список литературы

1. **Джадж, А.** Газотурбинные двигатели малой мощности [Текст] / А. Джадж, – М.: Изд-во иностранной литературы, 1963.
2. **Михеев, М.А.** Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев. – М.: Энергия, 1977.
3. **Пикина, Г.А.** Математические модели технологических объектов: учебное пособие по курсу «Моделирование систем управления» [Текст] / Г.А. Пикина. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.
4. **Филатова, Н.Н.** Моделирование биотехнических систем [Текст] / Н.Н. Филатова. – Тверь, 2008.
5. **Vendland, L.** Simulation modelling for new gas turbine fuel controller creation [Electronic resource] / L. Vendland [и др.] // IOP Publishing, 2017.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛОВ НЕЙТРОННОГО ПОЛЯ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИ МОНИТОРИНГЕ ПАРАМЕТРОВ РАДИАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ НА КОРПУСЕ РЕАКТОРА ВВЭР-1200

А.С. ГАЗЕТДИНОВ, П.Г. БОРОДКИН, Н.Н. ХРЕННИКОВ (ФБУ «НТЦ ЯРБ», г. Москва, Россия)

(Тезисы)

В настоящее время эксплуатирующей организацией осуществляются работы по вводу в эксплуатацию энергоблоков с реакторами ВВЭР-1200. Проектный срок службы незаменимого оборудования ВВЭР-1200 ограничен 60 годами.

В связи необходимостью обоснования срока службы КР требуется проведение оценок проектного флюенса быстрых нейтронов и их сравнение с предельно допустимым значением. Для этого требуется достоверно и с разумной степенью консерватизма оценивать величину флюенса быстрых нейтронов ($E > 0,5$ МэВ), накопленную на стенке корпуса реактора и образцах-свидетелях, а также спрогнозировать темп накопления флюенса быстрых нейтронов на внутренней поверхности и по толщине стенки корпуса при последующей эксплуатации. Для решения этой задачи требуется разработка методик расчетного или экспериментального определения параметров радиационной нагрузки на оборудовании реакторов ВВЭР-1200.

Оценка значений ФБН в характерных точках КР основывается на результатах расчета характеристик поля нейтронов, проведенного инженерным методом расчета, требования к которому изложены в РБ-007-99* и РД ЭО 1.1.2.29.0913-2012**. Для корректного определения ФБН на КР необходимо проведение тестирования и апробации расчетных моделей для расчета переноса нейтронов в композиции реактора ВВЭР-1200.

По итогам работ проведено тестирование разработанных расчетных математических моделей и моделей источника нейтронов в композиции реактора ВВЭР-1200 для расчета переноса нейтронов. Проведена оценка достоверности расчетной методики применительно к расчетам флюенса быстрых нейтронов в композиции реактора ВВЭР-1200. Проведена оценка неопределенности расчета флюенса быстрых нейтронов на корпусе реактора ВВЭР-1200 по результатам проведенного тестирования.

*Учет флюенса быстрых нейтронов на корпусах и образцах-свидетелях ВВЭР для последующего прогнозирования радиационного ресурса корпусов [Текст]: РБ-007-99.

**Организация работ по учету и прогнозу флюенса быстрых нейтронов на корпусах реакторов АЭС с ВВЭР [Текст]: РД ЭО 1.1.2.29.0913-2012; введ. в действие приказом АО «Концерн Росэнергоатом» от 21.06.2013 № 9/580-П.

ПРИБОР ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАЛИЧИЯ НАТРИЯ ИНДУКТИВНЫЙ (ПОННИ), ПРИМЕНЯЕМЫЙ НА ЭНЕРГБЛОКЕ БН-600 БЕЛОЯРСКОЙ АЭС

К.Ю. ФЁДОРОВ, М.Т. ТЕЛИЧКО, А.И. БУГАЕВ, И.С. ПОМОРЦЕВ

(Филиал АО «Концерн Росэнергтоатом» «Белоярская атомная станция», г. Заречный, Россия)

При эксплуатации натриевых систем первого и второго контуров БН-600 возникает необходимость замены отдельных участков трубопроводов, запорной арматуры и оборудования и других работ, в процессе выполнения которых требуется резка трубопроводов с натрием. «Инструкция по безопасной эксплуатации оборудования с натрием блока № 3 Белоярской АЭС» допускает проведение ремонта (вырезку дефектных участков, замену запорной арматуры и пр.) трубопроводов диаметром менее 89 мм без дренирования натрия из контура при обязательном контроле температуры и наличия натрия неразрушаемыми методами на «захоженных» участках. Ремонт натриевых трубопроводов без дренирования натрия производится с меньшими потерями времени, исключается риск образования газовых пузырей в длинных трассах трубопроводов.

В настоящее время в России отсутствуют приборы неразрушающего контроля для измерения степени заполнения нержавеющей трубопроводов натрием, а рентгеновские методы при малых величинах диаметров трубопроводов (менее 100 мм) не дают достоверной информации. Метод определения натрия в трубопроводе успешно реализуется на Белоярской АЭС, а используемые приборы постоянно модернизируются. Для определения наличия натрия был разработан прибор, принцип действия которого основан на изменении индуктивности катушки при введении в нее металлического стержня. Роль металлического стержня играет натрий, находящийся в трубопроводе. Разъемные катушки индуктивности (измерительная катушка) «клешнями» обхватывают трубопровод и позволяют быстро перестраиваться с одного измеряемого участка на другой, обходя элементы трубопровода (гильзы термопар, подвесы и т. д.). При наличии электрообогрева на участке трубопровода, определение натрия выполняется катушкой большего диаметра. С помощью разъемной катушки индуктивности и измерительного блока определяется степень заполнения сечения натрием – интегральный метод проверки наличия натрия.

Для определения границы заполнения трубопровода натрием используется индикатор наличия натрия (индикатор толщины). Индикатор представляет собой катушку – щуп, подключаемую к измерительному блоку. Определение границы натрия производится перемещением индикатора по окружности трубопровода и контролем изменения показаний

(полный-пустой) по измерительному блоку – дифференциальный метод. Перед началом проверки трубопровода проводится калибровка показаний «ПОННИ» по эталонной трубе (установка нуля) и имитатору натрия (установка масштаба) для каркасной катушки и датчика толщины (индикатора).

Конструкция прибора

Прибор для измерения наличия натрия (степени заполнения внутренней полости трубопровода натрием) в нержавеющих трубопроводах состоит из разъемной катушки индуктивности и измерительного блока.

Конструкция катушки индуктивности

В первом варианте прибора катушка наматывалась на разъемный каркас непосредственно во время измерений. В условиях высокого уровня излучений, высоких температур, плохой доступности мест измерений намотка многожильного провода длиной 3,5 м на разъемный каркас катушки занимала достаточно много времени. В данной конструкции прибора измерительная катушка (провод катушки) жестко закреплена на каркасе разъемной катушки. Конструкция разъемной катушки индуктивности показана на рис. 1. Каркас катушки изготовлен из фторопласта. Он разрезан по диаметру. На одном разрезе по образующей сечения находится электрический разъем, на другом – шарниры, которые удерживают обе половинки катушки вместе, позволяя им разворачиваться при установке катушки на трубу во время измерений. К блочной и кабельной частям разъема припаян плоский кабель, который при соединении разъема образует катушку. Распайка выполнена таким образом, что витки соединяются в разъеме последовательно. Разъем служит также для фиксации частей катушки после установки на трубу. Особенностью конструкции катушки является то, что геометрия витков до разборки и после сборки (соединения) остается неизменной.

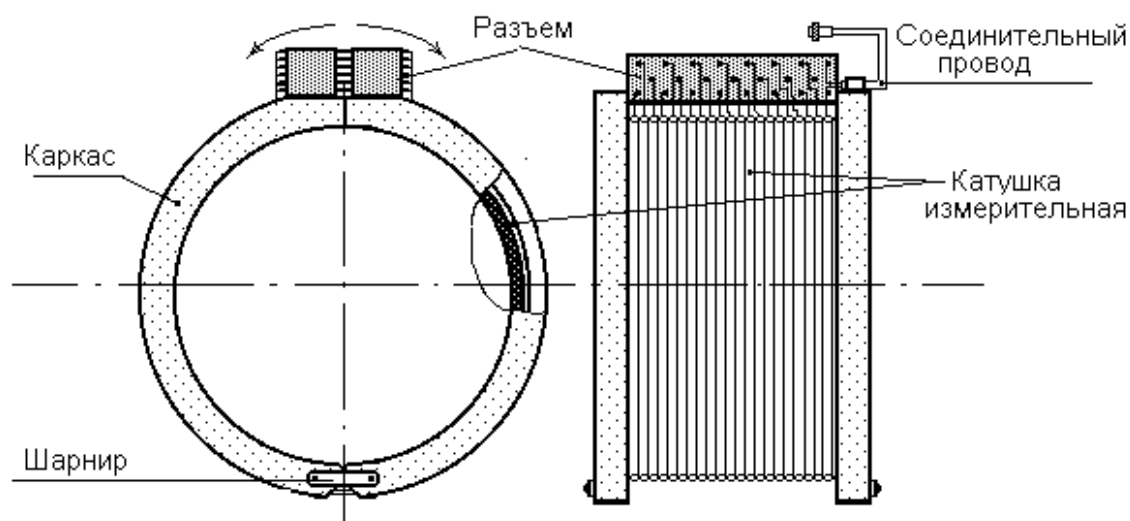


Рис. 1. Конструкция разъемной катушки индуктивности

Для трубопроводов с разной величиной диаметра изготовлены свои катушки.

Характеристики катушек приведены в таблице.

Характеристики разъемных катушек

Внутренний диаметр, мм	Длина катушки, мм	Число витков	Диаметр провода, мм	Диаметр трубы – калибра, мм	Площадь сечения, мм ²
94	34	26	0,3	89×4,5	5026
68	34	30	0,3	49×4,5	1256
50	52	39	0,3	32×3,5	490

Конструкция блока измерения

Измерительный блок размещен в корпусе тестера Ц4143 с измерительной головкой на 100 мА. Шкала прибора имеет 100 делений. Конечное деление шкалы соответствует полному заполнению трубы натрием (100 % сечения). Измерительная разъемная катушка подключается шнуром питания (около трёх метров) к разъему **Лкат**. Тумблер «питание» (внутреннее/внешнее) отключает батарейное питание при переключении в положение «внешнее». Тумблеры «точно-грубо» и «+» и «-» позволяют регулировать режим измерения. Резисторы «установка нуля» и «установка масштаба» имеют по два диапазона регулировки: грубый и точный. Схема определения величины сигнала в зависимости от заполнения сечения трубы натрием приведена на рис. 2, а схема определения величины сигнала в зависимости от глубины введения имитатора натрия внутрь измерительной катушки – на рис. 3.

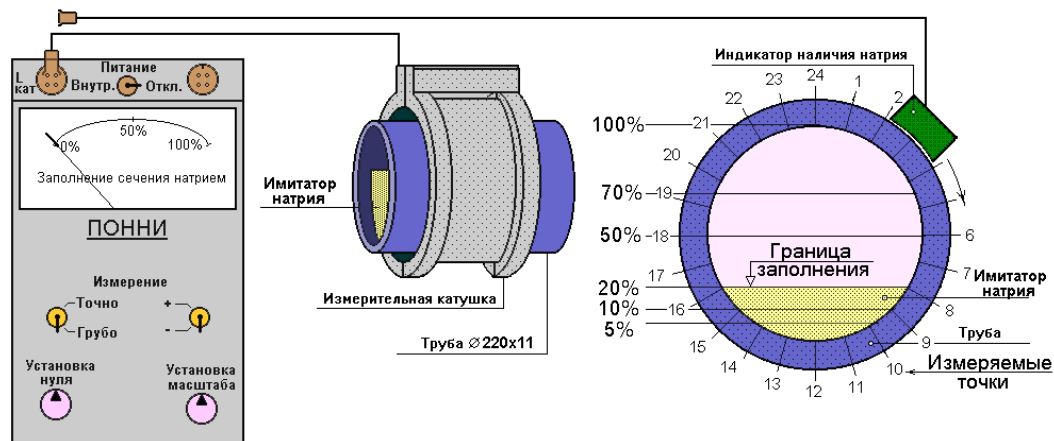


Рис. 2. Схема определения величины сигнала в зависимости от заполнения сечения трубы натрием

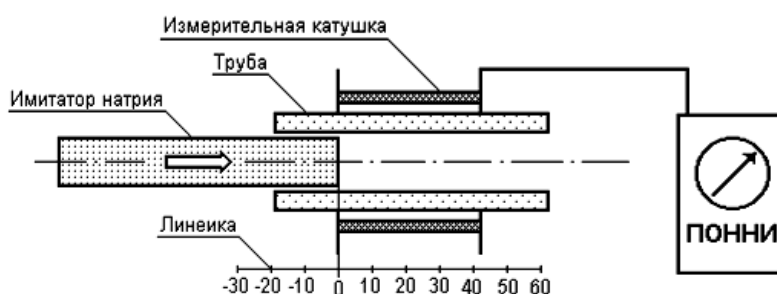


Рис. 3. Схема определения величины сигнала в зависимости от глубины введения стержня-имитатора натрия внутрь измерительной катушки

Блок питания

Для удобства работы блок питания прибора должен быть автономным. Величина напряжения питания, исходя из нормирования характеристик аналоговых микросхем, должна быть в пределах $\pm (7-15)$ В. Этим условиям удовлетворяют гальванические элементы типа «Крона», «Корунд» и др., напряжение которых составляет 9 В. Для уменьшения тока потребления прибором (для увеличения срока службы элементов) в разработке использованы микросхемы с малым потреблением. Применение специальных схем измерения позволило снизить рабочий ток прибора с ± 150 до ± 10 мА. В этом случае срок годности гальванических элементов составляет не менее 1 года. Для наладки прибора, а также измерений в помещениях с сетевым напряжением 220 В предусмотрена возможность подключения внешнего источника питания напряжением $\pm (7-15)$ В.

Структурная схема прибора

Структурная схема прибора представлена на рис. 4. Работает схема следующим образом.

Генератор треугольного напряжения (ГТН) собран на аналоговом ключе ДА1 590КН7, интеграторе на микросхеме с малым потреблением ДА2 К154УД1А, компараторе ДА3 К154УД1А, стабилизаторах тока на полевых транзисторах Т1 и Т2 КП103К. Треугольный сигнал с выхода микросхемы ДА2 поступает на усилитель мощности (УМ) ДА4 на операционном усилителе К140УД25А, в обратную связь которой включена разъемная измерительная катушка Лизм (РК). Включение катушки Лизм в цепь обратной связи усилителя мощности обеспечивает постоянство амплитуды и, как следствие, температурную стабильность выходного сигнала.

Сигнал с выхода измерительной катушки поступает на дифференциальный каскад (ДУ) ДА5 на микросхеме К154УД1А для выделения из полного сигнала той части, которая падает на катушке индуктивности. После усиления в каскаде на операционном усилителе (У) ДА6 (К154УД1А) сигнал поступает на синхронно-фазовый детектор (СД) на ключе ДА8 (590КН7) и инверторе ДА7 (К154УД1А). Сглаженный RC-фильтром сигнал с синхронно-фазового детектора (СД) поступает на масштабирующий усилитель (НУ) на операционном усилителе ДА9 (К154УД1А), где резистором «установка нуля» (КН) компенсируется неизменная часть сигнала на катушке индуктивности, а с помощью резистора «установка

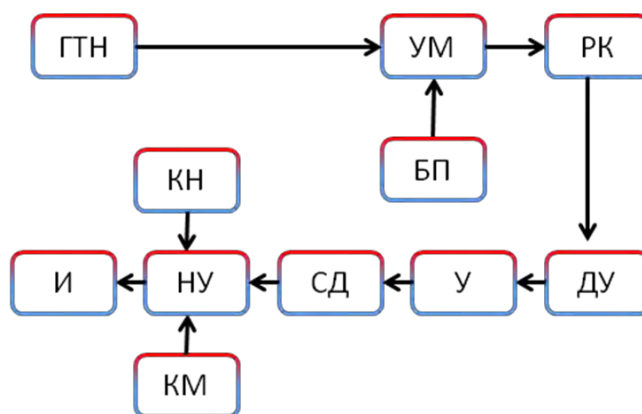


Рис. 4. Структурная схема прибора

масштаба» (КМ) сигнал разгоняется на полную шкалу (100 % при введении эталона в катушку). Сигнал величины заполнения натрием выводится на микроамперметр (И). Питание прибора (БП) осуществляется от двух гальванических элементов типа «КРОНА» или блока питания $\pm (9-15)$ В.

Калибровка и порядок проведения измерений

Калибровка прибора осуществляется и после его изготовления и после ремонта. Перед каждым измерением производится внешний осмотр и опробование, при которых определяется целостность корпуса прибора, разъема и соединительных проводов, катушки и имитаторов. Они не должны иметь механических повреждений, обрывов.

Для определения наличия натрия в трубопроводах первого и второго контура необходимо:

1. Снять тепловую изоляцию и электрообогрев с требуемого участка трубопровода.

Перед проведением измерений произвести проверку работоспособности прибора и его калибровку с помощью максимального для данного типа трубы диаметра калибра – имитатора натрия. Ввести поправку на различие показаний прибора при замене латунного имитатора в катушке на натрий (увеличение примерно на 10 % при полном заполнении трубы натрием по сравнению с заполнением латунью);

2. Установить разъемную катушку на трубопроводе;

3. Включить питание* прибора при установленном масштабе в положение «грубо» и произвести измерение, при необходимости переключить масштаб прибора в положение «точно»;

4. Для определения заполнения участка трубы перемещать катушку вдоль трубы.

Результаты измерений регистрировать на фиксированных отметках длины или фиксировать длину участка в местах начала изменений величины показаний;

5. По необходимости использовать индикатор наличия натрия;

6. Отключить питание тумблером «Сеть»;

7. Снять разъемную катушку с трубопровода.

Технические характеристики прибора

• Прибор для определения наличия натрия индуктивный предназначен для работы в следующих климатических условиях:

температура окружающего воздуха, °С	от 10 до 60;
влажность воздуха, %, при 30 °С	80;
атмосферное давление, мм рт. ст.	630–800.

• Прибор имеет следующие технические характеристики:

диапазон измеряемых диаметров трубопроводов, мм	32–89;
рабочая температура трубопровода, °С	< 180;
погрешность измерения, %	± 3 ;
число рабочих катушек, шт.	3;
зависимость выходного сигнала от площади заполнения	линейная;
зона чувствительности перед и за катушкой	$\pm$ радиус кат;
напряжение питания, В	7–15.

* Замену гальванических элементов питания производить после 6 мес. их использования, либо после снижения масштаба (коэффициента усиления), при котором стрелку прибора невозможно установить в процессе калибровочных измерений на конечное деление шкалы (100 %).

Достоинства прибора

Цех–подразделение-владелец, ответственный за трубопровод, ранее осуществлял замену крупных участков из-за невозможности определения натриевых пробок. На данный момент, благодаря использованию прибора «ПОННИ», участок, который необходимо заменить, уменьшился, что в свою очередь ведет за собой уменьшение сроков производства, а также сокращение трудозатрат. К достоинствам можно также отнести низкое потребление энергии прибором и слабую температурную зависимость.

Результаты измерений

За время опытной проверки было произведено 8 измерений, по результатам которых выпущены протоколы. При оформлении протокола прикладывается рисунок, отражающий распределение натрия (рис. 5). Результаты измерений использованы РЦ-2 и ЦЦР при планировании и проведении ремонтных работ на натриевых трубопроводах первого и второго контуров БН-600. По результатам осмотров трубопроводов после их разрезания установлено хорошее совпадение результатов измерений и фактического состояния заполнения натрия трубопроводов.

Испытания прибора после внесения изменений по результатам опытной проверки в измерительную схему и конструкцию разъемной катушки проведены 13.03.2002 г. при проверке заполнения натрия трубопроводов сдувки секции 5А3, сдувки и дренажей модуля 5ПП-Б4 (протокол № 21270212 от 25.03.02).

На данный момент прибор «ПОННИ» задействован для проверки следующих трубопроводов:

- системы сдувки и выдержки аргона;
- ловушки паров натрия;
- линии бака буферного натриевого второй петли;
- на входе/выходе электромагнитного насоса;
- системы очистки натрия второго контура.

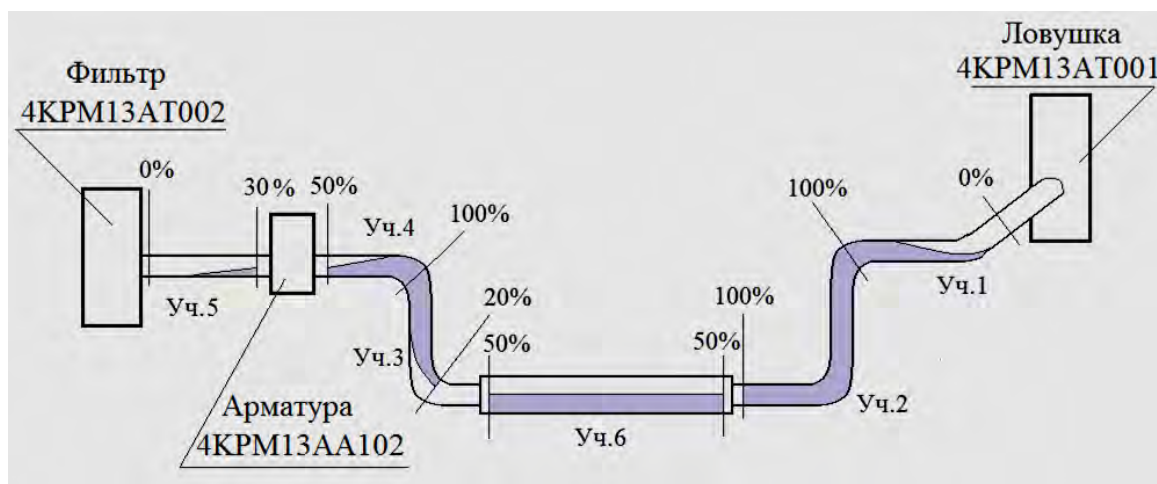


Рис. 5. Заполнение натрием контролируемых участков трубопроводов системы сдувки и выдержки аргона

Документы

Для эксплуатации прибора подготовлен ряд документов:

- ✓ Техническое описание и инструкция по эксплуатации;
- ✓ Техническая записка «Разработка прибора для определения наличия натрия в нержавеющих трубопроводах»;
- ✓ Акт об окончании разработки, монтажа, наладки и проведения испытаний прибора «ПОННИ»;
- ✓ Памятка для проведения измерений прибором «ПОННИ»;
- ✓ Протокол проверки «ПОННИ»;
- ✓ Рационализаторское предложение «ПОННИ»;
- ✓ Техническая записка «Результаты испытаний индикатора наличия натрия».

Эффективность

Расходы на закупку оборудования для изготовления прибора (руб.) приведены ниже:

Расходы на прибор «ПОННИ», руб.

Корпус катушки	400
Соединительные кабели	150
Разъем катушки	400
Щуп	300
Аккумуляторы	300
Набор эталонов и калибров	2200
Измерительный блок	3200
Чемодан (чехол) для прибора	1050
Итого:	8000

Примечание. Расходы на изготовление прибора «ПОННИ» выполнены подразделениями предприятия.

Капитальные вложения позволяют достигать экономии благодаря изготовлению прибора силами предприятия и малым расходам на закупку аппаратуры для его изготовления. Эффективность прибора «ПОННИ» достигается за счет простоты использования и точного определения наличия натриевых пробок.

Эксплуатация и перспективы

Данный прибор (ПОННИ) использует персонал, обеспечивающий инженерно-техническую поддержку эксплуатации. Результатами обследования трубопроводов пользуются сотрудники, эксплуатирующие энергетическое оборудование, а также сотрудники, занимающиеся ремонтом трубопроводов, заменой запорной арматуры и т. д.

На сегодняшний день ведётся разработка и изготовление отделом инженерно-технической поддержки эксплуатации прибора «ПОННИ-2» для энергоблока № 4 с реактором БН-800. Ключевыми особенностями прибора «ПОННИ-2» по сравнению с прибором «ПОННИ» являются:

- 1) малые габариты прибора;
- 2) меньший вес;
- 3) цифровой дисплей.

Технология определения натрия в трубопроводах и приборы типа «ПОННИ» будут востребованы на энергоблоках, использующих натрий как теплоноситель. Это особенно актуально в связи с разработкой коммерческих энергоблоков с реактором БН-1200.

Развитие реакторов на быстрых нейтронах, а также ряд технологических особенностей даёт толчок к разработке и внедрению новых (инновационных) методов и средств диагностики, делая их перспективными для дальнейшего использования на производстве.

Список литературы

1. **Теличко, М.Т.** Техническое описание и инструкция по эксплуатации «Прибор для определения натрия в нержавеющей трубах индуктивный (ПОННИ)» [Текст] / М.Т. Теличко. – Заречный, 2000.
2. Инструкция по безопасной эксплуатации оборудования с натрием блока № 3 Белоярской АЭС [Текст]. – Заречный, 2016.
3. **Федоров, К.Ю.** Протокол проверки наличия натрия в трубопроводах ловушки паров натрия [Текст] / К.Ю. Федоров, А.И. Бугаев. – Заречный, 2017.
4. **Бугаев, А.И.** Протокол проверки наличия натрия в трубопроводе системы сдувки и выдержки аргона [Текст] / А.И. Бугаев. – Заречный, 2018.

СЕКЦИЯ 6

«Обеспечение надежности и безопасности работы, диагностирование и мониторинг технического состояния энергетического оборудования»

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ЛЕГИРОВАНИЯ ДЛЯ РЕМОНТА ПАРОВЫХ ТУРБИН И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБИН ХТГЗ МОЩНОСТЬЮ 300 И 500 МВт ФОРМИРОВАНИЕМ ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ПОКРЫТИЯ НА ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ КРОМКАХ

С.А. АМБРАЖАК, И.В. АМБРАЖАК, А.В. БЕЛЯКОВ (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Для ремонта в машиностроении используется большое количество различных технологических решений, включающих и применение покрытий. Используя в технологических процессах покрытия, предусматривают не только восстановление геометрии деталей, но и придание особых свойств деталям, обеспечивающих более эффективную защиту от износа, эрозии, кавитации, коррозии и пр.

Огромным потенциалом в этом отношении обладают покрытия, полученные методом электроискрового легирования (ЭИЛ), реализующим анодно-катодный перенос токопроводящего материала (электрод) на катод (деталь). С 1960-х годов процесс формирования эрозионно стойкого покрытия методом ЭИЛ стал применяться на рабочих лопатках (РЛ) последних ступеней при производстве паровых турбин АО «Турбоатом» (Украина) и «Skoda» (Чехословакия) с использованием в качестве эрозионно стойкого материала из металлокерамического спечённого твердого сплава Т15К6 на входных кромках.

Среди различных методов, применяемых для противозэрозионной защиты (насчитывается до 15 таких методов пассивной защиты) широкое распространение получили следующие:

- напайка стеллитовых пластин из кобальтового стеллита марки ВЗК (ОАО «Ленинградский металлический завод», ОАО «Уральский турбомоторный завод»);
- закалка входных кромок токами высокой частоты (ТВЧ) на глубину до 0,2 мм (АО «Турбоатом», Украина);
- формирование покрытия из сплава Т15К6 методом ЭИЛ толщиной до 0,25 мм (АО «Турбоатом», Украина);
- формирование покрытия из Т1И ионно-плазменным методом с толщиной в среднем 60 мкм (ОАО «Силовые машины»).

Каждый из этих методов обладает определенными достоинствами и недостатками с точки зрения эффективности, стоимости в производстве, возможности использования, реали-

зации процесса при проведении ремонтов и т. д. В процессе эксплуатации паровых турбин технология ремонта РЛ осуществлялась только припайкой или приваркой стеллитовых пластин и требовала тщательных технологических условий, что не всегда осуществлялось ремонтными организациями (специфика положения ротора турбины на ремонтной площадке, существенный нагрев материалов РЛ, возможность образования закалочных структур, стоимость процесса ремонта, соизмеримая со стоимостью изготовления РЛ и др.). Несмотря на недостатки электроискровых покрытий с точки зрения ресурса, возможность создания ремонтной технологии была весьма привлекательной по другим параметрам: отсутствие нагрева материала РЛ, сравнительно невысокая стоимость (8–10 % стоимости РЛ), относительная простота оборудования и возможность реализации технологического процесса в условиях любого производства, в т. ч. и электрических станций, обучаемость персонала и пр., что позволило обратить серьезное внимание на использование метода ЭИЛ в ремонтном производстве тепловых и атомных электростанций (ТЭС и АЭС) и в первую очередь для ремонта РЛ тепловых и атомных электростанций. В 1999 г. ОАО «ВТИ» приступил к анализу возможностей процесса ЭИЛ для осуществления ремонтных технологий в условиях проведения ремонтов ТЭС и АЭС. Основными задачами были:

- поиск более эффективного материала, чем сплав Т15К6 для покрытия на РЛ ТЭС;
- поиск материала покрытия для РЛ АЭС, исключая содержание в своем составе Со;
- разработка универсального мобильного оборудования, способного для развертывания и проведения ремонтов в условиях ТЭС и АЭС;
- разработка технологического процесса проведения ремонтов без разлопачивания роторов.

К 2003 г. процесс проведения ремонтов РЛ был в основном разработан и опробован на ряде электрических станций. Были разработаны образцы мобильных малогабаритных и надежных установок, выбраны материалы для покрытия взамен сплава Т15К6: для РЛ ТЭС – ВК6ОМ, ВК6, ВК8, стеллит марки ВЗК (применение которого требует дальнейшего усовершенствования установок для повышения производительности процесса); для РЛ АЭС – КХН-10, КХН-15 (для применения в радиоактивном контуре). При этом процесс формирования покрытий на входных кромках мог быть реализован без разлопачивания роторов при следующих их положениях:

- ♦ на козлах ремонтной площадки;
- ♦ при вскрытой крышке цилиндра в подшипниковых опорах;
- ♦ в закрытом цилиндре через конденсатор турбин мощностью более 200 МВт (только для РЛ последних ступеней);

Следует особо отметить, что проведение ремонта с использованием ЭИЛ не приводило к изменению балансировочного состояния роторов турбин.

К 2008 г. технологический процесс совершенствовался: появились установки КГБ-5 и КГБ-5М для формирования покрытий на входных кромках РЛ и ГБФ-2 и ГБФ-2М для формирования покрытий на выходных кромках, что существенно повысило эффективность использования ЭИЛ покрытий.

В настоящее время процесс формирования покрытий доработан для РЛ и направляющих лопаток (НЛ) для защиты от абразивного и коррозионного воздействия, что охватывает основные элементы всей проточной части турбины. Процесс показал хорошие результаты в качестве компоненты в комбинированных способах ремонта.

К началу 2017 г. закончилась разработка технологии формирования покрытия из кобальтового стеллита ВЗК, которая осуществлялась при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (Соглашение о предоставлении субсидии №15.576.21.0035), и рассматривается как более прогрессивная технология формирования ЭИЛ покрытий, позволяющая существенно повысить эффективность процесса ремонтов рабочих лопаток паровых турбин и применить технологический процесс формирования покрытия из кобальтового стеллита ВЗК на новых лопатках из лопаточных сталей на входных кромках.

Металлографические исследования формируемых покрытий показали высокое качество формируемых покрытий. Дефектов в виде микротрещин, несплошностей покрытия не наблюдается. Покрытия на поперечных шлифах выявляются при травлении 3%-ным спиртовым раствором хлорного железа в виде белых слоев. На рис. 1 и 2 представлены микроструктуры электроискровых покрытий, получаемых на установках КГБ-5 (КГБ-5М) в процессе упрочнения и восстановления лопаток из стали 15X11МФ-Ш. Под покрытием отчетливо выявляется зона термического влияния в виде более темной полосы с микроструктурой отпущенного мартенсита стали при использовании металллокерамического твердого сплава ВК6ОМ и более светлой полосы при использовании в качестве электродного материала кобальтового стеллита марки ВЗК. Микроструктуры обоих покрытий являются типичными микроструктурами, которые формируются при использовании больших энергий единичного импульса.

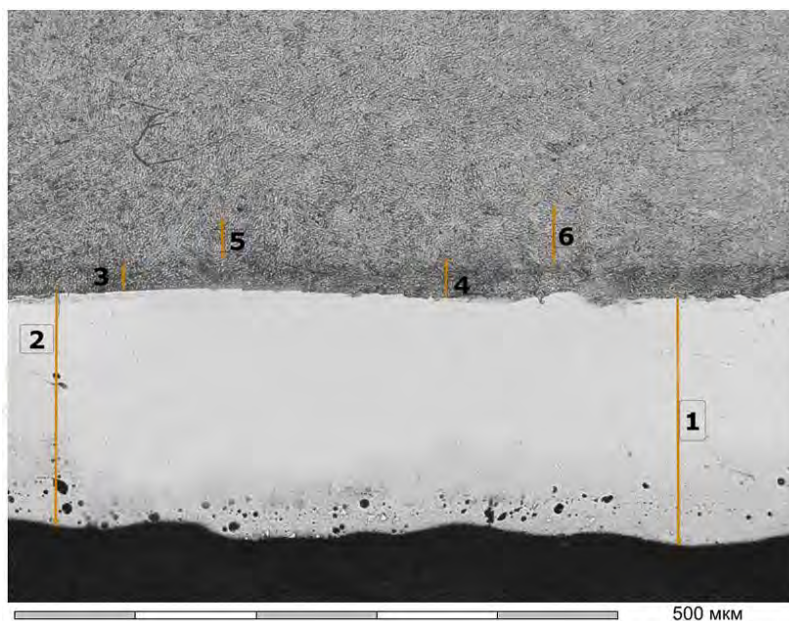


Рис. 1. Микроструктура стали 15X11МФ-Ш с покрытием ВК6ОМ, полученная на установке КГБ-5М с энергией единичного импульса 42 Дж. Толщина покрытия 200–210 мкм:

1, 2 – покрытие; 3, 4 – зона термического влияния; 5, 6 – сталь 15X11МФ-Ш

Анализ микроструктуры образца с покрытием из металлокерамического твердого сплава ВК6ОМ на стали 15Х11МФ-Ш (см. рис. 1) показал, что покрытие на исследуемом участке выявляется в виде белой плохо травящейся полосы. Основа и покрытие четко выявляются на микрошлифе вследствие хорошего травления микроструктуры стали 15Х11МФ-Ш. При этом при достаточно высоком увеличении между покрытием и основой визуально не выявлено диффузионной зоны взаимного проникновения элементов стали и материала покрытия. Толщина покрытия составляет 200 мкм (размерные линии 1 и 2 на микроструктуре). Под покрытием выделяется более темная зона типичной микроструктуры стали 15Х11МФ-Ш (размерные линии 3 и 4 на микроструктуре от линии раздела «покрытие – основа») шириной от 35 до 40 мкм. По всей вероятности, это зона термического влияния, которое оказывает электрический разрядный импульс. Кроме того, в этой зоне наблюдается размельчение структурных составляющих. Микроструктура стали 15Х11МФ-Ш в процессе формирования не меняется и представляет собой отпущенный мартенсит (близкий к структуре сорбита). Микродефектов в структуре стали и на линии «покрытие – основа» не выявлено.

В микроструктуре покрытия на расстоянии от 35 до 45 мкм от поверхности наблюдаются мелкие рассредоточенные поры размерами до 7 мкм, которые могут быть образованы под действием влияния воздуха и его составляющих или удалением мелких твердых фаз при шлифовании и полировании образца. Небольшое количество таких фаз обнаруживается в микроструктуре в виде блестящих включений, расположенных в пределах до 30 мкм от поверхности покрытия. В работах [1, 2] указывается, что при формировании электроискровых покрытий из металлокерамических твердых сплавов на основе карбида вольфрама весьма вероятно образование фаз из соединений азота и железа: Fe_2N и Fe_4N [3].

Анализ микроструктуры образца с покрытием из кобальтового стеллита ВЗК на стали 15Х11МФ-Ш (см. рис. 2) показал, что покрытие на исследуемом участке выявляется в виде белой плохо травящейся полосы. Основа и покрытие четко выявляются на микрошлифе вследствие хорошего травления микроструктуры стали 15Х11МФ-Ш.

Также, как и на покрытии из металлокерамического сплава ВК6ОМ, визуально не выявлено диффузионной зоны взаимного проникновения элементов стали и материала покрытия. Однако обнаружены отдельные участки материала покрытия между основой и покрытием, которые свидетельствуют о возможности металлургического перемешивания, происходящего на границе «покрытие – основа». Толщина покрытия составляет от 140 до 230 мкм (размерные линии 1 и 2 соответственно на рис. 2). При этом средняя толщина покрытия составляет 185 мкм. Под покрытием на микроструктуре после травления выделяется более светлая полоса со структурой материала основы по сравнению с цветом материала основы, которая имеет толщину от 22 до 40 мкм и представляет собой зону термического влияния и металлургического перемешивания (размерные линии 3 и 4 на микроструктуре от линии раздела «покрытие – основа»). В этой зоне также наблюдается размельчение структурных составляющих основы, хотя текстурный рисунок микроструктуры основы сохраняется.

Зона металлургического перемешивания на границе «основа – покрытие» косвенно свидетельствует о высокой прочности сцепления покрытия и основы.

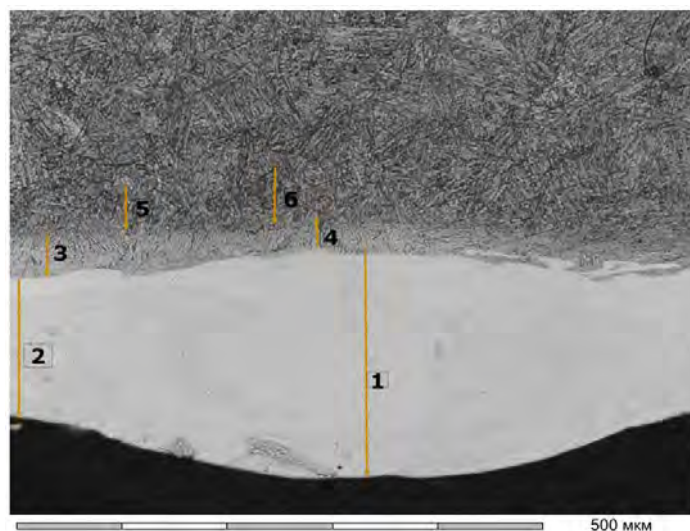


Рис. 2. Микроструктура стали 15X11МФ-III с покрытием стеллит ВЗК, полученная на установке КГБ-5М с энергией единичного импульса 42 Дж. Толщина покрытия 140–230 мкм (обозначения см. рис. 1)

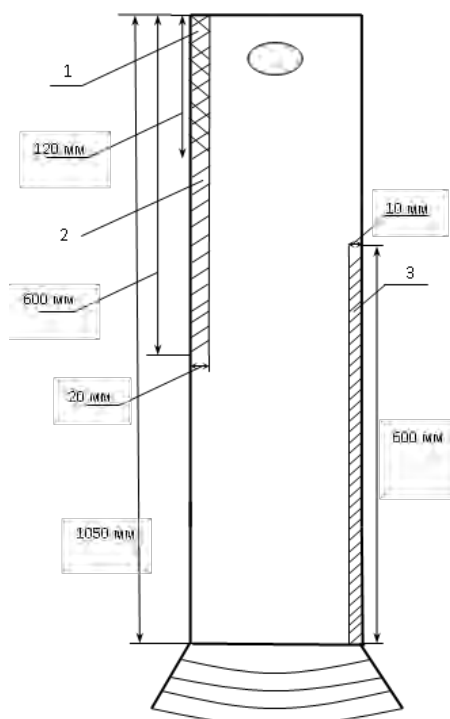


Рис. 3. Эскиз рабочей лопатки последних ступеней для турбин К-300-240 и К-500-240 ХТГЗ длиной профильной части 1050 мм с электроискровыми покрытиями на входной и выходной кромках:

1 – покрытие из сплава ВЗК; 2, 3 – покрытие из сплава ВК6ОМ

Микротвердость покрытий из твердого металлокерамического сплава ВК6ОМ составляет 10000 МПа. Микротвердость покрытия из стеллита ВЗК – 8000 МПа.

Проведенные исследования, а также основываясь на положении пункта 1.2 стандарта организации СО 153-34.17.462–2003 [4], позволили предложить новую конструкцию рабочей лопатки длиной 1050 мм для турбин К-300-240 и К-500-240 ХТГЗ, которая предусматривает использование электроискровых защитных покрытий на входной и выходной кромках рабочей лопатки. При этом при формировании покрытий используются два материала. На рис. 3 представлен эскиз рабочей лопатки со сформированными покрытиями.

В связи с тем, что наибольшие эрозионные повреждения рабочие лопатки такого типа на входных кромках испытывают в приторцовой зоне, то формирование покрытия из кобальтового стеллита ВЗК толщиной 200–250 мкм от торца лопатки производилось на расстоянии до 120 мм шириной 25 мм, а дальнейшее формирование покрытия в пределах от 120 до 600 мм осуществлялось из металлокерамического твёрдого спечённого сплава ВК6ОМ. Покрытие на выходной кромке толщиной 80–120 мкм формировалось на расстоянии от прикорневой галтели лопатки на величину 600 мм с шириной покрытия 10 мм.

Выводы

1. Показана перспективность развития и использования метода ЭИЛ для упрочнения и ремонта рабочих и направляющих лопаток проточной части паровых турбин тепловых и атомных электростанций, подвергающихся абразивному и эрозионному изнашиванию влажно-паровым потоком.
2. Проведены металлографические исследования покрытий, формируемых из металлокерамического твердого сплава ВК6ОМ и кобальтового стеллита марки ВЗК на лопатки из коррозионно-стойкой стали 15Х11МФ-Ш: проведены исследования микроструктуры, микротвердости и толщины слоев.
3. Разработана конструкция рабочей лопатки с защитно-упрочняющими покрытиями на входной (из кобальтового стеллита ВЗК и металлокерамического твердого сплава ВК6ОМ) и выходной кромках (из сплава ВК6ОМ).

Список литературы

1. **Иванов, Г.П.** Технология электроискрового упрочнения инструментов и деталей машин [Текст] / Г.П. Иванов. – 2-е изд., исп. и доп. – М.: МАШГИЗ, 1961. – 303 с.
2. **Гитлевич, А.Е.** Электроискровое легирование металлических поверхностей [Текст] / А.Е. Гитлевич, В.В. Михайлов, Н.Я. Парканский, В.М. Ревуцкий. – Кишинев: «Штиинца», 1985. – 196 с.
3. **Шкляр, А.И.** Опыт повышения надежности и износостойкости элементов проточной части паровых турбин [Текст] / А.И. Шкляр, Л.А. Жученко, В.В. Ермолаев, А.В. Беляков // Теплоэнергетика. – 2007. – № 4. – С. 4–7.
4. **СО 153-34.17.462–2203.** Инструкция о порядке оценки работоспособности рабочих лопаток паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта [Текст]. – М.: ОРГРЭС, 2004. – 36 с.

МАГНИТНАЯ ФЕРРИТОМЕТРИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ КОТЛОВ С ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯМИ ИЗ АУСТЕНИТНЫХ СТАЛЕЙ

Т.П. ПШЕЧЕНКОВА (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Современная оценка остаточного ресурса пароперегревателей котлов ТЭС проводится по образцам, вырезанным из змеевиков [1]. Ресурс пароперегревателей рассчитывают с учётом жаропрочных и жаростойких свойств металла [2] по зависимостям для эквивалентной температуры эксплуатации наружной поверхности змеевиков, являющейся функцией структурных превращений за эксплуатационный период, и напряжения, являющегося функцией давления пара, внутреннего диаметра и остаточной толщины стенки из-за коррозии, связанной с видом коррозионно-активной среды, температурой и временем эксплуатации. Пароперегреватели работают в условиях тепловой неравномерности, приводящей к неодинаковому по значению разупрочнению металла [2]. Тепловая неравномерность возникает из-за неравномерного распределения расхода пара по змеевикам, неравномерного поля температуры и неоднородного поля скорости дымовых газов на входе в пароперегреватели. Чтобы оценка остаточного ресурса соответствовала состоянию пароперегревателей, вырезка образцов, а их количество составляет, как правило, три–шесть, должна производиться из группы змеевиков с наиболее высокой температурой наружной поверхности, а, следовательно, и с наименьшим остаточным ресурсом. Согласно современным инструкциям [1, 3], места для вырезок следует выбирать на основании результатов толщинометрии и магнитного контроля змеевиков пароперегревателей. Выборочная и даже полная толщинометрия не выявляют тепловую неравномерность и разверенные змеевики пароперегревателей из аустенитных сталей, работающих на газе и угле. Магнитный контроль по амплитуде нормальной составляющей вектора напряженности магнитного поля рассеяния применяется только для труб поверхностей нагрева из перлитных сталей. Из-за отсутствия надежных неразрушающих методов контроля результаты определения остаточного ресурса по образцам не в полной мере характеризуют состояние пароперегревателей. Наиболее перспективной для выявления тепловой неравномерности и разверенных змеевиков аустенитных пароперегревателей является магнитная ферритометрия структурных превращений.

Последние ступени ширмовых пароперегревателей и конвективных пароперегревателей высокого и низкого давления котлов мощных энергоблоков в России изготавливают, в основном, из аустенитных сталей. Наиболее часто применяется хромоникелевая сталь марки 12Х18Н12Т, иногда – сталь марки 10Х13Г12БС2Н2Д2 (ДИ59), имеющая повышенную жаростойкость в дымовых газах от сжигания серо- и ванадийсодержащих топлив.

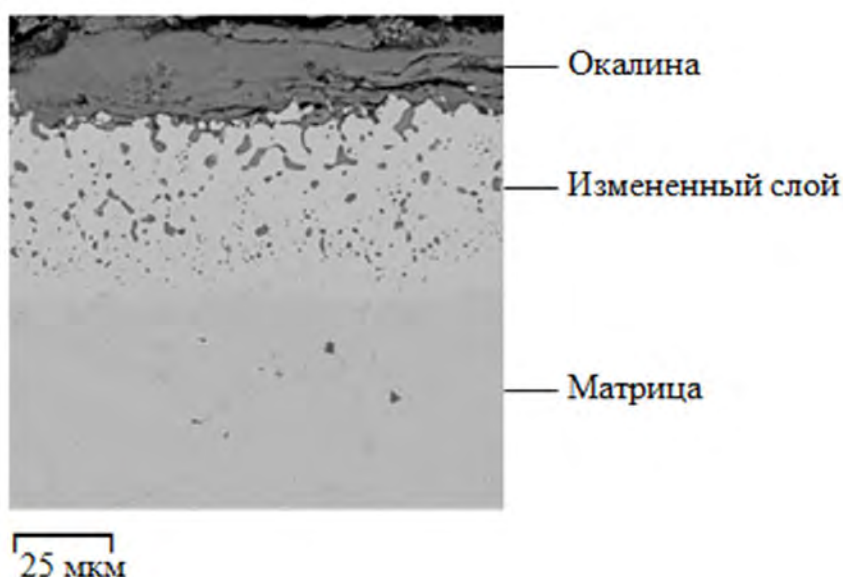


Рис. 1. Наружная поверхность змеевика пароперегревателя из стали 12X18H12T после эксплуатации 138835 ч при температуре 610 °С

В котлах нового поколения со сверхкритическими параметрами пара, вероятно, будет применяться хромоникелевая сталь марки 10X16H16B2МБР (ЭП184) с повышенной жаропрочностью. Металлографическими исследованиями на наружной поверхности бывших в эксплуатации участков змеевиков из этих сталей был обнаружен структурно-измененный слой (рис. 1). Исследования показали [4], что слой образуется в результате селективного окисления сталей и располагается между окалиной и матрицей. Слой в змеевиках из сталей марок 12X18H12T и ЭП184 обеднён железом и хромом, обогащён никелем и состоит из фазы FeNi_3 с ферромагнитными свойствами. Слой в змеевиках из стали марки ДИ59 состоит из фазы $\alpha\text{-Fe}$ (феррита), относящейся к сильным ферромагнетикам. Толщина слоя тем больше, чем больше коррозионная активность дымовых газов, температура и время эксплуатации и, как следствие, меньше остаточный ресурс. В незаглушенных змеевиках толщина слоя варьируется в интервале от 5 до 50 мкм. При измерении содержания ферритной фазы с помощью магнитного ферритометра МФ-51 НЦ АКASKAN [5] были выявлены ферромагнитные свойства слоев. Показания ферритометра тем выше, чем больше толщина слоя.

С помощью микроскопа фирмы «TESCAN», оснащенного приставкой X-Max Oxford Instruments, был исследован элементный состав слоя (рис. 2). Видно, что окалина состоит преимущественно из оксидов железа, марганца и хрома, ванадий и натрия скапливаются во внешнем слое окалины. Измененный слой толщиной 29–38 мкм расположен между окалиной и матрицей, обеднен железом, марганцем и хромом, обогащен никелем, содержит островки сульфидов. Измененный слой образовался в результате избирательного окисления и диффузии из матрицы в окалинную пленку элементов с меньшей стандартной свободной энергией образования сульфидов и оксидов, т. е. с большим сродством к сере и кислороду. Образование фазы FeNi_3 инициировано диффузией хрома и железа из матрицы и встречной диффузией серы и кислорода в матрицу, что привело к относительному увеличению содержания никеля в поверхностном слое металла. Строение слоев во всех вышеупомянутых марках сталей схожее.

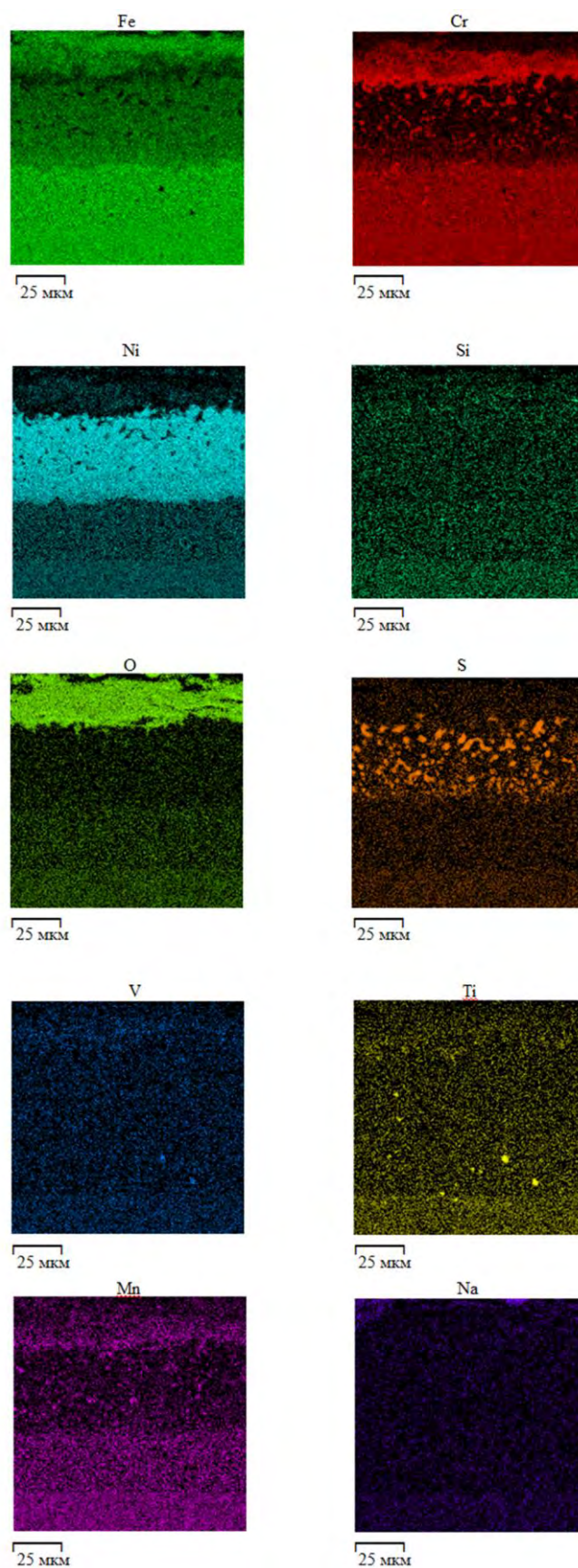


Рис. 2. Карты распределения химических элементов в окалине и металле на наружной поверхности змеевика пароперегревателя (сталь марки 12Х18Н12Т)



Рис. 3. Образец для испытаний металла труб на ползучесть и длительную прочность

Для оценки вклада напряжения и деформации ползучести в коэффициент объемной диффузии и, следовательно, в величину толщины измененного слоя были проведены испытания аустенитных сталей на ползучесть и длительную прочность [6]. Использованы секторные образцы длиной 44,4 и шириной 10 мм рабочей части (рис. 3).

При испытаниях разность температур по длине образцов составляла $\pm 0,1$ °С. Испытания на длительную прочность проводились при температурах 700 и 750 °С и напряжениях в рабочей части образцов 40, 60, 80 МПа. Содержание ферритной фазы в металле измерялось на наружной поверхности с шагом 5 мм вдоль оси разрушенных образцов через слой окалины, результаты усреднялись. Графики изменения содержания ферритной фазы C_f и напряжения σ в металле по длине образца, подвергнутого испытанию на длительную прочность, показаны на рис. 4. Исследования показали, что в поведении измененного слоя во всех образцах, несмотря на некоторое различие в химическом составе и длительной прочности металла, прослеживаются одинаковые закономерности: чем больше температура и время испытания, тем больше содержание ферритной фазы в металле.

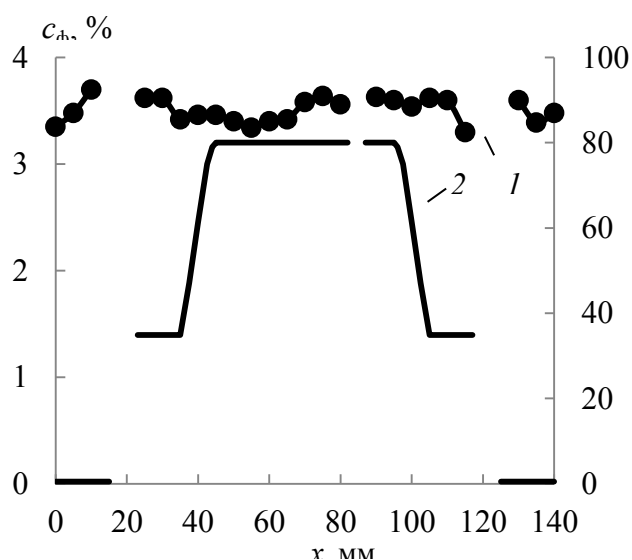


Рис. 4. Изменение содержания ферритной фазы (1) и напряжения (2) в металле (сталь марки ДИ59) при испытании на длительную прочность

В настоящее время магнитная ферритометрия применяется при обследовании конвективных и ширмовых пароперегревателей различных котлов ТЭС. Далее изложены результаты обследования в 2003 г. ширмового пароперегревателя второй ступени (ШПП-2) двухкорпусного угольного прямоточного котла сверхкритического давления типа П-50 энергоблока № 1 Каширской ГРЭС. Задержка опубликования связана с продолжительным изучением эволюции изменённого слоя в трёх котельных марках аустенитных сталей в условиях испытания металла на жаростойкость и длительную прочность.

Растопка котла осуществлялась газом, периодически использовался мазут. Пароперегреватель с горизонтальной ориентацией в пространстве расположен в верхней зоне топочной камеры и зафиксирован на трёх подвесных системах. Схема включения ШПП-2 противоточная. Расчётные температура и давление пара на выходе из пароперегревателя соответственно 510 °С и 26,4 МПа.

Пароперегреватель в обоих корпусах состоит из 18 ширм по 16 змеевиков типоразмером 32×6 мм в каждой. Изначально, в заводском исполнении, все змеевики имели четыре хода, участки змеевиков первого и второго хода – из стали марки 12Х1МФ, третьего и четвёртого хода – из стали марки 12Х18Н12Т. Комбинированные сварные соединения участков змеевиков из сталей марки 12Х1МФ и 12Х18Н12Т расположены в начале третьего хода. В период с 1982 по 1997 гг. для увеличения расхода и коэффициента теплоотдачи к пару и уменьшения температуры металла первые змеевики ширм 7–12 и вторые змеевики ширм 8–11 корпуса «А», первые змеевики ширм 7–15 и вторые змеевики ширм 8–11 корпуса «Б» были укорочены в 2 раза путём удаления участков второго и третьего хода.

Анализ показал, что самыми повреждаемыми элементами являются комбинированные сварные соединения, участки змеевиков в месте приварки дистанцирующих сухарей, участки четвёртого хода первых и шестнадцатых змеевиков центральных ширм вблизи первого ряда подвесной системы, угловые сварные соединения змеевиков с выходным коллектором. Очаг повреждений в обогреваемой зоне расположен на расстоянии 1,5–3 м от фронтальной стены топочной камеры, за которой располагается выходной коллектор. Последнее повреждение в виде хрупкого продольного разрыва длиной приблизительно 300 мм участка четвёртого хода первого змеевика вблизи первого ряда подвесной системы ширмы 14 корпуса «А» произошло в марте 2003 г. Согласно данным Каширской ГРЭС, повреждения вызваны преимущественно перегревом и ускоренным истощением длительной прочности металла. Схожее положение с повреждаемостью ШПП-2 в котле типа П-50 энергоблока № 2.

На момент обследования наработка участков змеевиков первого, второго и третьего хода составила 244500 ч, четвертого хода – 211100 ч. При визуальном контроле обнаружены три заглушенных шестнадцатых змеевика в ширмах 7, 9 и 10 корпуса «А». Согласно данным Каширской ГРЭС, глушение вызвано повреждением участков из стали марки 12Х1МФ.

Содержание ферритной фазы на наружной поверхности участков змеевиков из стали марки 12Х18Н12Т измерено магнитным ферритометром типа МФ-51НЦ АКASKAN. Магнитный анализ показал, что количество фазы в участках третьего хода змеевиков ниже

стартового значения показаний ферритометра 0,5 %. По снижению количества фазы участка четвёртого хода змеевиков располагаются в следующем порядке: первый, шестнадцатый, остальные. Распределение содержания ферритной фазы c_f вдоль фронтальной образующей x участков четвёртого хода первого змеевика трёх ширм показано на рис. 5, в соответствии с которым по мере приближения к фронтальной стене c_f сначала возрастает, достигает максимума и затем убывает. Расположение максимумов c_f на участках змеевиков не совпадает: в ширмах 5 и 14 они находятся вблизи первого ряда подвесной системы, в центральной ширме 10 – между первым и вторым рядом. Ломаный вид графиков функции объясняется несплошностями окалины, относящейся, как правило, к ферромагнетикам.

Распределение содержания ферритной фазы по ширмам показано на рис. 6, в соответствии с которым максимальное количество c_f в змеевиках центральных ширм и минимальное – в змеевиках крайних ширм. Количество c_f в змеевиках центральных ширм корпуса «А» значительно выше.

Полученный результат свидетельствует, что развернутыми являются преимущественно первые и шестнадцатые змеевики центральных ширм из-за максимальной облучённости, зона с максимальной температурой наружной поверхности из-за неравномерного тепло-восприятия змеевиков не совпадает с зоной с максимальной температурой пара.

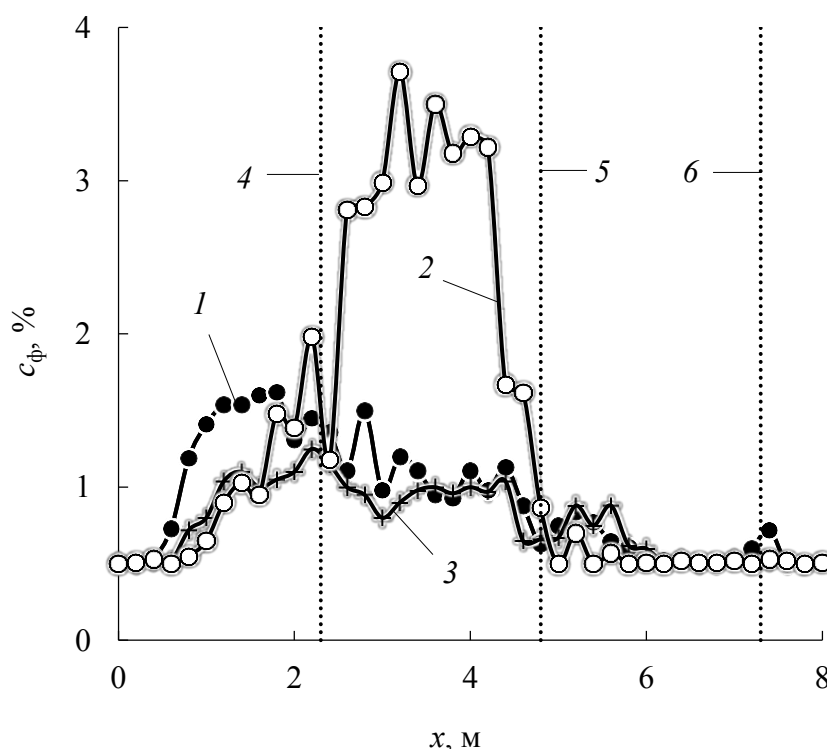


Рис. 5. Распределение содержания ферритной фазы вдоль фронтальной образующей участка четвёртого хода первого змеевика ширм корпуса «А»:

1, 2, 3 – ширма № 5, 10 и 14 соответственно; 4, 5, 6 – подвесная система № 1, 2 и 3 соответственно

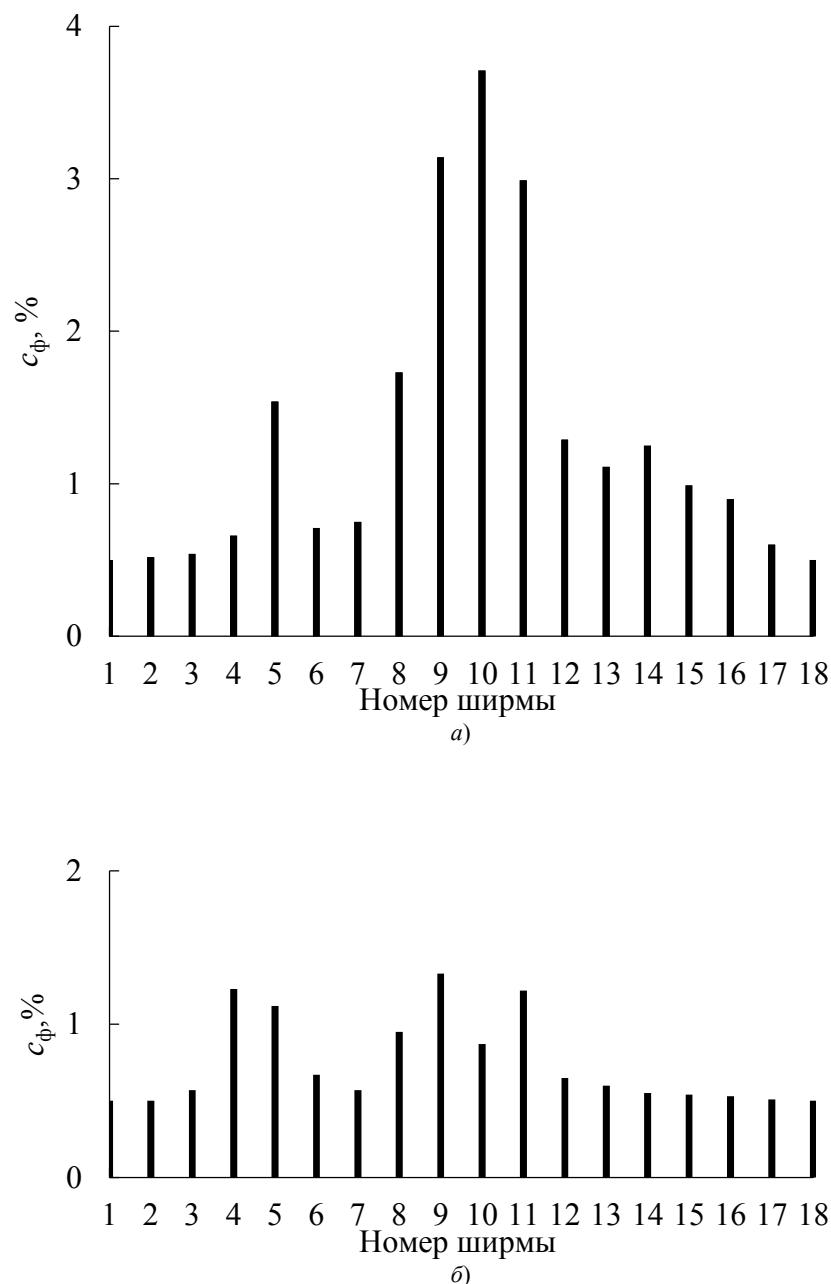


Рис. 6. Распределение содержания ферритной фазы по ширмам корпуса «А» (а) и «Б» (б)

Результаты металлографического исследования и измерительного контроля вырезок из участков четвёртого хода первых змеевиков ширм корпуса «А» и расчёта эквивалентной температуры эксплуатации по содержанию σ -фазы, согласно [3] показали: в начале хода и вблизи первого ряда подвесной системы ширмы 11 при 0,5 и 2,99 % ферритной фазы температура равна соответственно 575 и 630 °С; в середине между первым и вторым рядом подвесной системами ширмы 10 при 3,71 % ферритной фазы температура равна 640 °С. Максимальная глубина равномерной коррозии металла 0,15 мм. В зонах максимальной

температуры на внутренней поверхности змеевиков обнаружены коррозионные повреждения глубиной до 0,3 мм, находящиеся в активном состоянии.

Результаты магнитной ферритометрии совпадают с данными по повреждаемости, металлографического исследования и измерительного контроля вырезов из змеевиков ШПП-2.

Выводы

1. Современные методы диагностики не позволяют выявить тепловую разверку змеевиков пароперегревателей с необходимой точностью.
2. Измененный слой на поверхности змеевиков из аустенитных сталей обладает ферромагнитными свойствами, зависит от температуры и времени эксплуатации и не зависит от напряжения в металле.
3. Апробация на ширмовом пароперегревателе второй ступени котла типа П-50 угольного блока № 1 Каширской ГРЭС после длительной эксплуатации с металлографическим исследованием и измерительным контролем представительных вырезов показала обоснованность магнитной ферритометрии тепловой неравномерности, развернутых змеевиков и зон с максимальной температурой эксплуатации.

Список литературы

1. **РД 10-557-03.** Типовая инструкция по контролю металла и продлению срока службы основных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций [Текст]. – М.: НТЦ «Промышленная безопасность», 2004.
2. **Богачев, В.А.** Влияние тепловой неравномерности на температуру и надежность металла конвективных пароперегревателей [Текст] / В.А. Богачев, О.Е. Таран // Электрические станции. – 2002. – № 2. – С. 21–24.
3. **СО 34.17.452-98.** Методические указания о порядке проведения работ при оценке остаточного ресурса пароперегревателей котлов электростанций [Текст]. – М.: АООТ «ВТИ», 1998.
4. **Богачев, В.А.** Основы контроля тепловой неравномерности пароперегревателей из аустенитных сталей с помощью ферритометра [Текст] / В.А. Богачев, Д.С. Змиенко, А.Е. Корнеев [и др.] // Теплоэнергетика. – 2012. – № 4. – С. 14–21.
5. **ГОСТ 26364-90.** Ферритометры для сталей аустенитного класса. Общие технические условия [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1991.
6. **Богачев, В.А.** Исследование структурных превращений в металле (аустенитной хромомарганцевой стали) на наружной поверхности пароперегревательных труб [Текст] / В.А. Богачев, Т.П. Пшеченкова, М.А. Шумовская // Теплоэнергетика. – 2016. – № 4. – С. 66–71.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ МНОГОСЛОЙНЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ, ПОЛУЧАЕМЫХ СВАРКОЙ ВЗРЫВОМ

Е.А. МАКАРОВА, Н.Н. РАЦУК, И.А. САФОНОВ, Е.Ф. ЛЕЖНЕВА, И.Л. ХАРИНА
(ФГАОУ ВО «ННТУ «МИСиС» – АО «НПО «ЦНИИТМАШ», г. Москва;
ФГБОУ ВО «ПГУ», г. Пенза, Россия)

К материалам конструкций, используемых для хранения высоко агрессивных сред, предъявляются высокие требования коррозионной стойкости и прочности.

Аустенитные нержавеющие стали (АНС) обладают высокой общей стойкостью к коррозии, хотя и имеют низкие прочностные характеристики. Перлитные (ПС) и углеродистые стали обладают повышенными механическими свойствами, но не образуют на поверхности пассивной плёнки, т. е. имеют высокую склонность к общей коррозии в агрессивных средах.

Для металлоёмких конструкций одним из методов защиты от коррозии является применение наплавки АНС на углеродистую сталь.

Перспективный коррозионно-стойкий материал – многослойный металлический материал с внутренним протектором (МВП), который может состоять из нескольких (от трёх до шести) чередующихся слоев АНС и ПС [1].

Современные технологии позволяют создавать подобные материалы методом сварки взрывом [2]. Например, для сосудов хранения жидких радиоактивных отходов предполагается применение материала типа 12X18H10T/сталь 20/12X18H10T.

Принцип работы такого материала основан на трансформации механизма коррозии: питтинговая коррозия первого слоя (АНС) сменяется анодным растворением второго слоя (ПС), который, корродируя, является протектором по отношению к первому и третьему слоям АНС [3].

На первом этапе были проведены исследования на прямоугольных плоских образцах 40×40×8 мм, изготовленных из трёхслойного материала состава 12X18H10T/сталь 20/12X18H10T. Испытания проводились по ГОСТ 9.912–89, в котором регламентированы методы ускоренных испытаний на стойкость к питтинговой коррозии, химическим методом оценивают стойкость монометаллических материалов [4]. Однако при полном погружении образца в раствор $\text{FeCl}_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ не удалось достигнуть полного отсутствия контакта торцевых поверхностей образца со средой, что приводило к активному растворению второго (протекторного) слоя и фактически отсутствию питтинговой коррозии слоя из АНС.

Поэтому было принято решение использовать для исследования образцы с цилиндрической полостью.

На втором этапе использовались образцы 70×70 мм идентичного состава с увеличенной толщиной первого слоя из АНС (18 мм). В нём была сделана цилиндрическая полость диаметром 40 мм, которая заполнялась рабочим раствором.

При такой геометрии образца, во взаимодействие с рабочим раствором вступает не только дно цилиндра, но и боковые поверхности. Для ускорения процесса эксперимента образцы изготавливались с искусственными питтингами разного диаметра (0,5–2 мм) с удалением 1-го и 2-го слоя, благодаря чему предполагалось исследовать влияние протектора на скорость коррозионного разрушения (рис. 2).

Рабочий раствор заменялся каждые сутки, и общее время выдержки составило 250 ч. В течение первого часа раствор менял свой цвет с исходного коричневого на зеленый, из-за чего можно предположить, что происходило изменение состава среды (рис. 3).

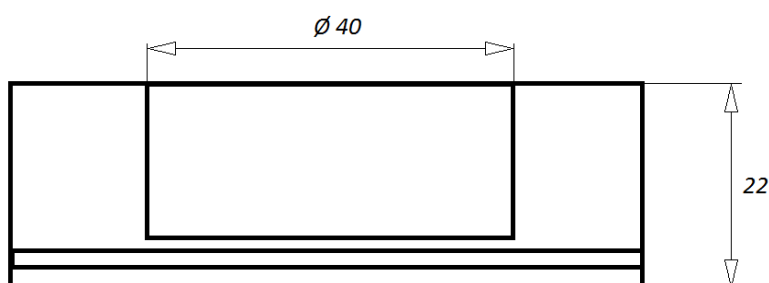


Рис. 1. Схема образца для испытаний с цилиндрической полостью

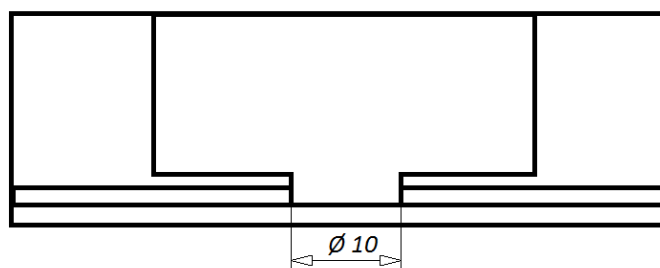


Рис. 2. Схема образца с удалением 1-го и 2-го слоя

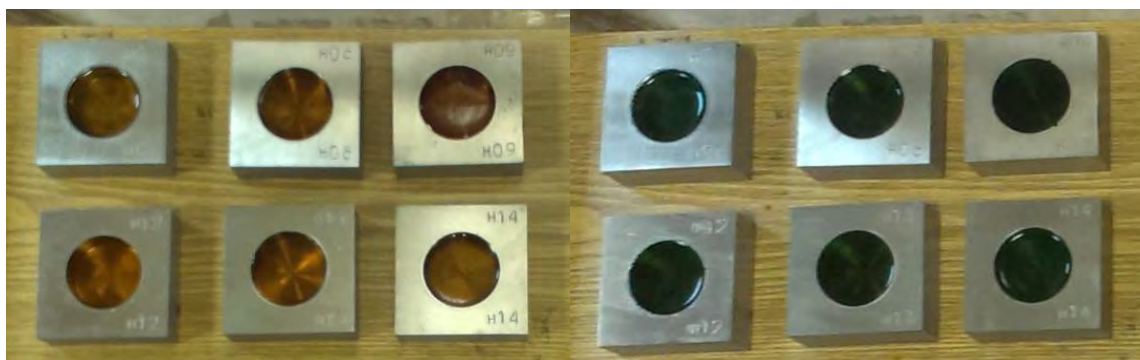


Рис. 3. Изменение цвета раствора трихлорида железа

Питтинги наблюдались уже на первом часу экспозиции, сквозных питтингов не было обнаружено. Убыль металла фиксировалась ежедневно.

На следующем этапе основной задачей стало сопоставление скоростей коррозии образцов трёхслойного металлического материала в двух разных средах (FeCl_3 и 5 % NaCl). Масса образца, испытываемого в растворе хлорида натрия, не изменялась, что не позволило установить соответствие между указанными параметрами.

Для обеспечения постоянного состава испытательной среды в следующих этапах было принято решение производить замену рабочего раствора каждый час. Общее время выдержек составило 25 (по ГОСТ 9.912–89), 120, 146 ч. Диаметры искусственных питтингов – 5, 10, 14, 20 мм (рис. 4). Были построены графики зависимости убыли массы. Прослеживается качественная зависимость интенсивности очагов ПК от диаметра отверстия и расстояния до отверстия.

Естественные сквозные питтинги первого слоя косвенно (по появлению рыжего осадка на дне цилиндра) наблюдались с 35–50 ч экспозиции, у образцов с искусственными питтингами 5 и 20 мм соответственно (рис. 5).



Рис. 4. Фотографии образцов с разными диаметрами искусственных питтингов



Рис. 5. Состояние поверхности образца (35 ч) со следами ржавчины



Рис. 6. Образец с не полностью удаленным протекторным слоем (60 ч)

В ходе последних экспериментов было обнаружено, что у некоторых образцов не полностью удален второй (протекторный) слой из стали 20 (рис. 6). На всех таких образцах происходило активное растворение второго слоя, и питтингов на третьем слое АНС не обнаружено.

Учитывая опыт проведенных испытаний, был сделан вывод, что исследование коррозионной стойкости многослойного материала осложняет ряд особенностей:

- для материалов, рабочей поверхностью которых является АНС (моно-, биметалл, МВП), электрохимический потенциал металл/среда одинаков, что является причиной равных значений скоростей коррозии до перфорации первого слоя;
- потери металла в процессе питтинговой коррозии весьма малы, и эксперимент, регламентированный ГОСТ 9.912–89, требует длительных выдержек;
- рабочий раствор, реагируя с металлом, быстро теряет агрессивность. Замена раствора и препарирование образцов для исследований требует прерывания эксперимента, что существенно увеличивает их общую продолжительность.

В настоящей работе разрабатывается методика, нивелирующая основные недостатки, связанные с особенностями материала. Эта методика позволит получать результаты испытаний моно-, биметалла и МВП в круглосуточном режиме с применением контроля целостности рентгеновским методом.

Список литературы

1. **Лось, И.** Изучение структуры и свойств многослойного коррозионно-стойкого материала, полученного сваркой взрывом [Текст] / И. Лось, Н. Сазанов, А. Баранов // Вестник Пензенского государственного университета. – 2015. – №2 (10). – С. 145–152.
2. **Кобелев, А.Г.** Производство слоистых композиционных материалов [Текст] / А.Г. Кобелев [и др.]. – М.: Интермет Инжиниринг, 2002.
3. **Лось, И.** Опыт разработки и сертификации многослойных коррозионно-стойких материалов с «Протекторной питтинг-защитой» [Текст] / И. Лось, А. Розен, Л. Первухин [и др.] // Технические науки. Машиностроение и машиноведение. – 2014. – № 3 (31). – С. 117–130.
4. **ГОСТ 9.912–89.** Единая система защиты от коррозии и старения. Стали и сплавы коррозионно-стойкие. Методы ускоренных испытаний на стойкость к питтинговой коррозии [Текст]. – Введ. 1991– 01–01. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 18 с.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ РОТОРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Ю.А. ДЕОМИДОВА, Д.В. ТАРАДАЙ
(ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

При назначении ресурса энергетических паровых турбин и оценке его выработки в процессе эксплуатации ограничиваются, как правило, обеспечением прочности и долговечности высокотемпературных роторов высокого и, при наличии промперегрева, среднего давления. Однако многочисленные случаи растрескивания низкотемпературных роторов низкого давления (РНД) некоторых типов теплофикационных паровых турбин свидетельствуют о недостаточности подобного подхода и необходимости учета напряженного состояния РНД при оценках прочности и ресурса всего валопровода.

С 2003 г., когда впервые были обнаружены трещины в кольцевых канавках под упорные кольца насадных дисков РНД, рядом организаций – экспертов были даны объяснения этого опасного явления. Основной и несомненной причиной трещинообразования считают в [1, 2] переменные изгибные напряжения от собственного веса роторов, действующие в коррозионно-активной среде. Последняя возникает в зоне фазового перехода и распространяется на проточную часть РНД. Прерывистый кольцевой характер возникающих трещин с очагами коррозии свидетельствует об определяющей роли коррозионной усталости в развитии повреждений. Версия о влиянии крутильных колебаний (КК) валопровода на трещинообразование в РНД рассматривается в [3]. Все высказанные версии о причинах трещинообразования нуждаются в более полном обосновании.

В качестве первого шага такого обоснования выполнялась оценка уровней номинальных напряжений в зоне кольцевых канавок РНД от действия различных факторов напряженного состояния. Полученные данные о напряжениях будут использованы для оценки усталостной прочности РНД и выработки его ресурса. Расчетные значения номинальных напряжений в кольцевых канавках сводились в таблицу, где τ_a и σ_a обозначают амплитуды переменных касательных и нормальных напряжений, а τ_m и σ_m – средние напряжения цикла.

Изгибные напряжения от собственного веса роторов зависят от расцентровки опор и циклически меняются с частотой вращения. В отличие от турбин конденсационного типа, в теплофикационных машинах расцентровка может изменяться в широких пределах в зависимости от степени загрузки теплофикационных отборов ПСГ-1 и ПСГ-2, режима охлаждения выхлопных частей ЦНД и соответствующего изменения их температурного состояния.

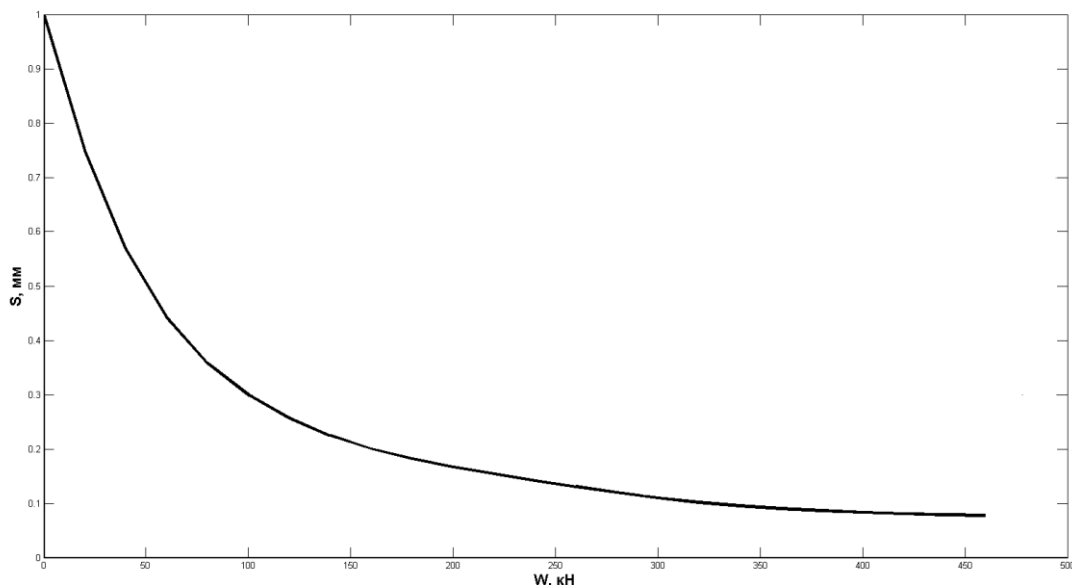


Рис. 1. Зависимость вертикального всплытия S шейки вала в подшипнике от нагрузки W

Расчетный анализ напряжений от влияния веса роторов в условиях расцентрованных опор выполнялся с помощью разработанной программы, позволяющей учитывать податливость опор и влияние опорных нагрузок на величину всплытия шеек валов на масляной пленке подшипников скольжения. Вариантные расчеты проводились для различных значений смещений опор РНД относительно смежных с ними опор РСД и генератора. Податливость встроенных опор РНД принималась равной 0,7 мкм/кН, а выносных опор РГ и РСД – 0,3 мкм/кН. Используемая зависимость всплытия вала на масляной пленке от нагрузки приведена на рис. 1 для подшипника диаметром 435 мм с маслоперепускной канавкой в верхнем вкладыше.

За исходное положение опор и упругой линии валопровода принималось их состояние, при котором на муфтах отсутствуют реактивные силы и моменты, а реакции опор каждого из роторов определяются весом этого ротора. Соответствующие данному состоянию значения изгибных напряжений в зоне кольцевых канавок принимались за номинальные (исходные) напряжения.

Выполненные расчеты показали, что в зависимости от относительных смещений опор уровень напряжений в кольцевых канавках изменяется значительно, что иллюстрирует рис. 2. На нём представлены зависимости амплитуд переменных напряжений в кольцевой канавке у 23-й ступени РНД от относительного расположения опор РНД и генератора при двух фиксированных значениях относительного положения смежных опор РНД и РСД.

Отдельные результаты расчетов напряжений во всех кольцевых канавках РНД представлены также в таблице для нескольких характерных значений расцентровок опор. Для рассматриваемого случая напряженного состояния в таблице использованы следующие обозначения: $\Delta h_{5,4}$ – относительные смещения смежных опор № 5 РНД и №4 РСД; $\Delta h_{6,7}$ – относительные смещения смежных опор № 6 РНД и № 7 РГ. На рис. 2 и в таблице положительным значениям смещений опор относительно исходного состояния соответствует превышение опор РНД над смежными с ними опорами. Как видно из представленных данных,

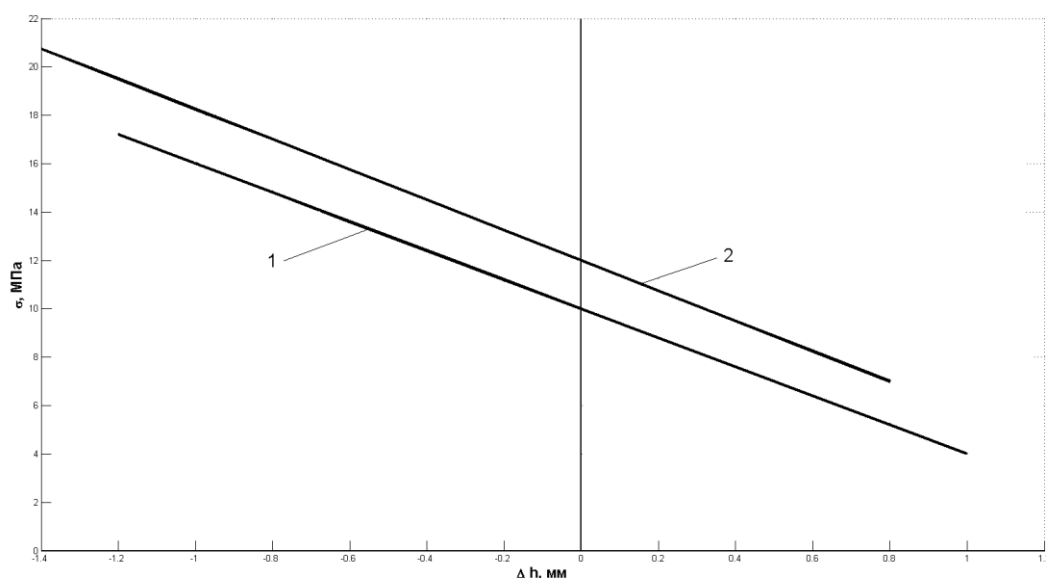


Рис. 2. Зависимости амплитуд номинальных переменных напряжений σ в канавке у 23-й ступени от смещений Δh опор РНД относительно смежных опор:

1 – $\Delta h_{5-4} = +0,6$ мм; 2 – $\Delta h_{5-4} = -0,6$ мм

наиболее неблагоприятным с точки зрения возникающих напряжений является такое положение опор, при котором опоры РНД, и, прежде всего, опора со стороны генератора, оказывается ниже смежных опор. Так, в случае, когда передняя опора № 5 РНД оказывается ниже опоры РСД на 0,6 мм, а опора № 6 РНД ниже опоры № 7 генератора на 1,2 мм, значение напряжений изгиба в канавке у 23-й ступени достигает 20 МПа. В то же время, при номинальном положении опор уровень напряжений составляет 12,9 МПа, что близко к значению, приведенному в [2]. С другой стороны, если опоры РНД нагружаются и оказываются выше смежных опор, уровни переменных напряжений в кольцевых канавках может оказаться существенно ниже номинальных значений.

Номинальные напряжения в кольцевых канавках РНД

Факторы напряженного состояния	Нормальные и касательные напряжения, МПа							
	26-я ступень		25-я ступень		23-я ступень		24-я ступень	
	σ_a (τ_a)	σ_m (τ_m)	σ_a (τ_a)	σ_m (τ_m)	σ_a (τ_a)	σ_m (τ_m)	σ_a (τ_a)	σ_m (τ_m)
Изгибные колебания дисбаланса на диске 24-й ступени	3,1	7,2	2,0	4,7	1,4	3,9	0,7	3,2
Изгибные колебания дисбаланса на диске 26-й ступени	1,1	9,2	1,2	5,6	1,9	4,6	1,7	3,3
Влияние веса роторов, $\Delta h_{5-4} = -0,6$; $\Delta h_{6-7} = -1,2$	11,2	–	14,6	–	20,0	–	18,6	–
Влияние веса роторов, $\Delta h_{5-4} = -0,6$; $\Delta h_{6-7} = -0,56$	11,5	–	14,1	–	16,4	–	14,1	–
Влияние веса роторов, $\Delta h_{5-4} = 0$; $\Delta h_{6-7} = 0$	8,9	–	11,3	–	12,9	–	9,4	–
Влияние веса роторов, $\Delta h_{5-4} = +0,62$; $\Delta h_{6-7} = +0,5$	6,3	–	7,6	–	7,9	–	4,7	–
Резонансные КК по 5-й форме	(0,08)	–	(1,21)	–	(1,32)	–	(0,33)	–

Полученные результаты свидетельствуют о возможности оптимизировать центровку опор для обеспечения приемлемых (ниже 15,2 МПа) уровней переменных изгибных напряжений в кольцевых канавках. Однако выбор оптимальной центровки может быть реализован лишь на основании объективных экспериментальных данных об изменениях относительного положения опор в зависимости от режима эксплуатации турбоагрегата. При этом должно приниматься во внимание изменение опорных реакций и учитываться ожидаемое суммарное время эксплуатации турбоагрегата на каждом из характерных режимов.

Изгибные напряжения от поперечных колебаний ротора также, как и напряжения от собственного веса, относятся к непрерывным факторам напряженного состояния, действующим в течение всего срока службы турбоагрегата. Оценка уровня напряжений в кольцевых канавках при вынужденных изгибных колебаниях валопровода выполнялась расчетным моделированием. Расчеты проводились для номинальной частоты вращения 50 Гц. Неуравновешенная масса в 0,8 кг считалась приложенной в сечениях расположения дисков последних ступеней РНД на радиусе 1 м. При таком дисбалансе уровень размахов виброперемещений вала относительно подшипников № 5 и 6 не превышает 150 мкм.

После определения методом начальных параметров компонентов синусных и косинусных составляющих изгибающих моментов участков валопровода в вертикальном и горизонтальном направлениях амплитуды переменных номинальных напряжений цикла $\sigma_{ан}$ и средних напряжений цикла $\sigma_{мн}$ при движении центра сечения вала по эллиптической траектории (рис. 3) определялись по выражениям:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \\ \sigma_{max}^2 &= \frac{\sin^2(\varphi_y - \varphi_x)}{\frac{\cos^2\alpha}{\sigma_x^2} + \frac{\sin^2\alpha}{\sigma_y^2} - \frac{\sin 2\alpha}{\sigma_x\sigma_y}} \cos(\varphi_y - \varphi_x); \\ \sigma_{min}^2 &= \frac{\sin^2(\varphi_y - \varphi_x)}{\frac{\sin^2\alpha}{\sigma_x^2} + \frac{\cos^2\alpha}{\sigma_y^2} + \frac{\sin 2\alpha}{\sigma_x\sigma_y}} \cos(\varphi_y - \varphi_x); \\ g 2\alpha &= \frac{2\cos(\varphi_y - \varphi_x) A_x A_y}{\sigma_x^2 - \sigma_y^2},\end{aligned}\tag{1}$$

где σ_x, σ_y – составляющие напряжений вдоль ортогональных осей x и y ; α – угол наклона главной оси эллипса напряжений к оси x .

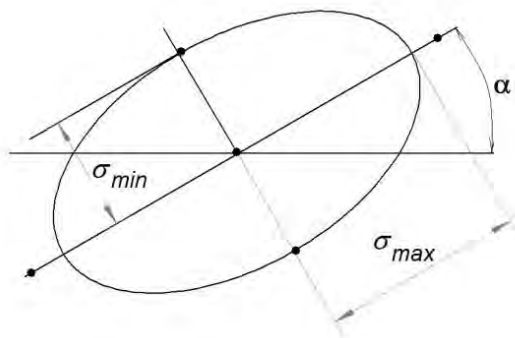


Рис. 3. Изменение напряжений при изгибных колебаниях вала

Заметим, что частота переменных изгибных напряжений при движении центров сечений вала по эллиптической траектории равна удвоенной частоте вращения и на рабочих оборотах составляет 100 Гц. Чем больше величина отношения большой оси эллиптической траектории движения вала к малой, зависящая от степени анизотропии жесткостных свойств опорных элементов, тем, при прочих равных условиях, больше уровень переменных напряжений. При круговой траектории движения переменные напряжения в вале отсутствуют.

Результаты расчетов для заданного дисбаланса в 0,8 кгм, расположенного на дисках 24-й и 26-й ступеней приведены в таблице. Максимальный уровень амплитуд переменных напряжений в критических сечениях РНД не превышал 3,0 МПа, что существенно меньше напряжений от собственного веса ротора. Заметим, что расчетный уровень размахов виброперемещений вала относительно подшипников РНД не превышал 150 мкм. При нештатных ситуациях, например, при обрыве рабочей лопатки, уровень напряжений может быть существенно большим. Однако разовый характер подобных событий позволяет не учитывать их влияние на усталостную прочность ротора.

Наряду с рассмотренными выше, регулярно действующими факторами напряженного состояния, ротор подвергается воздействию и других факторов, оказывающих на ротор нерегулярные и разовые воздействия.

К числу нерегулярно действующих факторов отнесем вынужденные крутильные колебания валопровода, которые вызываются колебательными составляющими электромагнитного момента генератора. Эти переменные моменты преимущественно действуют с двойной частотой сети 100 Гц и вызываются неравномерностью нагрузок (токов и напряжений) по фазам электрической сети [4]. Подобная неравномерность изменяется во времени в зависимости от состава потребителей электроэнергии и состояния сетевого оборудования. В отечественной энергетике широко применяется транспозиция сетей, благодаря чему нагрузки по фазам выравниваются, и уровень возмущающих моментов оказывается невысоким либо может вообще отсутствовать. При штатных условиях эксплуатации сетей уровень переменных возмущающих моментов с двойной частотой сети не должен превышать 1 % номинального крутящего момента генератора, соответствующего его номинальной активной мощности.

Как показали выполненные экспериментальные исследования КК, проведенные на турбоагрегатах К-300-240 и Т-175/210-175 [5, 6], уровень вынужденных крутильных колебаний и соответствующих им переменных касательных напряжений в кольцевых канавках РНД оказался весьма незначительным. Низкие напряжения будут иметь место даже при довольно малой степени отстройки от гипотетического резонанса на частоте 100 Гц, что обусловлено узостью резонансного пика вследствие низкого демпфирования КК. Сказанное иллюстрирует представленная на рис. 4 зависимость относительных амплитуд крутильных напряжений в кольцевых канавках РНД от степени отстройки от резонанса по 5-й крутильной форме свободных колебаний. Поэтому для дальнейших оценок будем исходить из предположения о существовании возможного резонансного режима по 5-й собственной форме крутильных колебаний с частотой, близкой к 100 Гц.

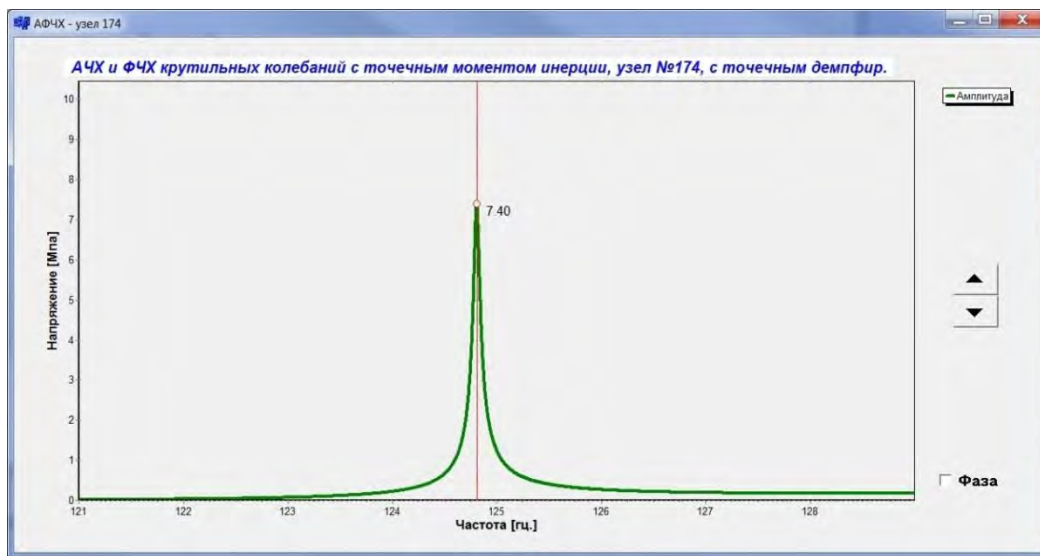


Рис. 4. Зависимость относительных амплитуд крутильных напряжений от степени отстройки от резонанса

Представленные в таблице результаты расчетов относятся к случаю точного совпадения собственной частоты и частоты возбуждающего момента, амплитуда которого соответствует 1 % электромагнитного момента генератора при активной мощности 175 МВт. Значения резонансных амплитуд номинальных касательных напряжений в зоне расположения кольцевых канавок РНД определялись по выражению:

$$\tau_{si} = \frac{\varphi_{si} - \varphi_{s(i+1)}}{l_i} \cdot \frac{\frac{M_s}{C_s}}{2 \frac{D_s}{D_{кps}}} G \cdot \frac{D_i}{2}, \quad (2)$$

где индекс s обозначает номер собственной формы; D , $D_{кр}$, C , M – модальные демпфирование, критическое демпфирование, жесткость, возмущающий момент соответственно; φ_{si} – амплитуда собственной формы в i -м сечении валопровода; l_i , D_i – длина и диаметр участка валопровода постоянного диаметра, ограниченного сечениями i и $i + 1$; G – модуль сдвига.

Таким образом, в качестве факторов, определяющих усталостную прочность РНД будем рассматривать, прежде всего, напряжения изгиба от веса и вибрации ротора. Опираясь на представленные в таблице данные, выполним оценку возможного влияния рассмотренных факторов напряженного состояния на усталостную прочность РНД. Обратимся вначале к упоминавшимся ранее рекомендациям о целесообразности ограничения амплитуд переменных напряжений в роторах с насадными дисками величиной в 15,2 МПа. Как было показано выше, при неблагоприятной центровке опор РНД со смежными опорами РСД и генератора, переменные напряжения в канавках у насадных дисков могут превышать рекомендуемое значение. Если же дополнительно принять во внимание напряжения от поперечных колебаний ротора, то рекомендуемое ограничение напряжений может быть превышено и при меньших расцентровках опор.

Переходя к оценке усталостной прочности РНД, необходимо предварительно указать на те ограничения, которые имеет решение этой задачи. Они связаны, во-первых, с недостат-

ком данных о влиянии на пределы усталости коррозионно-активной среды. Поэтому для приближенного анализа будем ограничиваться данными, полученными в условиях изгиба с кручением для лабораторных образцов при испытаниях в водной среде с частотой 30÷50 Гц на базе в 10^7 циклов. Согласно этим данным для образца из стали с пределом прочности $\sigma_b = 625$ МПа, близким к пределу прочности роторной стали Р2МА [7], коэффициент снижения предела усталости в коррозионной среде (пресная и соленая вода) можно принять равным

$$\beta_{\text{кор}} = \frac{\sigma_{-1\text{кор}}}{\sigma_{-1}} = 0,25 \div 0,4, \quad (3)$$

где σ_{-1} и $\sigma_{-1\text{кор}}$ – соответственно пределы усталости лабораторного образца на воздухе и в коррозионной среде.

Во-вторых, материал РНД под воздействием переменных напряжений изгиба испытывает гиперцикловую усталость, так как число циклов изменения этих напряжений с частотой 50 Гц за период времени, соответствующий парковому ресурсу паровой турбины в 220 тыс. ч, близко к $4 \cdot 10^{10}$. Поскольку данные по испытаниям на выносливость на базе со столь большим числом циклов отсутствуют, ограничимся рекомендациями, содержащимися в [7]. Согласно им, при переходе от базы испытаний 10^7 циклов к базе 10^9 циклов коэффициенты $\beta_{\text{кор}}$ должны быть дополнительно умножены на 0,6–0,8. В результате приведенный выше диапазон возможных значений $\beta_{\text{кор}}$ снизится до 0,15÷0,32. Естественно предположить, что значения $\beta_{\text{кор}}$ при числе циклов порядка 10^{11} будут еще меньше. Это предположение более чем допустимо, учитывая, что при наличии коррозионной среды кривые сопротивления усталости материала имеют тенденцию к монотонному снижению с увеличением базы испытаний [1, 7].

Запас усталостной прочности РНД в критических сечениях расположения кольцевых канавок будем оценивать по выражениям [7]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D\text{кор}} \cdot \sigma_{\text{ном}}}; \quad K_{\sigma D\text{кор}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1D\text{кор}}} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\text{кор}}} - 1, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{ном}}$ – номинальное напряжение в критическом сечении; K_{σ} – коэффициент концентрации напряжений в кольцевой канавке; $\varepsilon_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{-1}}$ – масштабный фактор.

Зададим для входящих в (4) параметров следующие значения: $\sigma_{-1} = 250$ МПа; $K_{\sigma} = 2,7$; $\varepsilon_{\sigma} = 0,75$; $\beta_{\text{кор}} = 0,15$. Амплитуду переменных напряжений в зоне канавки 23-й ступени от совместного действия собственного веса РНД для случая $\Delta h_{5-4} = -0,6$, $\Delta h_{6-7} = -0,56$ и изгибных колебаний ротора от дисбаланса в 0,8 кгм (см. таблицу) примем равной $\sigma_{\text{ном}} = 18,3$ МПа. Тогда значение коэффициента запаса усталостной прочности составит 1,47. Если же предел усталостной прочности стали Р2МА принять по минимуму $\sigma_{-1} = 204$ МПа, по аналогии с [1], то значение коэффициента запаса снизится до $n_{\sigma} = 1,2$. Полученные оценочные значения запаса прочности недостаточны даже для учитываемого числа циклов 10^9 . Тем более недостаточным n_{σ} будет при большем числе циклов нагружения, соответствующем парковому ресурсу турбины. Для таких ответственных деталей, как роторы энергетических

паровых турбин, необходимые для надежной работы РНД значения коэффициента запаса усталостной прочности не должны быть меньше 2.

Что касается крутильных колебаний, то их влияние на усталостную прочность РНД весьма мало. При приведенных в таблице уровнях крутильных напряжений значения полученных выше коэффициентов запаса практически не изменяются. Чтобы влияние изгиба и кручения было соизмеримым, значения амплитуд переменных напряжений изгиба от веса роторов и эквивалентных напряжений от крутильных колебаний должны быть близки. Кроме того, время действия этих напряжений (число циклов нагружения) также должно быть сопоставимо. При уровне номинальных напряжений изгиба в канавках РНД от веса ротора и его вибрации 15–18 МПа, значения касательных напряжений от КК должны достигать 8–11 МПа. Такой уровень амплитуд номинальных касательных напряжений, как показывает расчетный анализ, достижим лишь при точной настройке на резонанс с частотой 100 Гц, вероятность которой невелика. Кроме того, уровень возбуждающего вынужденного КК момента должен в несколько раз превысить его штатный уровень до 1 % электромагнитного момента генератора. Вероятность продолжительного действия возбуждающего момента такого уровня также мала при используемой в отечественной энергетике транспозиции электрических сетей.

Выводы

В результате выполненного анализа подтверждены и обоснованы ранее сделанные выводы о влиянии переменных напряжений изгиба, действующих в коррозионно-активной среде, на образование трещин в РНД некоторых типов теплофикационных паровых турбин. Установлено, что напряжения в кольцевых канавках под упорные кольца насадных дисков РНД в значительной мере зависят от степени расцентрованности опор. При неблагоприятной расцентровке опор напряжения от собственного веса роторов в сочетании с напряжениями от поперечных колебаний вала могут достигать значений, превышающих 20 МПа. Для снижения вероятности трещинообразования, помимо поддержания требуемого водно-химического режима, необходимо также обеспечивать оптимальную центровку РНД со смежными роторами. При выборе оптимальной центровки должно приниматься во внимание влияние всех эксплуатационных факторов и учитываться изменение опорных реакций и время работы турбоагрегата на каждом из характерных режимов эксплуатации.

Список литературы

1. **Костюк, А.Г.** Паровые и газовые турбины для электростанций [Текст] / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.
2. **Жученко, Л.А.** Проблемы повреждаемости низкотемпературных роторов теплофикационных паровых турбин [Текст] / Л.А. Жученко, В.В. Ермолаев, А.И. Шкляр [и др.] // Электрические станции. – 2006. – № 10. – С. 36–41.
3. **Бочкарев, Е.В.** Разработка принципов реализации стационарного мониторинга крутильных колебаний турбоагрегатов [Текст] / Е.В. Бочкарев, Д.С. Кшесинский, А.А. Хвесько [и др.] // Тяжелое машиностроение. – 2016.
4. **Walker, Duncan.** Torsional Vibration of Turbo-Machinery [Electronic resource] / Duncan Walker // McGraw-Hill Professional. – 2003. – 189 p.

5. **Зиле, А.З.** Исследования крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов [Текст] / А.З. Зиле, Д.В. Тарадай, С.Б. Томашевский, Ю.А. Шуранова // Электрические станции. – 2013. – № 10. – С. 40–48.
6. **Когаев, В.П.** Расчет на прочность при напряжениях, переменных во времени [Текст] // В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
7. **РТМ 108.021.103–85.** Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость [Текст] / Министерство энергетического машиностроения. – М., 1985.

ПОВЫШЕНИЕ АБРАЗИВНОЙ СТОЙКОСТИ РАБОЧИХ И НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК ЦИЛИНДРОВ ВЫСОКОГО И СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ ПУТЕМ НАНЕСЕНИЯ ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ПОКРЫТИЯ

Е.А. МАЛАХОВ, А.В. БЕЛЯКОВ (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

В процессе эксплуатации входные и выходные кромки рабочих лопаток (РЛ) и направляющих лопаток (НЛ) цилиндра высокого давления (ЦВД) и цилиндра среднего давления (ЦСД) паровых турбин тепловых электростанций могут подвергаться абразивному изнашиванию, что снижает их ресурс и приводит к преждевременной замене. Нарушение геометрических параметров и изменение шероховатости приводит к снижению их экономичности и надежности, что, в свою очередь, может привести к аварийной ситуации и разрушению элементов проточной части турбины.

Причиной абразивного износа РЛ и НЛ является наличие сварочного грата и твердых оксидных частиц железа с размерами менее 5 мм (диаметр ячейки сита перед паровпуском), которые попадают в проточную часть ЦВД и ЦСД после промперегрева.

Наиболее повреждаемыми среди элементов проточной части ЦВД и ЦСД являются РЛ регулирующей ступени, а также РЛ 2-й и 3-й ступеней. По мере удаления от регулирующей ступени ЦВД интенсивность износа заметно уменьшается, хотя абразивный износ может присутствовать по всей проточной части. Аналогичная картина наблюдается и в проточной части ЦСД.

Попадая в проточную часть, твердые частицы сварочного грата, увеличивают свою твердость вследствие поверхностной пластической деформации и частично разрушаются под действием перенаклепа поверхностных слоёв, что дополнительно увеличивает абразивную массу, которая, интенсивно окисляясь, воздействует на элементы проточной части. Микротвердость частиц окалины и оксидного слоя сварочного грата в виде (Fe_3O_4 – магнетит) составляет около $700 \div 750 \text{ HV}$, что в $2 \div 3$ раза превосходит твердость лопаточных сталей, что обеспечивает их высокую повреждающую способность при многократных соударениях с материалом профильной части лопаток и ленточным бандажем [1], которая проявляется в многочисленных забоинах и вырывах металла на профильной части лопаток, истиранием шипов и ленточного бандажа. Наиболее ярким проявлением абразивного воздействия может служить износ входных и выходных кромок РЛ 2-венцовой регулирующей ступени турбины Т-100/120-130, достигающий более чем $1/3$ профиля лопатки с максимальными повреждениями, располагающимися в приторцовой зоне под ленточным бандажем.

Ниже приведены примеры абразивного износа лопаток первых ступеней части высокого давления [из работ, проведенных в 2017 г. лабораторией покрытий и ремонтных технологий (ЛПРТ) ОАО «ВТИ»]. На турбине ПР-24(25)-90/10-09 УТЗ ст. № 3 ТЭЦ-4 ООО «Тверская генерация» абразивный износ под воздействием парового потока с частицами абразива проявил себя на рабочих лопатках, направляющих лопатках диафрагм, ленточных бандажах. При проведении ВИК в межлопаточном пространстве ступеней № 1–4 были обнаружены застрявшие металлические куски размером от 2 до 8 мм, предположительно сварочного грата (рис. 1–4).



Рис. 1. Сварочный грат, застрявший между лопатками

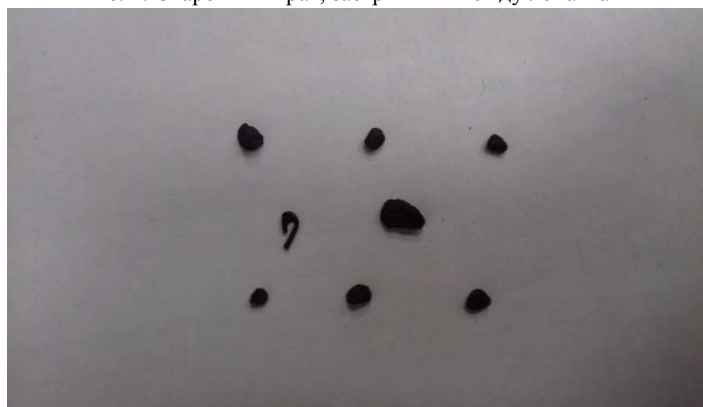


Рис. 2. Куски металла, извлеченные из межлопаточного пространства



Рис. 3. Исходное состояние входных кромок рабочих лопаток 1-го венца регулирующей ступени турбины Т-100/120-130. Общий вид, забоина отмечена маркером



Рис. 4. Состояние входных кромок рабочих лопаток 1-й ступени после нанесения покрытия. Общий вид, забоина отмечена маркером



Рис. 5. Элемент округлого грата с окалиной, извлеченный из межлопаточного пространства регулирующей ступени РВД Красноярской ТЭЦ-2.

На всех ступенях рабочих лопаток ЦВД имелись повреждения в виде забоин различных размеров, не превышающих 2 мм длины и глубины до 0,5 мм, а также забоин непосредственно на входной и выходной кромках с незначительной потерей профиля до 5 мм.

Подобная ситуация наблюдалась на турбине Т-110/120-130 ст. № 3 Красноярской ТЭЦ-2 (рис. 5) с той разницей, что на входных и выходных кромках рабочих лопаток колеса Кертиса повреждения были существеннее: забоины на входных кромках по глубине достигали значений до 3 мм, выходные кромки 1-го и 2-го венцов в прибандажной зоне были разрушены до 6 мм. При этом выходные кромки утонялись и «разлохмачивались».

В настоящее время известны разные способы борьбы с абразивным износом, базирующиеся на применении различных сепарационных устройств (активные способы), располагающихся в паропроводах, клапанах и т. д. и позволяющих удалять большую часть твердых частиц абразива в паровом потоке, а также пассивные способы, заключающиеся в формировании различных покрытий, модификаций функциональных поверхностей, химических промывок [2].

Для решения проблемы повышения абразивной стойкости материала лопаток ЦВД и ЦСД необходимо решить ряд задач, которыми, на взгляд авторов, являются:

- изучение причин образования абразива в паровом потоке и закономерностей его воздействия на элементы проточной части паровых турбин;
- разработка мер для устранения появления абразива в паровом потоке и разработка алгоритма защиты элементов проточной части турбин с помощью совершенствования традиционных и выявления новых средств защиты на основе активных и пассивных способов;
- определение наиболее эффективных методов защиты рабочих и направляющих лопаток, подвергающихся абразивному изнашиванию;
- определение технических и технологических возможностей реализации защиты в условиях проведения ремонтов турбин без разлопачивания;
- разработка на основе исследований нормативной документации.

Одним из перспективных методов борьбы с абразивным износом может служить процесс формирования электроискровых абразивостойких защитно-упрочняющих покрытий [3–7]. Перспективность метода была подтверждена результатами практических работ по формированию покрытий на ремонтируемых лопатках ряда отечественных и зарубежных электрических станций: Красноярской ТЭЦ-2 (РЛ регулирующих 2-й и 3-й ступеней турбины Т-110/120-130), ТЭС «Гацко» (РЛ регулирующей ступени турбины К-300-240 ЛМЗ), Тверской ТЭЦ-4 (РЛ регулирующей ступени, НЛ и РЛ последующих ступеней турбины ПР-24(25)-90. При реализации указанной технологии использовались металлокерамические твёрдые сплавы на основе карбида вольфрама (ВК6ОМ, ВК6, ВК8, Т15К6). Для формирования использовались мобильные установки КГБ-5 и КГБ-5М при энергии единичного импульса 12–18 Дж.

Результаты выполненных работ показали высокую эффективность абразивостойких защитно-упрочняющих покрытий, обеспечивая увеличение ресурса элементов проточной части турбин в 2,5–3 раза.

Список литературы

1. **Орлик, В.Г.** Снижение абразивной эрозии турбинных ступеней перегретого пара [Текст] / В.Г. Орлик, Н.В. Аверкина, Ю.Я. Качуринер [и др.] // Электрические станции. – 2008. – № 12. – С. 33–40.
2. **Хаймов, В.А.** Эрозионный износ твердыми частицами проточной части ЦСД-1 Т 250/300-240 [Текст] / В.А. Хаймов, Ю.Я. Качуринер, Ю.А. Ворopaев // Электрические станции. – 2004. – № 4. – С. 14–20.
3. **Иванов, Г.П.** Технология электроискрового упрочнения инструментов и деталей машин [Текст] / Г.П. Иванов. – 2-е изд., исп. и доп. – М.: Машгиз, 1961. – 303 с.
4. **Гитлевич, А.Е.** Электроискровое легирование металлических поверхностей [Текст] / А.Е. Гитлевич, В.В. Михайлов, Н.Я. Парканский, В.М. Ревуцкий. – Кишинев: Штиинца, 1985. – 196 с.
5. **Беляков, А.В.** Установки для формирования эрозионно- и абразивостойких электроискровых покрытий на лопатках паровых турбин тепловых и атомных электростанций [Текст] / А.В. Беляков, А.Н. Горбачев, В.В. Михайлов, Б.Ф. Реутов, А.А. Фокин // Электронная обработка материалов. – 2016. – № 52 (5). – С. 79–89.
6. **Belyakov, A.V.** Installations for producing electrosark erosion- and abrasion- resistant coating on the blades of steam turbines of thermal and nuclear power plants [Text] / A.V. Belyakov [et al.] // Surface Engineering and Applied Electrochemistry. – 2017. – Vol. 53, № 3. – P. 274–284.
7. **Беляков, А.В.** Технология электроискрового легирования для повышения ресурса рабочих лопаток паровых турбин и оборудование для её реализации [Текст] / А.В. Беляков [и др.] // Электрические станции. – 2016. – № 1. – С. 30–34.

ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ РОСТА КРИСТАЛЛОВ МАГНЕТИТА В ИМИТАТОРАХ ТРЕЩИН В ВОДЕ ВЫСОКИХ ПАРАМЕТРОВ

К.В. МИЗИТОВ, И.И. БУХАРИН, И.А. САФОНОВ, А.А. КОРНЕЕВ, А.Е. КОРНЕЕВ
(ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС» – АО «НПО «ЦНИИТМАШ», г. Москва, Россия)

В данной работе рассматривается проблема оценки времени существования трещины по размерам кристаллов магнетита. На основании аналитического обзора, посвящённого теме образования трещин в сталях, предложены и проведены испытания имитаторов трещин в агрессивных условиях. На основе результатов испытаний построен график зависимости роста кристаллов магнетита от времени в условиях воды высоких параметров. Результаты исследований позволяют оценивать время зарождения образовавшейся трещины.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ, ИССЛЕДУЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ОБОСНОВАНИЕ И ОПИСАНИЕ МЕТОДОВ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Цель и исследуемые материалы

Целью работы являлась проверка возможности использования идеи построения графика зависимости размера кристалла магнетита от времени для предупреждения разрушений оборудования путём своевременного обнаружения трещин, определения времени зарождения трещины и скорости роста.

В качестве исследуемого в данной работе материала была использована сталь 10ГН2МФА – жаропрочная высоколегированная сталь, являющаяся основным конструкционным материалом для производства сварочной проволоки, изготовления компенсаторов давления, коллекторов и т. п.

Марка 10ГН2МФА склонна к специфическому виду коррозионного разрушения – замедленному деформационному коррозионному растрескиванию (ЗДКР) – процессу, во время которого происходит образование и развитие трещин. Проблеме растрескивания при единовременном воздействии статических или медленно меняющихся во времени нагрузок и агрессивной среды при ЗДКР во многих работах уделено пристальное внимание. Тем не менее, вопрос борьбы с коррозией, протекающей по соответствующему механизму, в настоящий момент обладает значительной актуальностью, которая объясняется тем, что эксплуатация большинства деталей аппаратов, машин и сооружений ведётся при длительном действии нагрузок в агрессивных рабочих средах. Опасность воздействия сред высоких параметров на материал, претерпевающий механические напряжения, обусловлена и тем, что в некоторых случаях происходит поломка оборудования в очень короткие сроки.

Опасность ЗДКР заключается в том, что его не всегда можно вовремя обнаружить. Образование и развитие трещин в ходе разрушения материала по механизму ЗДКР состоит из трех стадий:

первая – инкубационный процесс – постепенное образование на поверхности металла первичных коррозионно-механических трещин (стадия I);

вторая – развитие коррозионной трещины (стадия II);

третья – конечное лавинообразное разрушение (стадия III).

Исследование кинетики развития трещины при коррозии под напряжением высокопрочных сталей дало следующие результаты: на стадии I происходит образование коррозионной трещины; стадия II характеризуется скачкообразным развитием трещины; переход от стадии I к стадии II отличается заметным увеличением скорости развития трещины; на стадии III происходит лавинообразное механическое разрушение. Также стадия I (стадия зарождения трещины) отличается наибольшей продолжительностью во времени (более 85 % общего времени) для большинства сплавов относительно остальных стадий.

Обоснование и описание методов выполнения работы

При исследовании трещин сварного шва 111 специалистами ЦНИИТМАШ, на внутренней поверхности трещин были обнаружены кристаллы оксида железа. Было отмечено, что они росли ровными колониями. Исходя из этих данных, появилась идея: в качестве индикаторов времени, прошедшего с момента образования трещины, использовать размеры кристаллов этого оксида железа, которые находятся в зависимости от времени развития трещины.

Была поставлена цель – оценить возможность использования размеров кристаллов магнетита для определения времени зарождения и развития трещины.

В ходе выполнения работы обозначились следующие задачи:

- 1) изготовление образцов модельных трещин;
- 2) автоклавные испытания;
- 3) исследование поверхности модельных трещин методом электронной микроскопии.

Для эксперимента необходимо было изготовить семь образцов модельных трещин толщиной в 50 мкм. Модельная трещина изготавливалась из двух пластин стали 10ГН2МФА. Габаритные размеры образцов: длина 60 мм, ширина 15 мм, высота 2 мм. Путем сверления получали в образцах отверстия диаметром 4 мм. Затем проводили шлифование пластин и обезжиривание их спиртом. Далее накладывали одну пластину на другую, а между ними помещали полосу слюды толщиной в 50 мкм. После этого пластины скручивались гайками.

Контроль размеров кристаллов проводили в центре образца модельной трещины, на участке, где толщина зазора 20–25 мкм.

Для постановки эксперимента использовался вертикальный автоклав. Он необходим для поддержания высокой температуры и давления, которое будет выше атмосферного.

Параметры автоклава:

максимальная температура, °С 350;
максимальное давление, МПа 16,8;
объем, л 0,75.

Испытания проводились при следующих параметрах, условиях работы «холодного» коллектора парогенератора ПГВ-1000 с различным временем выдержки:

температура испытаний, °C280;
давление, МПа 6,5;
среда глубокообессоленная вода (двойной дистиллят).

Для определения тонкой структуры, элементного состава, фрактографии поверхности был использован растровый электронный микроскоп JSM-6060A с энергодисперсионной приставкой JED-2300.

Рентгеноструктурный фазовый анализ проводился на дифрактометре общего назначения ДРОН-3М.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

По завершению испытаний образцы вынимались из автоклавов и отдавались на растровый и рентгеноструктурный анализ. Были получены следующие результаты.

На внутренней поверхности образцов модельной трещины, содержащихся во всех автоклавах, были обнаружены колонии кристаллов. Методом растровой микроскопии с помощью электронного микроскопа JSM-6060A с энергодисперсионной приставкой JED-2300 и установки Дрон-4 было установлено, что это кристаллы магнетита Fe_3O_4 . Был произведён обмер кристаллов. Результаты представлены на рис. 1–5.

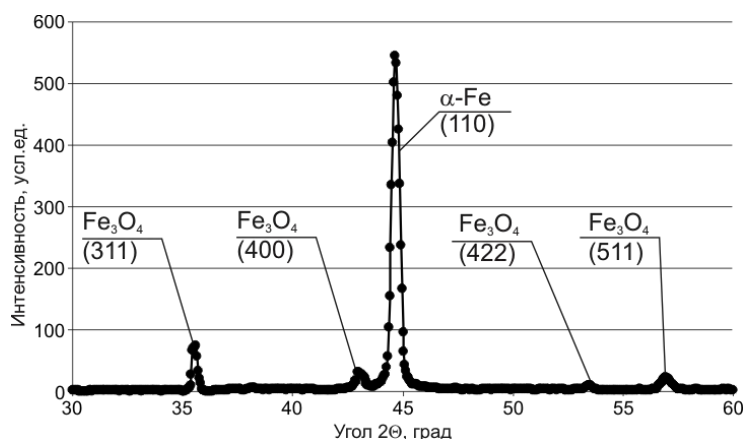


Рис. 1. Дифрактограмма внутренней поверхности образца после 1000 ч с кристаллами оксида железа

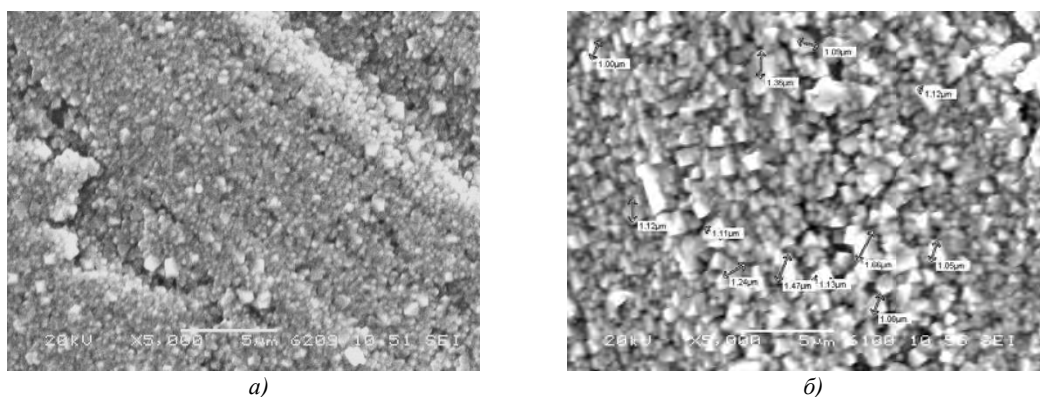
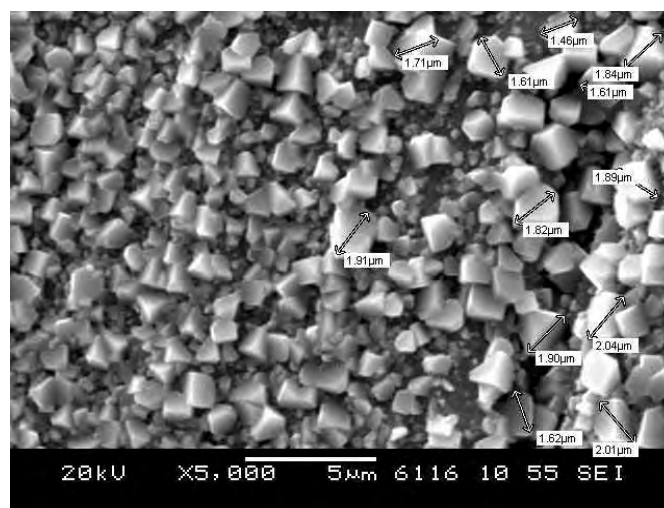
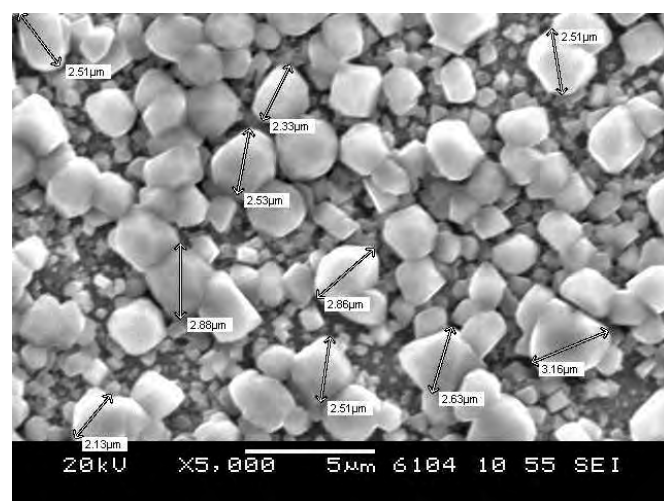


Рис. 2. Кристаллы на внутренней поверхности модельной трещины образца после изотермических выдержек в автоклаве:

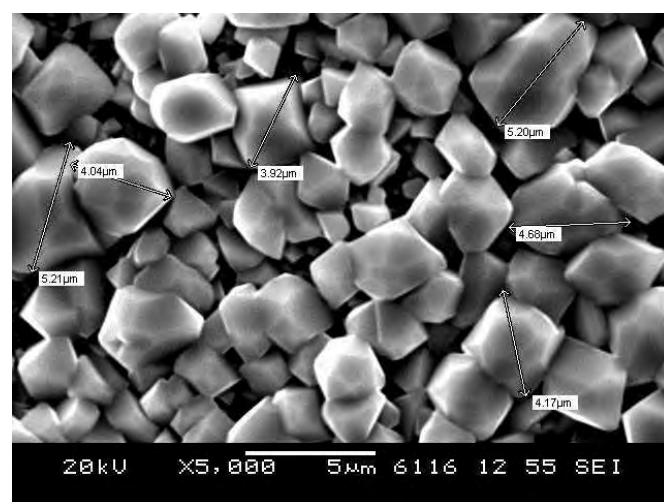
а – 250 ч; б – 500 ч



а)



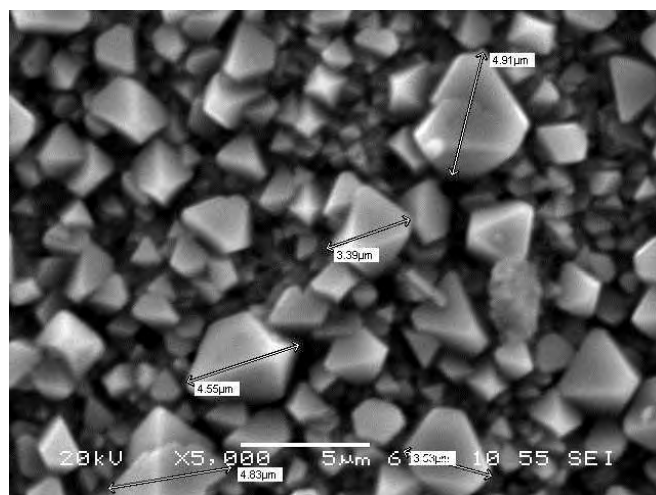
б)



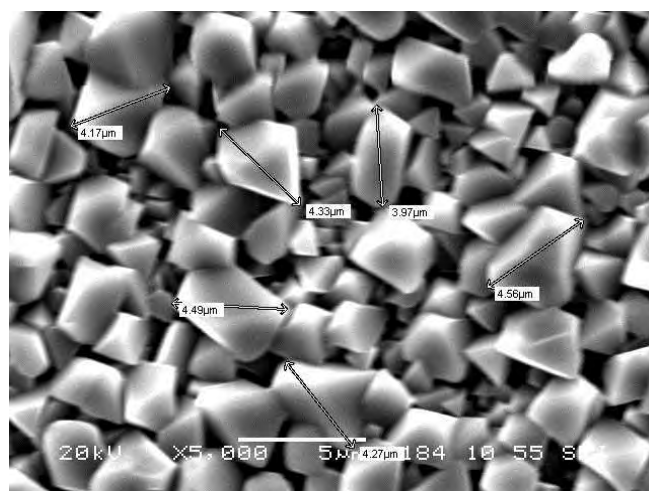
в)

Рис. 3. Кристаллы на внутренней поверхности модельной трещины образца после изотермических выдержек в автоклаве:

а – 1000 ч; б – 2000 ч; в – 3000 ч



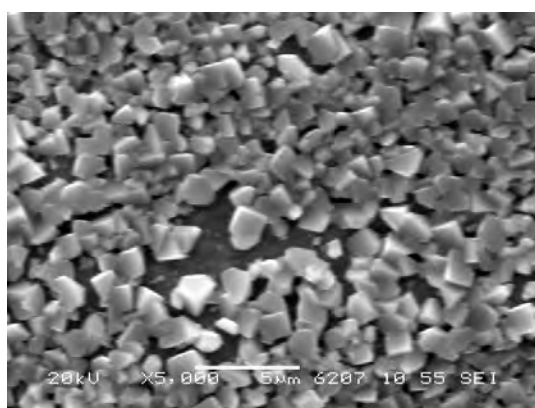
а)



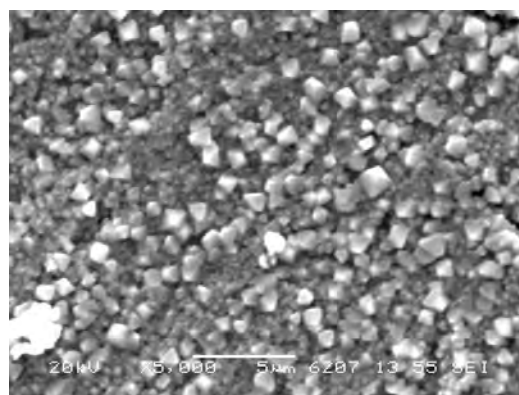
б)

Рис. 4. Кристаллы на внутренней поверхности модельной трещины образца после изотермических выдержек в автоклаве:

а – 5000 ч; б – 9000 ч



а)



б)

Рис. 5. Кристаллы на внутренней поверхности модельной трещины образца после изотермических выдержек в автоклаве в течение 500 ч:

а – статический режим; б – циклический режим

На основании полученных результатов было сделано следующее предположение о механизме образования и роста кристаллов магнетита: на стадии нагревания в условиях водной среды происходил переход железа с поверхности стали в двухвалентное и трёхвалентное состояние (процесс ржавления). Затем железо превращалось в магнетит, образуя сплошной защитный слой на поверхности металла, поскольку это было термодинамически выгодно. При повышении температуры ионы железа начинают улетать с поверхности металла, так как это кинетически выгодно, и образуют в реакции с молекулами воды гидроксиды. С течением времени гидроксиды железа вступают в реакцию с ионами железа, диффундировавшими через слой магнетита, и превращаются в магнетит. За счёт этого и происходит рост кристаллов. Однако рост кристаллов со временем замедляется, что связано с осаждением магнетита и ростом больших кристаллов по краям трещины. В предельном случае магнетит может образовывать плотную «пробку» в устье трещины.

В ходе проведения циклических испытаний было установлено, что кристаллы растут медленнее при смене температурного режима.

Выводы

По завершению исследований были получены следующие результаты:

1. В пространстве модельной трещины (зазора) между двумя пластинами испытуемых образцов обнаружено присутствие кристаллов оксида железа.
2. На внешней поверхности образцов присутствие кристаллов не выявлено.
3. По результатам рентгеноструктурного фазового анализа кристаллы идентифицированы как Fe_3O_4 .
4. Кристаллы равномерно покрывают всю внутреннюю поверхность модельной трещины.
5. Было сделано предположение о механизме зарождения и роста кристаллов магнетита.
6. На основе полученных данных был построен график зависимости роста кристаллов магнетита в области сварного шва № 111 от времени.

Список литературы

1. **Овчинников, И.И.** Исследование поведения оболочечных конструкций, эксплуатирующихся в средах, вызывающих коррозионное растрескивание [Электронный ресурс] / И.И. Овчинников // *Науковедение*. – 2012. – № 4. – С. 1–30.
2. **Казанцев, А.Г.** Прогнозирование склонности стали 10ГН2МФА к замедленному деформационному коррозионному растрескиванию в высокотемпературной воде [Текст] / А.Г. Казанцев, А.С. Зубченко, И.Л. Харина [и др.] // *Вестник МГТУ им. Г.И. Носова*. – 2009. – № 1. – С. 58–64.
3. **Драгунов, Ю.Г.** Влияние воды высоких параметров на склонность стали 10ГН2МФА к замедленному деформационному коррозионному растрескиванию [Текст] / Ю.Г. Драгунов, А.С. Зубченко, И.Л. Харина [и др.] // *Машиностроение и инженерное образование*. – 2007. – № 4. – С. 35–40.
4. **Саакиян, Л.С.** Защита нефтепромыслового оборудования от коррозии [Текст]: справочник рабочего / Л.С. Саакиян, А.П. Ефремов, А.П. Соболева [и др.]. – М.: Недра, 1985.
5. **Харченко, С.А.** Меры по обеспечению надёжности сварного соединения коллектора I контура с корпусом парогенератора АЭС с ВВЭР-1000 [Текст] / С.А. Харченко, Н.Б. Трунов, Н.Ф. Коротаев [и др.]. // *Теплоэнергетика*. – 2011. – № 3. – С. 27–32.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ОРЕБРЕННОЙ СТЕНКИ*

А.В. КОНДРАТЬЕВ, А.В. ПТАХИН, Е.Ю. КОРЛЯКОВА

(ЗАО НПВП «Турбокон» – Калужский филиал ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана (НИУ)» – ФГБОУ ВО «КГУ им. К.Э. Циолковского», г. Калуга, Россия)

При расчёте теплообменных аппаратов с оребрёнными трубами различной конфигурации возникает вопрос о корректном учёте термического сопротивления узла стенка – ребро. Здесь есть два аспекта:

- выраженная неизотермичность элемента стенка – ребро;
- качество термического контакта ребра со стенкой.

На качественном уровне на рис. 1 иллюстрируется распределение температур, связанное с термическим сопротивлением:

I – конвективная теплоотдача от теплоносителя I к ребрам и стенке;

II – термическое сопротивление ребер;

III – термическое сопротивление контакта;

IV – термическое сопротивление стенки;

V – конвективная теплоотдача от стенки к теплоносителю 2.

Составляющие процесса I, II и V подробно изучены и многократно опубликованы, например [1÷5].

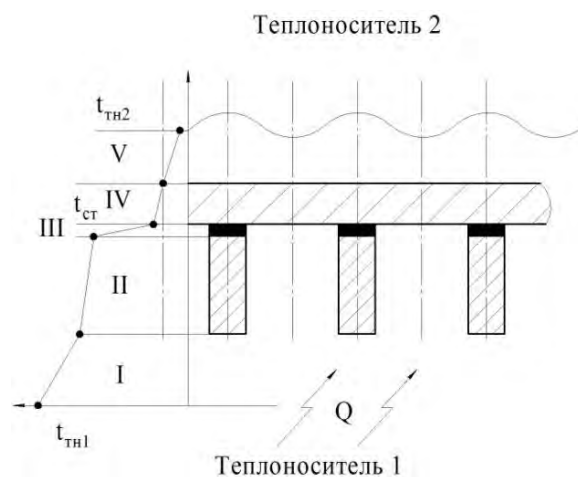


Рис. 1. Распределение температур в оребренной поверхности теплообменника:

t_{TH1} – температура первого теплоносителя; t_{TH2} – температура второго теплоносителя; $t_{\text{ст}}$ – температура стенки

* Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФ, грант № 17-19-01604.

Теплофизические свойства, определяющие термическое сопротивление стенки IV, также, как правило, известны, однако учет неизотермичности ее вносит в расчет неопределенность, оценить которую на инженерном уровне весьма непросто.

Наибольшие проблемы возникают в связи с областью III контакта стенка – ребро. Исследования [6, 7] позволяют не столько учесть термическое сопротивление этой зоны, сколько увидеть совокупность факторов, влияющих на величину этого сопротивления:

- качество обработки поверхности;
- теплопроводность контактирующих материалов;
- механические свойства материалов;
- конструктивное оформление области термического контакта;
- удельное давление (напряженное состояние) контактирующих материалов.

К этому списку можно добавить два фактора:

- ♦ возможность коррозии в месте контакта
- ♦ условия приварки ребер в случае сварного соединения.

При умеренных значениях коэффициентов оребрения ϕ_p и малоинтенсивной теплоотдачи со стороны теплоносителя 1 термическое сопротивление контакта, как правило, не играет особой роли, а ошибка в его определении мало сказывается на результатах расчета поверхности теплообмена. Однако в случае больших значений ϕ_p или интенсивном теплоотводе со стороны теплоносителя 1 это сопротивление заметно влияет на выбор величин поверхности. Это касается случаев конденсации пара из паровоздушной (парогазовой) смеси в теплоутилизаторе котлов [приварное оребрение $\phi_p = 8 \div 10$, $\alpha_1 = 100 \div 150$ Вт/(м²·К), в воздушных конденсаторах и сухих вентиляторных градирнях [биметаллические трубы оребрение $\phi_p = 17 \div 20$, $\alpha_1 = 60 \div 80$ Вт/(м²·К)].

Предложенная процедура оценки термического сопротивления ориентирована на эти аппараты и позволяет, с одной стороны, повысить точность расчетов, а с другой – оценить качество и сопоставить различные соединения с точки зрения совершенства термического контакта.

Методической основой для экспериментальной оценки величины термического сопротивления является хорошо исследованные закономерности, связывающие значения безразмерных чисел Nu (или St) с условиями течения сред, характеризуемых числами Re в области развитого турбулентного течения. В случае обтекания ребер целесообразно дополнительно учесть число Bi, характеризующее сопряженный процесс конвективной теплоотдачи и теплопроводности.

Так в соответствии с формулой для течения в канале [3]

$$Nu \sim Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (1)$$

при течении в пучке оребренных труб [1, 2]

$$Nu = Re^{0,65} Pr^{0,33}, \quad (2)$$

Для выполнения исследований необходимо изготовить модель трубного пучка из исследуемых труб и провести её испытания на специальном стенде, схема которого приведена на рис. 2.

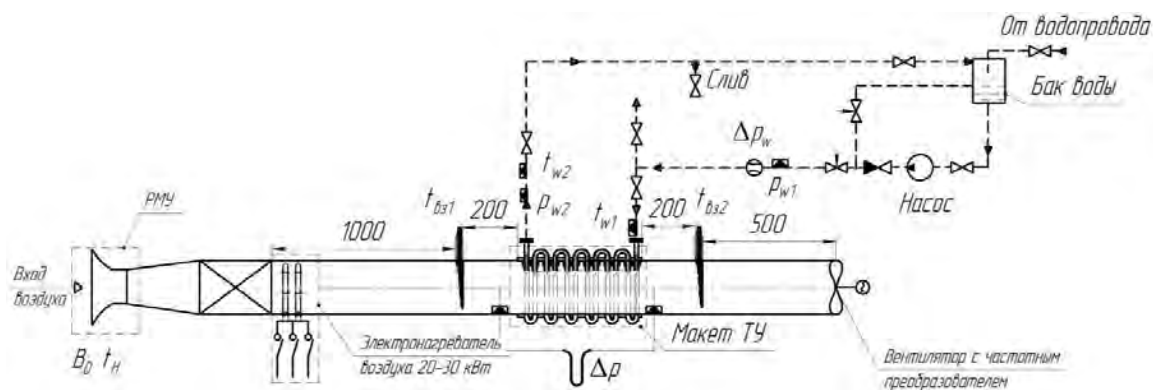


Рис. 2. Стенд для исследования процессов теплообмена в пучке оребренных труб:
 t, p – измерения температур и статических давлений; $вз$ – воздух; w – вода; PMU – расходомерное устройство; TU – теплоутилизатор

Система измерения стенда обеспечивает корректное определение коэффициентов теплопередачи k при изменении в широком диапазоне расходов греющей и нагреваемой сред.

В классическом варианте суммарное термическое сопротивление

$$R = \frac{1}{k} = R_1 + R_{cm} + R_2. \quad (3)$$

Термическое сопротивление теплоотдачи со стороны оребренной стенки в соответствии с (2)

$$R_1 = R_{10} \left(\frac{Re_1}{Re_{10}} \right)^{0,65-0,70} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{10}} \right)^{0,33}, \quad (4)$$

где R_1, R_{10} – термические сопротивления теплоотдачи со стороны оребренной стенки в расчётном (0) и текущем (1) режимах.

Если в качестве теплоносителя (1) используется воздух, то отношением (Pr_1/Pr_{10}) можно пренебречь.

Термическое сопротивление теплоотдачи со стороны теплоносителя при течении в канале, см. (1)

$$R_2 = R_{20} \left(\frac{Re_2}{Re_{20}} \right)^{0,8} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{20}} \right)^{0,43}. \quad (5)$$

Теперь необходимо выбрать базовую точку (индекс 0) с заданными расходом и параметрами обоих теплоносителей, определить в этой точке коэффициент теплопередачи k_0 и суммарное термическое сопротивление

$$R = \frac{1}{k_0} = R_{10} + R_{cm} + R_{20}. \quad (3')$$

Этой точке соответствуют базовые значения чисел $Re_{10}, Pr_{10}, Re_{20}, Pr_{20}$.

Далее проводим эксперимент с изменением расхода теплоносителя 1 в возможно широком диапазоне его значений, аппроксимируем результаты гладкой кривой и выбираем на кривой точки с индекса 1, для которой известно значения коэффициента теплопередачи k_1 , и чисел Re_{11} и Pr_{11}

$$R_1 = \frac{1}{k_1} = R_{10} \left(\frac{Re_{11}}{Re_{10}} \right)^{0,65} + R_{cm} + R_{20}. \quad (6)$$

Вычитая (6) из (3') получим

$$\Delta R = \left(\frac{1}{k_0} - \frac{1}{k_1} \right) = \left[1 - \left(\frac{Re_{11}}{R_{10}} \right)^{0,65} \right] R_{10},$$

$$\text{откуда } R_{10} = \frac{\Delta R}{1 - \left(\frac{Re_{11}}{R_{10}} \right)^{0,65}}. \quad (7)$$

Величину R_{10} можно сопоставить с расчетным её значением, определенным по [1, 2], а также уточнить при необходимости значение показателей степени в (2) и производных формулах.

Аналогичную процедуру проводим для теплоносителя 2 при постоянных параметрах теплоносителя 1, для которого известно его термическое сопротивление R_{10} . В этом случае известны экспериментальные значения k_2 , Re_{27} , Pr_1

$$R_2 = R_{10} + R_{cm} + R_{20} \left(\frac{Re_2}{Re_{20}} \right)^{0,8} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{20}} \right)^{0,43}. \quad (8)$$

Вычитая (7) из (3'), получим после преобразования

$$Re = \frac{R_0 - R_2}{\left[1 - \left(\frac{Re_2}{Re_{20}} \right)^{0,8} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{20}} \right)^{0,43} \right]}.$$

Значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{20} = 1/R_{20}$ полезно сопоставить с расчетными данными [2, 4, 5].

Последним действием находим значение $R_{ст}$

$$R_{ст} = R_0 - (R_{10} \pm R_{20}). \quad (9)$$

Важно отметить, что этот параметр учитывает теплопроводность ребра и неизотермичность стенки. С одной стороны, это важно для инженерных расчетов, с другой – это несколько ограничивает диапазон значений скоростей со стороны обоих теплоносителей, что связано с изменением эффективности оребрения и условий теплообмена на стенки канала.

Проведено экспериментальное исследование трубного пучка, собранного из оребренных труб, которые показаны на рис. 3.

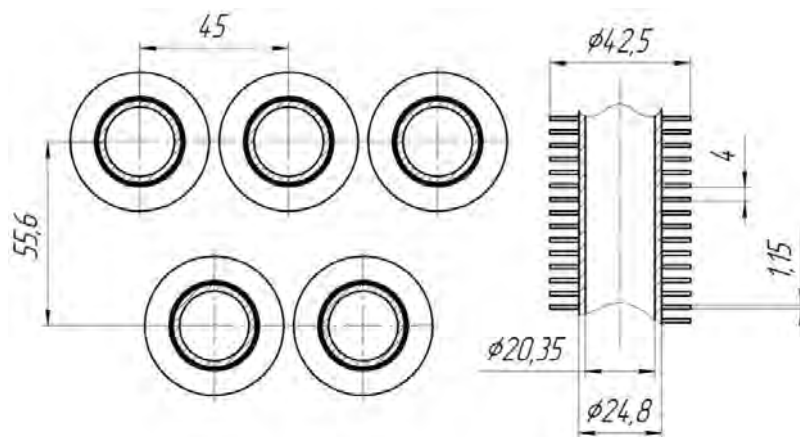
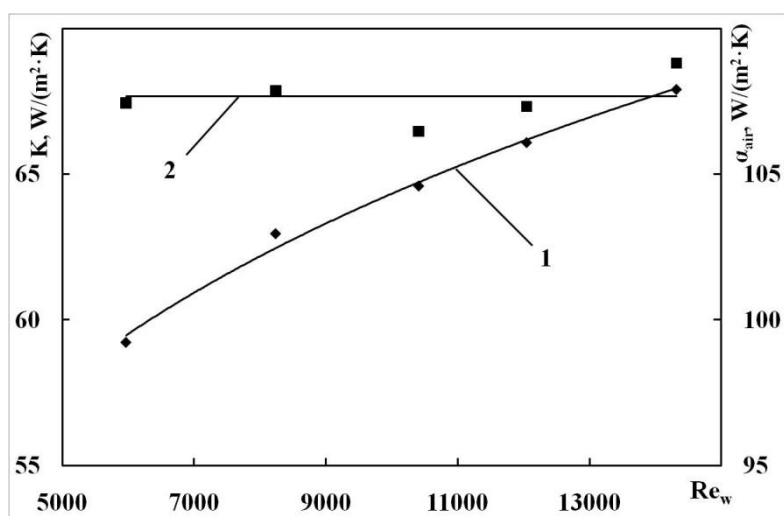
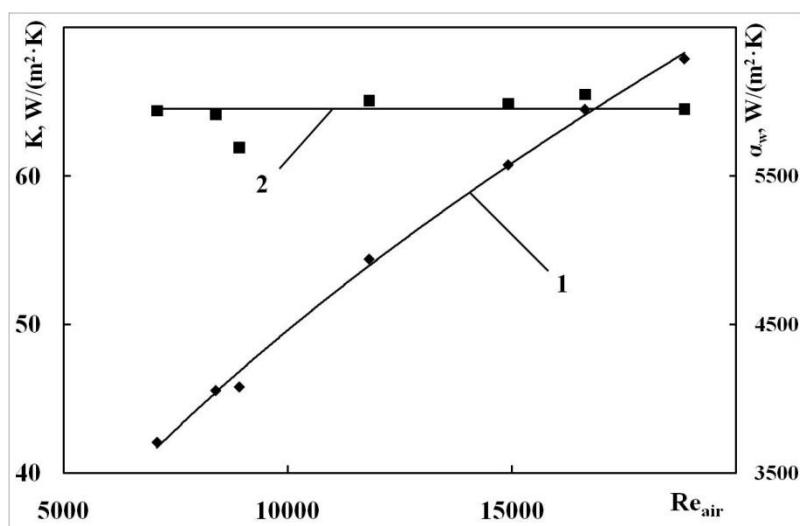


Рис. 3. Геометрические размеры трубного пучка



а)



б)

Рис. 4. Зависимости коэффициентов теплопередачи (1) и теплоотдачи (2) от чисел Re :
а – при изменении расхода воздуха; б – при изменении расхода воды

Результаты экспериментов представлены на рис. 4.

Поскольку методика носит характер приближенной оценки, важно определить источники погрешностей и их влияние на результаты расчетов. Погрешность может содержаться в следующих положениях:

- термическое сопротивление контакта ребро – стенка вычисляется как малая разность больших чисел, и прежде всего здесь влияет погрешность расчета коэффициента теплоотдачи со стороны оребренной стенки;
- возможна погрешность в определении показателей степени в формулах (1) и (2), в частности при числах $Re < 7000$ для течения в оребренной трубе; здесь лучше пользоваться формулой [5], в частности, с учетом влияния входного участка трубопровода;
- необходимо также оценить влияние теплопроводности ребра и стенки на результаты вычислений;

- погрешность эксперимента также скажется на результатах через погрешность в вычислении общего сопротивления $R = \frac{1}{k}$, так и в определении чисел Re.

В результате использования описанной выше процедуры определено термическое сопротивление зоны контакта, которое составило $R_k = 3,59 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$. Если же исходить из классической формулы для цилиндрической трубы диаметром 24,8/20,35 при теплопроводности стенки $\lambda = 45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, то эта величина равна $0,55 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, т. е. в 7 раз меньше.

В данном случае максимальная относительная ошибка аппроксимации $K = K(\text{Re})$ равна $<1 \%$, следовательно, относительная ошибка в определении $R_{\text{ст}}$ окажется равной примерно 30 %.

Тогда термическое сопротивление контакта ребро – стенка равно $(3,59 \pm 1,08) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ с вероятностью 95 %.

Список литературы

1. **Кэйс, В.М.** Компактные теплообменники [Текст] / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон – М.: Энергия, 1962.
2. **Петухов, Б.С.** Справочник по теплообменникам: в 2 т.: [Текст] / Б.С. Петухов, В.К. Шиков. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
3. **Мильман, О.О.** Воздушно-конденсационные установки [Текст] / О.О. Мильман, В.А.Фёдоров. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 208 с.
4. **Кутателадзе, С.С.** Справочник по теплопередаче [Текст] / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский – М.: Государственное энергетическое издательство, 1958. – 414 с.
5. **Петухов, Б.С.** Теплообмен в ядерных энергетических установках [Текст] / Б.С. Петухов, Л.Г. Генин, С.А. Ковалёв, С.П. Соловьёв. – М.: Атомиздат, 1974. – 408 с.
6. **Попов, В.М.** Теплообмен в зоне контакта разъёмных и неразъёмных соединений [Текст] / В.М. Попов. – М.: Энергия, 1971.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОРРОЗИОННОГО ПОВЕДЕНИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К УСЛОВИЯМ ПРЕБЫВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ С ОЯТ РБМК-1000 И ХОТ НА ПЛОЩАДКАХ АЭС

Е.К. ЕВДОКИМОВ, И.А. САФОНОВ, И.Л. ХАРИНА, И.И. БУХАРИН

(ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС» – АО «НПО «ЦНИИТМАШ», г. Москва, Россия)

Ампулы ПТ, предназначенные для хранения отработанного ядерного топлива (ОЯТ), выполненные из аустенитной нержавеющей стали 08X18H10T, при хранении на площадках АЭС подвержены коррозии в результате влияния воздушной среды.

Задача исследовательской работы подобрать более дешевую альтернативу указанной стали, с обязательным сохранением всех конструкционных и коррозионно-стойких свойств. Также рассматривается вариант с нанесением различных покрытий.

Для данной работы были отобраны стали марок 09Г2С, 10ХСНД, сталь 20, чугун марки СЧШГ. Эти стали подходят по конструкционным свойствам, соответствующим используемой стали 08X18H10T. В ходе испытаний требуется установить их коррозионную стойкость. В качестве дополнительного исследования рассматривались образцы с продольным сварным швом (08X18H10T и 09Г2С) и U-образные образцы (08X18H10T, 09Г2С со сварным швом).

Также исследовалась временная защита в виде антикоррозионных покрытий: ECOZIN, АЛЮМОТЕРМ и НОТЕХ.

Ускоренные испытания проводились в камере соляного тумана, согласно ГОСТ 52763–2007, в течение 85, 240 и 415 ч, при температуре 35 °С. Для имитации коррозионной среды использовался 5%-ный соляной раствор хлорида натрия.

В результате испытаний было установлено, что атмосферостойкая сталь 10ХСНД может использоваться в качестве альтернативы 08X18H10T в аналогичных условиях атмосферной коррозии.

Покрытия ECOZIN и АЛЮМОТЕРМ обладают достаточной пассивностью для применения в качестве временной защиты в жестких атмосферных условиях в условиях соляного тумана.

ИССЛЕДУЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ОБОСНОВАНИЕ И ОПИСАНИЕ МЕТОДОВ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Цель исследования – экспериментальное подтверждение возможности применения альтернативы аустенитной нержавеющей стали 08X18H10T для конструкционных материалов

и покрытий временной защиты для ампул ПТ и пеналов хранения ОЯТ в период пребывания на площадке АЭС с точки зрения коррозионного поведения в условиях воздействия на металл воздушной атмосферы.

В качестве альтернативных материалов исследованию подвергались образцы сталей марок сталь 20, 09Г2С, 10ХСНД, чугун марки СЧШГ. (Для сравнения в аналогичных условиях испытывали образцы аустенитной нержавеющей стали 08Х18Н10Т).

Для определения общей коррозионной стойкости в опытах используются плоские образцы 200×75 мм.

Для ряда материалов и покрытий (08Х18Н10Т, 09Г2С со сварным швом) предполагается оценить стойкость к коррозии под напряжением при принятом регламенте испытаний и нагружении образцов по методу постоянной деформации при $\sigma \geq \sigma_{0,2}$ (U-образные образцы).

Помимо испытаний основного металла плоских ненапряженных образцов стали 08Х18Н10Т и 09Г2С, эти материалы испытывались с продольным сварным швом, выполненным Ар Дс.

В качестве природы и технологии нанесения защитных покрытий, предложенных заказчиком для временной защиты, исследуются следующие типы лакокрасочных покрытий: ECOZIN (двухслойный), АЛЮМОТЕРМ, НОТЕХ (в 2 слоя); покрытия наносились методом окунания или нанесением кисточкой; толщина покрытий составляет 2–3 мм; после нанесения покрытий образцы просушивались на воздухе при комнатной температуре.

Исходя из наиболее жестких условий нахождения ампул и пеналов при их времени хранения для получения консервативных результатов, использовали метод испытаний на стойкость к атмосферной коррозии, отвечающей типу морской коррозии (М, УМ), где основными параметрами, характеризующими атмосферные условия, являются:

- 1) среднегодовые значения относительной влажности;
- 2) среднегодовая температура воздуха;
- 3) наличие в среде коррозионно-активных элементов.

Для апробации сравнительных характеристик коррозионного поведения исследуемых марок сталей и антикоррозионных покрытий в качестве климатических факторов среды взяты наиболее консервативные условия, отвечающие климатическим условиям среды, – района площадки Ленинградской АЭС.

Этот район, согласно ГОСТ 15150–69, относится к макроклиматическому району с умеренно-холодным морским климатом («М», 6), группа агрессивности Х03.

По мнению авторов, результаты, полученные в условиях, имитирующих такой климат, могут быть с более чем достаточной достоверностью рассмотрены и для других климатических зон АЭС Российской Федерации (за исключением морского тропического климата).

Основные параметры планируемых испытаний регламентированы условиями ГОСТ 52763–2007 «Испытания на воздействие соляного тумана».

Совокупность условий, регламентированных этими документами, определяет регламент проведенных испытаний

Метод испытаний 215-1.2.1 – ускоренные испытания в нейтральном соляном тумане образцов и покрытий:

- 1) непрерывное воздействие соляного тумана;
- 2) соляной раствор хлорида натрия – (5 ± 1) % по массе;
- 3) водородный показатель раствора pH^{25} – 6,5–7,2 ед.;
- 4) температура испытаний – (35 ± 2) °C;
- 5) длительность испытаний – 415 ч;
- 6) промежуточный отбор, исследование и осмотр образцов – 85, 240, 415 ч.

Критерием сравнительной стойкости являются:

- для ненапряжённых образцов – удельная убыль массы металла (г/м^2) после удаления рыхлых продуктов коррозии с расчётом глубинного показателя скорости коррозии (мм/год и мм);
- для образцов с покрытием – состояние поверхности с оценкой наличия и интенсивности локальных видов коррозионных повреждений (питтинговая, язвенная коррозия);
- для U-образных образцов – наличие или отсутствие трещин коррозионного происхождения под напряжением, направленным перпендикулярно растягивающим.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Основные конструкционные стали

Полученные в работе результаты позволяют констатировать:

1. Исследованные стали при воздействии атмосферы нейтрального соляного тумана корродируют с высокой степенью интенсивности с образованием на поверхности весьма объемного слоя рыхлых оксидов: верхний слой гидроксида железа (FeOH_3) – под которым прослеживается тонкий слой отложений черного цвета. Верхний рыхлый слой удаляется протиркой “мягкой” резинкой, нижний тонкий имеет более прочную адгезию с металлом; Следует отметить, что для полного удаления коррозии с поверхности может быть использован метод травления в ингибированной соляной кислоте.
2. Под удалёнными слоями оксидов на блестящей поверхности образцов не прослеживаются очагов локальной коррозии (питтинговой, язвенной); под удалёнными продуктами коррозии черного цвета металл имеет несколько повышенную травимость.
3. Количественные характеристики показателей скорости коррозии свидетельствуют о том, что по общей коррозионной стойкости эти материалы весьма близки; несколько лучше ведёт себя атмосферостойкая сталь 10ХСНД.
4. Кинетические кривые коррозии в координатах [удельная убыль массы (г/м^2) – длительности экспозиции (часы)], показывают, что процессы коррозии в этих системах протекают по линейному закону без торможения во времени (рис. 1).
5. При воздействии атмосферы соляного тумана с температурой 35 °C скорость коррозии стали превышает $1,5 \text{ г/м}^2$, что в пересчёте на глубинный показатель проницаемости составляет $\leq 2 \text{ мм/год}$ (за максимальный срок экспозиции в среде 415 ч), локализация процессов коррозии не прослеживается.
6. Кинетика процесса и количественные показатели скорости коррозии, основного металла и имеющих продольный сварной шов, идентичны.

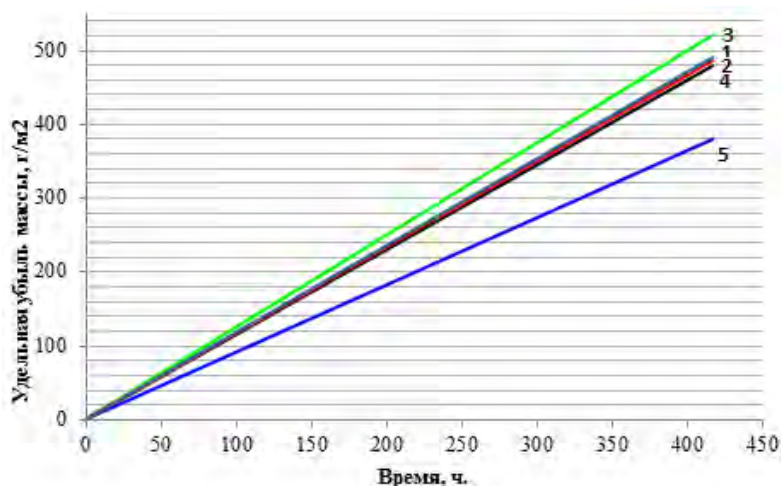


Рис. 1. Обобщенные зависимости убыли массы от длительности выдержки в камере солевого тумана для всех исследованных образцов:

1 – сталь 20; 2 – сталь 09Г2С; 3 – сталь 09Г2С – сварной шов; 4 – чугун; 5 – 10ХСНД

7. Сравнительные количественные показатели скорости коррозии и наклон зависимости $\Delta g/s$ – ϵ однозначно свидетельствуют о некотором преимуществе стали 10ХСНД перед другими испытанными марками стали и чугуна (см. рис. 1); проницаемость для этой стали составляет 1,5 мм/год.

8. По полученным зависимостям при необходимости может быть прописано уравнение коррозии во времени (по показателям) и проведен расчет долговечности на более длительный срок.

9. Не прослеживается различия в состоянии поверхностей образцов исследованных марок сталей, равно, как и различия в состоянии металла околошейной зоны (для стали марки 09Г2С и чугуна марки СЧШГ).

10. Установлено, что использованная низколегированная сталь марки 09Г2С не проявляет склонности к коррозионному растрескиванию под напряжением при испытании образцов, нагруженных по методу продольной деформации (U-образных образцов $\sigma \geq \sigma_{0,2}$) при воздействии солевого тумана с температурой 35 °С, которые в этой системе металл–среда корродирует по механизму анодного растворения с несколько большей интенсивностью, чем образцы испытанные в ненагруженном состоянии;

11. Воздействие солевого тумана в принятых условиях испытаний не приводит к интенсивному процессу анодного растворения аустенитной нержавеющей стали, с одной стороны, и не вызывает процессы коррозионного растрескивания, с другой.

Образцы с лакокрасочными покрытиями

Анализ состояния поверхности образцов с лакокрасочными покрытиями различной природы и составов и данные изменения веса образцов после испытаний с различными выдержками в камере солевого тумана, позволяет констатировать:

- поверхность образцов с покрытием ECOZIN – светлая блестящая с подтеками из непрокрашенных мест (из отверстия для подвески); образцы всех исследованных сталей за периоды выдержки в камере солевого тумана (85–415 ч) имеют практически одинаковое состояние поверхности (некоторые образцы обнаруживают привес, некоторые убыль

в интервале $-(0,033 \div 0,001)$ г; что позволяет считать, что не происходит взаимодействия покрытия со средой, т. е. покрытие не корродирует. Это подтверждается тем, что значения потери и убыли массы практически не определяются составом и структурой основного металла;

- образцы с покрытием АЛЮМОТЕРМ также имеют практически такие же характеристики, как и предыдущие, т. е. образцы имеют в ряде случаев привес или убыль массы (рис. 2);
- подтверждением отсутствия взаимодействия среды с основным металлом является то, что, после удаления мягкой резинкой самого покрытия, под ним обнаруживается блестящая поверхность без следов растрыва, что может косвенно говорить о недостаточной адгезии покрытия с основным металлом;
- покрытие типа НОТЕХ не обладает достаточным уровнем защиты, описанным выше. На поверхности образцов с этим покрытием формируется весьма объемный слой коррозии металла, и образцы после его удаления имеют весьма высокое значение убыли массы.

Без покрытия



С покрытием АЛЮМОТЕРМ



Рис. 2. Фотографии образцов

ВЫВОДЫ

1. Выполнены исследования по сравнительной экспериментальной оценке коррозионного поведения низколегированных сталей, чугуна, аустенитной нержавеющей стали в камере соляного тумана в соответствии с ГОСТ Р 52763–2007 (параметром испытательного режима по методу 215 – 1.2.1) применительно к условиям возможности их использования в качестве конструкционных материалов элементов оборудования с ОЯТ РБМК-1000 и ХОТ на площадках АЭС.

2. Оценена коррозионная стойкость трех вариантов лакокрасочных покрытий, рекомендуемых в качестве временной защиты от атмосферной коррозии указанного оборудования.

3. Установлено, что воздействие нейтрального соляного тумана, существенно превышает по степени коррозионной активности условия воздействия атмосферы континентальных

районов РФ, приводит к весьма высоким значениям скорости коррозии всех исследованных материалов: скорость анодного растворения с глубинным показателем примерно 2 мм/год за длительность испытаний 415 ч.

4. Процесс коррозии в принятых весьма жестких условиях протекает по механизму растворения и описывается линейными законами, свидетельствующими об отсутствии затухания процесса во времени.

5. Наименьшие коррозионные потери в исследованных условиях из всей номенклатуры низколегированных сталей, включая чугун, обнаружены у атмосферостойкой стали 10ХСНД, что с учетом её хорошей технологической проработки может рассматривать как материал для производства элементов установки.

6. Исследованные лакокрасочные покрытия составов ECOZIN и АЛЮМОТЕРМ, обладают в жестких атмосферных условиях соляного тумана определенной пассивностью и могут быть использованы как временная защита от коррозии.

7. По мнению авторов, основанному на анализе состояния поверхности образцов после испытаний, следует внести некоторую корректировку в подготовку поверхности для нанесения лакокрасочных покрытий для улучшения их адгезии с покрываемым металлом.

Список литературы

1. **ГОСТ 15150–69.** Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения, и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды [Текст]. – М.: Стандартиформ, 2010.
2. **ГОСТ Р 52763-2007.** Методы испытаний на стойкость к климатическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие соляного тумана [Текст]. – М.: Стандартиформ, 2007.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ С ДОБАВКАМИ ТЕРМОВЕРМИКУЛИТА

А.В. СКУРИХИН, А.В. КОСТАНОВСКИЙ (ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, Россия)

В настоящее время Россия занимает третье место в мире по совокупному объему энергопотребления (после США и Китая), и ее экономика отличается высоким уровнем энергоемкости. В разрезе объемов энергопотребления лидирующие места занимают обрабатывающая промышленность и жилищный сектор.

В России развивается нормативно-законодательная база – приняты основополагающие документы по развитию энергетического сектора, направленные на стимулирование снижения энергоемкости и повышения энергоэффективности, что входит в 5 стратегических направлений приоритетного технологического развития. Одна из важнейших стратегических задач страны, которую поставил Президент в своем указе № 889 от 4 июня 2008 г. «О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики», – сократить к 2020 г. энергоемкость отечественной экономики на 40 %.

Главным препятствием по-прежнему остается значительный нереализованный потенциал организационного и технологического энергосбережения. В качестве поддержки стратегических инициатив заявлены стимулирование развития и использования новых энергетических технологий, создающих продукцию с качественно новыми потребительскими свойствами.

Указанные в стратегических документах цели можно реализовать (в числе прочего) путем использования теплоизоляционных материалов для нужд строительства, промышленного производства, теплоснабжения, сельского хозяйства и др. Одним из таких может быть семейство теплоизоляционных материалов, качественные характеристики которого обусловлены присутствием в его составе термовермикулита. В России производство и применение таких материалов находится на этапе становления.

Вспученный вермикулит. Краткая справка

Сырьем для производства термовермикулита (вспученного вермикулита) является минерал вермикулит, представляющий собой сложный высокогидратизированный алюмосиликат магния, отличающийся непостоянством химического состава. Он образовался в результате выветривания или гидротермальных изменений ферромагнезиальных слюд: флогопита и биотита.

Как и другие гидрослюды, вермикулит содержит цеолитную воду (вода, содержащаяся в минералах в виде твердого раствора, образующаяся при высоких температурах и давлениях, причем вещество минерала является растворителем, а вода – растворенным веществом).

Высокая температура плавления вермикулита (1400 °С) позволяет применять его для устройства тепловой изоляции агрегатов, работающих при температуре до 1100 °С.

Замечательным свойством вермикулита является способность его частиц вспучиваться – превращаться при нагревании в червеобразные гранулы. Вспучивается вермикулит вследствие того, что содержащаяся в нем вода, превращаясь при нагревании в пар, расслаивает частицы вермикулита по плоскостям спайности на отдельные пластинки-чешуйки. Незначительное увеличение объема вермикулита начинается при нагревании до 160–200 °С, а максимальное вспучивание происходит при 700–1100 °С, при этом размер частиц увеличивается до 25 раз. Получающийся после обжига зернистый материал обладает очень высокой пористостью и имеет низкий насыпной объемный вес от 75 до 400 кг/м³ в зависимости от размера частиц и степени вермикулитизации исходного сырья.

Прочность термовермикулита незначительна, кроме того, неправильно обожженные зерна легко разрушаются. В строительстве его можно использовать как присыпку, а также в качестве заполнителей для теплоизоляционных изделий в бетонах и растворах. При недостаточном уплотнении вяжущие плохо связывают отдельные зерна термовермикулита. При большем уплотнении материала можно получать изделия с необходимой прочностью, но с объемным весом, в 3–4 раза превышающим объемный вес самого термовермикулита.

Зерна термовермикулита, обладая малой прочностью, не образуют прочного каркаса, поэтому от минерального или органического вяжущего требуется, чтобы они не только обеспечивали достаточное сцепление между зёрнами, но и сами создавали прочный каркас.

Коэффициент теплопроводности термовермикулита

Коэффициент теплопроводности $\lambda_{эф}$ (эффективная теплопроводность материала) определяют по ГОСТ 7076–66 «Материалы строительные. Метод определения коэффициента теплопроводности».

На примере вермикулита крупнейшего в мире Ковдорского месторождения с запасами более 40 млн т (Мурманская область) рассмотрим свойства получаемого вспученного материала. Аналогичные свойства можно найти и у вспученных вермикулитов других месторождений (рис. 1).

Теплопроводность вспученного вермикулита Ковдорского месторождения в зависимости от его плотности (ρ): $\lambda = (0,0526 + 0,000128\rho) \pm 0,012$ Вт/(мК). Теплопроводность, при ориентации частиц плоскостями спайности перпендикулярно тепловому потоку, практически в 2 раза ниже. Повышение влажности на 1 % вызывает увеличение λ , в среднем, на 4–5 %, но при влажности вспученного вермикулита 20–30 % рост λ уменьшается.

При уменьшении размеров зерен вермикулита его объемный вес возрастает, поэтому при изготовлении изделий часто применялся термовермикулит крупных фракций

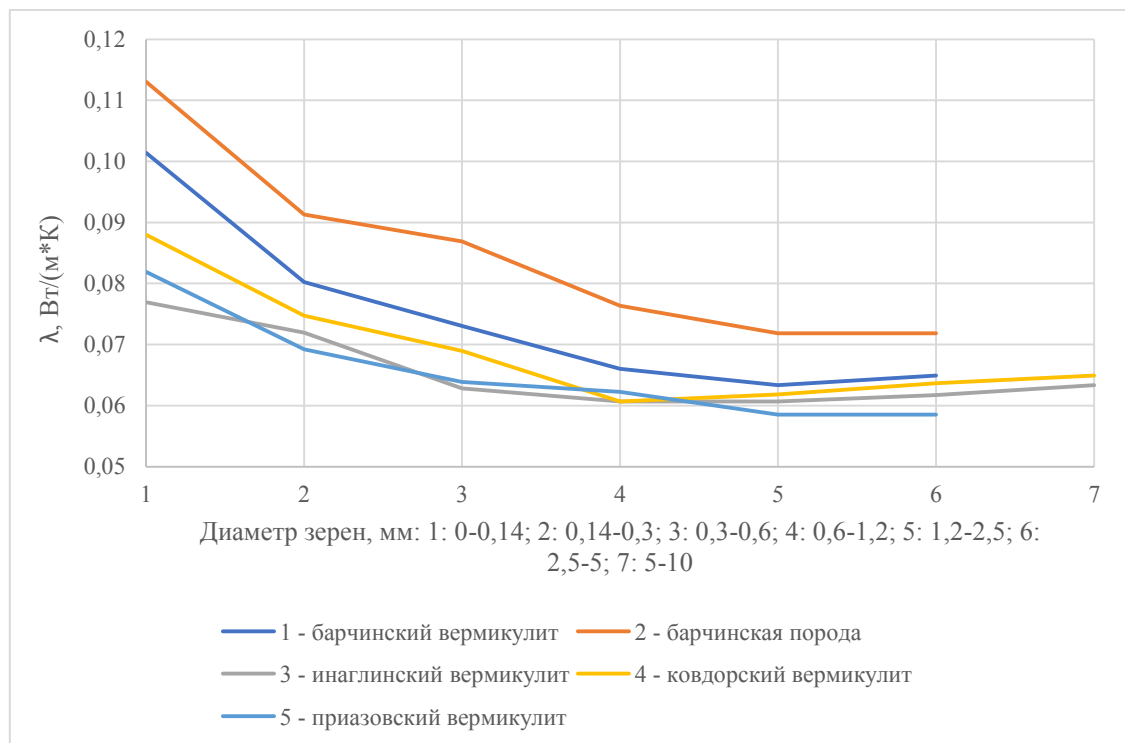


Рис. 1. Зависимость λ термовермикулита различной породы от размера зерен

(с размером зерен от 3 до 15 мм). При пониженном объемном весе и малом λ при комнатной температуре, с ее повышением λ возрастает очень сильно [2], что снижает эффективность использования материала при высоких температурах (табл. 1). Это объясняется возрастающим значением конвективного теплообмена внутри пор (рис. 2).

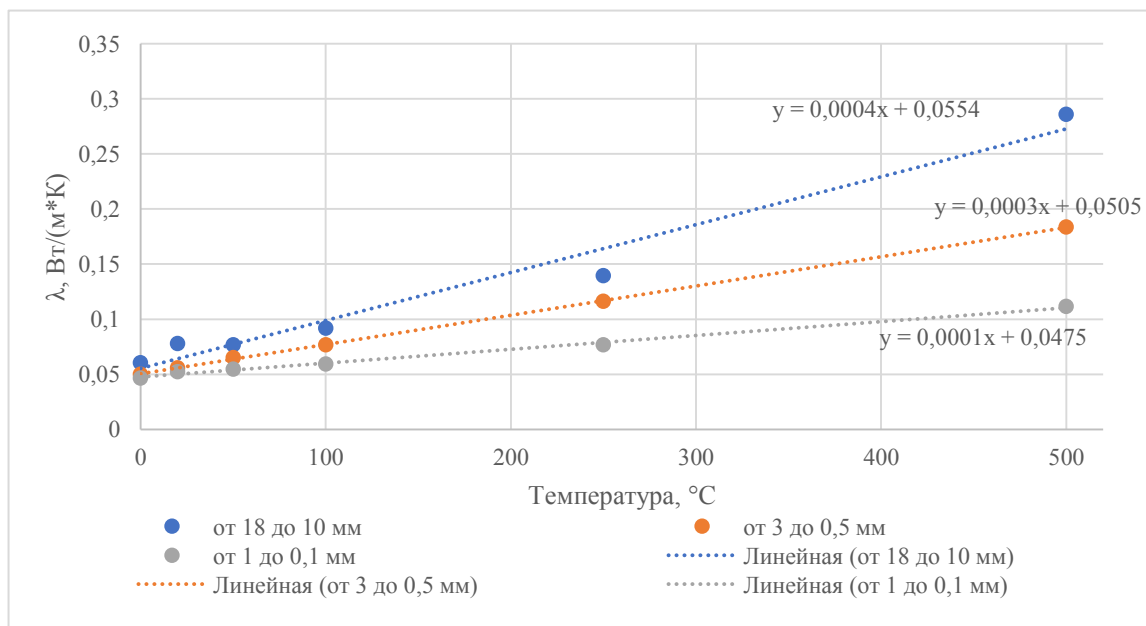


Рис. 2. Зависимость λ термовермикулита при различных температурах

Таблица 1

Технические характеристики вспученного вермикулита

Свойства вермикулита		Коэффициенты для λ , Вт/(м·К): $\lambda = k \cdot t + b$	
объемный вес, кг/м ³	размер зерен, мм	b, Вт/(м·К)	k, Вт/м·К ²
100	7–10	0,075544	0,000325
125	3–7	0,072058	0,000291
140	1–3	0,088329	0,000198
160	1–1,2	0,088329	0,000186

Изделия, изготовленные из мелких зерен, характеризуются меньшим ростом λ при повышении температуры и в тех случаях, если их плотность будет больше, чем изделий, изготовленных из материала, содержащего более крупные зерна.

Таким образом, на основе вермикулита могут быть получены высокоэффективные теплоизоляционные материалы от минус 90 до плюс 1100 °С (зерна). На основе пористых заполнителей из вермикулита могут быть получены легкие теплоизоляционные бетоны, засыпки в строительных конструкциях, огнезащитные штукатурки, акустические плиты и др.

Материалы и их свойства с добавками термовермикулита

Как указано ранее, высокая пористость, малый объемный вес, наличие некоторой механической прочности зерен вспученного вермикулита позволяют применять его в сочетании с различными связующими веществами и добавками для изготовления высококачественных жестких формованных теплоизоляционных изделий как минерального, так и органического состава. Из минеральных связующих веществ используются различные цементы, известь, гипс, растворимое стекло, диатомиты, трепелы, глины. Органические вяжущие вводятся в виде эмульсий (крахмал, синтетические смолы) или в виде пластичных масс (битумно-бентонитовая, битумно-диатомитовая и др.). В отдельных случаях дает эффект применение смеси как минеральных, так и органических связующих (табл. 2).

Таблица 2

Виды теплоизоляционных изделий с добавками термовермикулита

Материал	Средняя плотность ρ , кг/м ³	Прочность при сжатии, МПа	Максимальная температура применения, °С	λ при 25 °С, Вт/(м·К)
Битувермикулит	500–550	0,45–0,75	150	0,095–0,12
Керамвермикулит	300–850	0,6–0,95	1150	0,081–0,19
Лигнвермикулит	200–400	0,2–2	1000	0,07–0,11
Силикатвермикулит	250–350	0,4–0,6	900	0,087–0,105
Цементвермикулит	350–500	0,4–1,2	900	0,095–0,13

В практике наибольшее применение нашли два различных технологических приема изготовления вермикулитовых формованных теплоизоляционных изделий: без избыточной воды и из гидромасс («мокрый» способ). Основным различием их является консистенция рабочей смеси и, как следствие этого, способы приготовления формовочной смеси и формирования изделий.

Зерна термовермикулита, обладая малой прочностью, не образуют прочного каркаса, поэтому от вяжущего требуется, чтобы оно не только обеспечило достаточное сцепление

между зернами, но и само создавало прочный каркас, так как зернистый вермикулит при большинстве минеральных вяжущих может рассматриваться только как пористый наполнитель, участие которого в повышении прочности изделий незначительно.

Постановка задачи

Для расчета теплопроводности термовермикулита решается одномерная стационарная задача теплопроводности:

$$\operatorname{div} \mathbf{j}_{\text{рад}}(T) + \operatorname{div} \mathbf{j}_{\text{тепл}}(x) = 0.$$

вытекающее из уравнения Фурье-Кирхгофа

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho c_v} \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T).$$

Начальные условия на границах ∂S_1 и ∂S_2 :

$$t(\partial S_1) = 445^\circ \text{C}; \quad t(\partial S_2) = 65^\circ \text{C}$$

Требуется найти решение для значения эффективной теплопроводности зерна:

$$\lambda_{\text{эфф}} = \frac{j d}{\Delta T},$$

где j – средняя плотность теплового потока; d – толщина образца; ΔT – разность температур на его концах.

Для начала строится полином четвертой степени по известным из эксперимента значениям теплопроводности вермикулита при различных температурах: $\lambda(T) = \sum_{i=0}^4 a_i T^i$. Вычисляя значения данного полинома при наперед заданной температуре, можно узнать значение теплопроводности, которое ему соответствует $\lambda_{\text{эксп}}$. После этого $\lambda_{\text{эфф}}$ и $\lambda_{\text{эксп}}$ сравниваются, находится их относительная разница.

В силу зависимости теплопроводности от температуры $\lambda(T)$ среднеинтегральное значение плотности потока считается неизменным

$$j = \sum_{i=0}^4 (a_i T^{i+1}) / (i+1) / \Delta x.$$

Граница каждого из i -го слоя имеет температуру T_i (рис. 3).

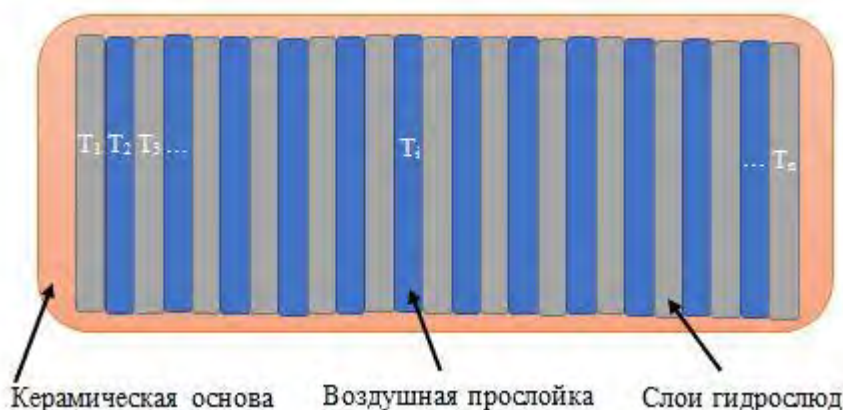


Рис. 3. Модель многослойной стенки, принятая для расчета теплопроводности зерна вермикулита [ячейка разбивается на n слоев (от 3 до 200)]

Для однослойной стенки: $j_{\text{тепл}} = \frac{T_{c1}-T_{c2}}{\frac{\delta}{\lambda}}$, для многослойной [3]: $j_{\text{тепл}} = \frac{T_{c1}-T_{c,n+1}}{\frac{1}{\alpha} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$ в пред-

положении, что температура падает линейно внутри каждого i -го слоя, теплоотдача от керамической матрицы идеальная, что являлось основанием для задания начальной температуры в ходе дальнейшего решения итерационным методом. Помимо теплопроводной составляющей, учитывалось и излучение: $j_{\text{изл}} = \varepsilon \sigma T^4$, где σ – постоянная Стефана-Больцмана.

Для решения поставленной задачи выбраны следующие входные данные:

- размер ячейки 1 мм. В силу этого вклад конвективной составляющей в общую теплопроводность предполагался пренебрежимо малым;
- толщина плиты 50 мм;
- эффективные теплопроводности воздуха $\lambda_{\text{возд}}$, как и вермикулита $\lambda_{\text{верм}}$, оценивались вычислением значения полинома, который рассчитывался, исходя из ранее известных экспериментальных значений λ в определенных точках;
- степень черноты внутри зерна предполагается неизменной: $\varepsilon_{\text{верм}}=0,12$;
- показатель преломления $n_{\text{флог}} = 1,576 \div 1,616$, $n_{\text{сл}} = 1,618$, среда диатермическая.

Доля прошедшего излучения: $T_i = \frac{\tau^{N-i}}{(1-\rho^2)^{\frac{N-i}{2}}}$ для i -го слоя, где ρ – отражательная способность вермикулитовой пластины, $\tau = 1-\rho$;

- расчет проводился для узкого интервала температур от 400 до 450 °С, где предполагается, что излучение вносит уже значительный вклад в перенос тепла;
- в качестве гидрослюд выбран флогопит с $\lambda_{\text{флог}} = 0,24$ Вт/(м·К) с незначительной (< 10 %) зависимостью t вблизи 500 °С.

Метод численного определения коэффициента теплопроводности

При использовании метода конечных разностей для решения задач радиационно-кондуктивного теплообмена уравнение энергии заменяется системой нелинейных алгебраических уравнений. При постоянных физических свойствах члены, учитывающие теплопроводность, будут содержать температуру в первой степени, а члены, учитывающие излучение, будут содержать температуру в четвертой степени. Для решения такой системы уравнений Несс предложил быстро сходящийся итерационный метод расчета на ЭВМ, основанный на методе Ньютона-Рафсона. Пусть записанная в конечных разностях система уравнений для задачи радиационно-кондуктивного теплообмена имеет вид [1]:

$$\sum_{j=1}^n (a_{1j}t_j + a'_{1j} * t_j^4) - b_1 = 0;$$

$$\dots$$

$$\sum_{j=1}^n (a_{nj} * t_j + a'_{nj} * t_j^4) - b_n = 0.$$

Через t_j обозначена j -ая температура, а через a_{ij} и a'_{ij} - коэффициенты при линейном и нелинейном относительно температуры членах.

В методе Ньютона-Рафсона сначала задается приближенное значение для каждой температуры t_{j0} . Затем вычисляется поправка c_j так, что $t_j = t_{j0} + c_j$. Исправленное значение

температуры используется для расчета новой поправки c_j , и процесс продолжается до тех пор, пока c_j не станет меньше некоторой заданной величины. Значения c_j находят путем решения следующей системы линейных уравнений:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n f_{1j}c_j + f_1 &= 0; \\ &\dots \\ \sum_{j=1}^n f_{nj}c_j + f_n &= 0. \end{aligned}$$

Коэффициенты f_i и f_{ij} определяются по формуле:

$$\begin{aligned} f_i &= \sum_{j=1}^n (a_{ij}t_{j0} + a'_{1j}t_{j0}^4) - b_i; \\ f_{ij} &= a_{ij} + 4a'_{1j}t_{j0}^3. \end{aligned}$$

Результаты моделирования

Среднеинтегральное значение теплового потока на границе $j_{эфф} = 582,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$. При условии регулярной структуры расчетное значение теплопроводности для 5 слоев составляет 0,098 Вт/(м·К), что отличается на 3 % от экспериментального значения, при увеличении числа слоев разница достигает 12 % (рис. 4). Для нерегулярной структуры с толщинами 200, 275, 50, 275 и 200 мкм – соответственно 12 %. Аналогично рассчитывались относительные разницы в теплопроводности для различных отношений толщин воздушных и гидрослюдяных слоев (см. рис. 4). Наиболее подходящей оказывается регулярная структура.

Расчет коэффициента теплопроводности λ проводился в пакете Matlab (MathWorks). Проверка осуществлялась с помощью Excel 2016 (Microsoft).

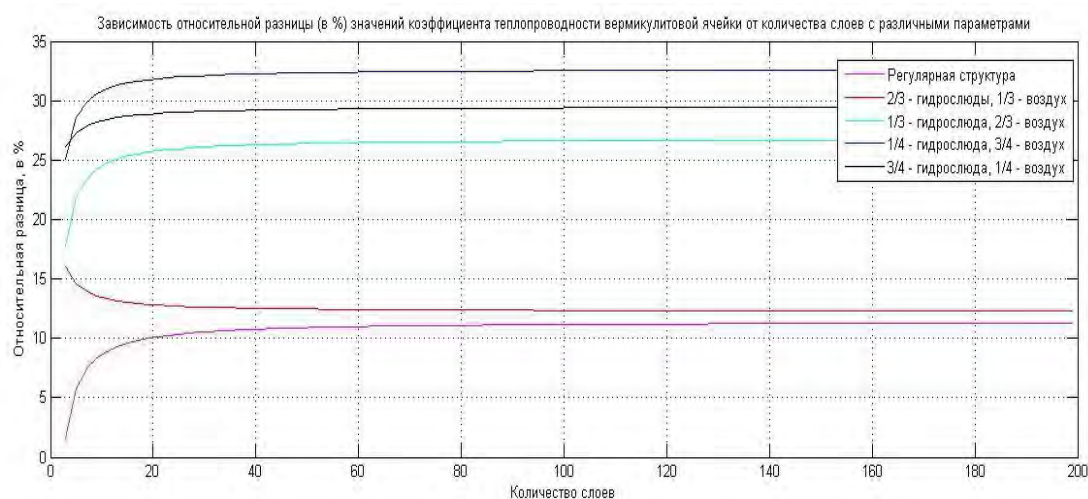


Рис. 4. Зависимость относительной разности $(\lambda_{расч} - \lambda_{эксп}) / \lambda_{эксп}$ (в %) термовермикулитовой ячейки от количества слоев «гидрослюда–воздух»

Выводы

1. Моделирование в Matlab показывает независимость расчетного значения теплопроводности с ростом числа слоев для $n > 50$.
2. Наилучшие результаты показала модель регулярной структуры.

Список литературы

1. **Зигель, Р.** Теплообмен излучением [Текст] / Р. Зигель, Дж. Хауэлл; пер. с англ. под ред. д-ра техн. наук Б.А. Хрусталева. – М.: Изд-во Мир, 1975. – С. 434–435.
2. **Дубенецкий, К.Н.** Вермикулит [Текст] / К.Н. Дубенецкий, А.П. Пожнин. – М.: Стройиздат, 1971. – 176 с.
3. **Цветков, Ф.Ф.** Тепломассообмен: учебник для вузов [Текст] / Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 562 с.

АНАЛИЗ ПРАКТИЧЕСКОГО ОПЫТА ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕМ ЗАВОДЕ

К.Ю. КОЖЕМЯТОВ, Ю.А. БУЛАВКА

(УО «Полоцкий государственный университет», г. Новополоцк, Республика Беларусь)

Основная часть технологических процессов на нефтеперерабатывающих заводах связана с нагреванием, охлаждением, испарением, конденсацией и кристаллизацией, участвующих в процессе сырья и продуктов, что требует всестороннего изучения тепловых свойств нефти и нефтепродуктов. Для более эффективного использования тепловой энергии технологических потоков и снижения себестоимости получаемых продуктов широко применяются теплообменное оборудование, составляющее более 30 % емкостного оборудования предприятия. При этом в соответствии с Законом о промышленной безопасности Республики Беларусь от 12 января 2016 г. установки нефтеперерабатывающего завода являются опасными производственными объектами [приложение 1, 1], а значит к оборудованию производства предъявляются жесткие требования по обеспечению промышленной безопасности.

Для оценки текущего состояния оборудования при проведении остановочных ремонтов, а также при проведении технического диагностирования [п. 407, 2] для определения пригодности к дальнейшей эксплуатации оборудования, отработавшего нормативный срок, на практике хорошо себя зарекомендовала следующая комбинация методов неразрушающего контроля:

- визуальный контроль в доступных местах;
- ультразвуковая толщинометрия элементов корпуса и патрубков штуцеров;
- ультразвуковая диагностика сварных швов, а также контроль сплошности основного металла;
- цветная дефектоскопия;
- гидравлическое испытание на прочность и плотность.

Визуальный контроль проводится в соответствии с требованиями СТБ 1133–98 «Методы контроля внешним осмотром и измерениями» [3]. Данный метод позволяет выявить дефекты, выходящие на поверхность, величиной более 0,1 мм. Контроль проводится при освещенности контролируемой поверхности не менее 350 Лк и шероховатости поверхности не более Rz80. Визуальный контроль предшествует всем другим методам контроля. При выявлении любых дефектов производится их исправление до последующих операций.

К преимуществам данного метода относятся:

- высокая скорость проведения контроля;
- относительно невысокая цена вспомогательного оборудования для проведения контроля;
- отсутствие ограничений по погодным условиям.

К основным недостаткам относятся:

- ✓ субъективность метода;
- ✓ утомляемость дефектоскописта при проведении большого объема контроля, и как следствие, потеря внимания и остроты зрения.

Исходя из практического опыта, около 80 % дефектов, подлежащих исправлению, выявляются с помощью визуального контроля.

Ультразвуковая толщинометрия проводится в соответствии с СТБ EN 14127:2011 «Контроль неразрушающий. Ультразвуковое измерение толщины» [4]. Данный метод позволяет определять толщину основных элементов оборудования, влияющих на безопасную эксплуатацию оборудования. Контроль проводится по заранее подготовленным схемам с точками замеров, расставленных на основании рекомендаций заводов-изготовителей и собственного практического опыта эксплуатирующей организации.

Ультразвуковой контроль сварных швов и основного металла проводится в соответствии с ГОСТ 24507–80 «Контроль неразрушающий. Поковки из черных и цветных металлов. Методы ультразвуковой дефектоскопии» [5] и ГОСТ 14782–86 «Контроль неразрушающий. Соединения сварные. Методы ультразвуковые» [6]. Данный метод позволяет выявить внутренние дефекты сварных швов и основного металла. Контролю в обязательном порядке подвергаются все места пересечения кольцевых и продольных сварных швов. Под контроль поверхность очищается от грязи, брызг металла, ржавчины на расстоянии 150 мм от оси сварного шва. Данным методом могут быть выявлены трещины с шириной раскрытия более 10^{-3} мм и точечные дефекты площадью более 1 мм².

Цветная дефектоскопия проводится в соответствии с СТБ 1172-99 «Контроль неразрушающий. Контроль проникающими веществами (капиллярный). Общие положения» [7]. Данный метод позволяет выявлять поверхностные дефекты, определять их границы. Используется в дополнении к визуальному методу контроля, имеет повышенную чувствительность 10^{-3} – 10^{-4} мм. Проводится в местах повышенного внимания по результатам визуального контроля. Наиболее применим для определения наличия трещин с малой шириной раскрытия и мелких пор, трудноразличимых при визуальном контроле.

Гидравлическое испытание на прочность и плотность проводится в соответствии с требованиями Правил по обеспечению промышленной безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением (далее Правила) [глава 16, 2]. Испытание проводится при техническом освидетельствовании либо после ремонта с применением сварки (внеочередное техническое освидетельствование). Испытание проводится только при наличии положительных заключений всех предыдущих методов контроля. Испытанию подвергается каждая полость сосуда в отдельности на свое пробное давление (трубное и межтрубное

пространство) в соответствии со схемой проведения гидравлических испытаний, приложенной к паспорту сосуда и утвержденной главным инженером организации. Для каждой полости устанавливается по 2 манометра, один из которых является контрольным, а также предохранительный клапан, оттарированный на пробное давление плюс 5 %.

Сосуд считается выдержавшим испытание при отсутствии пропуска, слез, потения в основном металле, металле сварных швов и т. д., а также при отсутствии падения давления по манометрам. Время выдержки сосудов определяется заводом-изготовителем, но не менее чем указано в Правилах в зависимости от толщины стенки аппарата.

Данный метод позволяет наглядно оценить способность сосуда выдерживать критические нагрузки, а также оценить качество проведенного ремонта.

Данный комплекс методов позволяет всесторонне оценить текущее состояние сосудов и сделать заключение о пригодности к дальнейшей эксплуатации данного сосуда.

На исследуемом нефтеперерабатывающем предприятии используются следующие виды теплообменного оборудования:

- кожухотрубчатые теплообменники с подвижной трубной системой;
- кожухотрубчатые теплообменники жесткотрубные;
- теплообменники типа «труба в трубе», в том числе скребковые кристаллизаторы.

Наибольшее распространение получили кожухотрубчатые теплообменники с плавающей головкой и с U-образным трубным пучком, изготовленные в соответствии с ГОСТ 27601–88 [8]. Принципиальная конструкция представлена на рис. 1.

К плюсам данных типов теплообменников можно отнести простоту обслуживания и чистки. Во время остановочных ремонтов производится демонтаж распределительной камеры и извлечение трубного пучка. При этом становятся доступными для визуального осмотра вся внутренняя поверхность корпуса, в том числе сварные швы корпуса и швы приварки патрубков штуцеров к корпусу и распределительной камере.

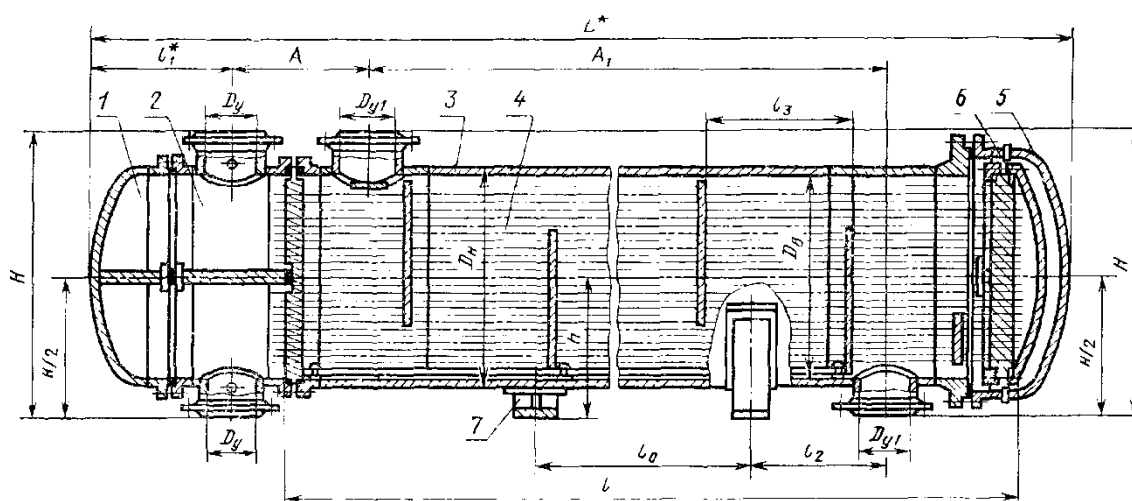


Рис. 1. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой:

1 – крышка распределительной камеры; 2 – распределительная камера; 3 – корпус; 4 – трубный пучок; 5 – крышка корпуса; 6 – плавающая головка; 7 – опора

К наиболее распространенным дефектам, выявляемым в кожухотрубчатых теплообменниках, относятся:

- ♦ коррозионный износ патрубков штуцеров входа-выхода теплоносителей. Выявляется с помощью ультразвуковой толщинометрии стенок патрубков штуцеров. Замер производится не менее чем в 4 точках по сечению патрубка [п. 28, 9]. Штуцера с условным проходом более $D_{\text{н}}100$ дополнительно контролируются визуальным осмотром в доступных местах;

- ♦ коррозионно-эрозионный износ основного металла и металла сварных швов корпуса и распределительной камеры. Контролируется визуально и с помощью ультразвуковой толщинометрии. В местах, вызывающих подозрение на наличие дефектов, дополнительно может проводиться ультразвуковая диагностика и цветная дефектоскопия. К утонению металла корпуса, особенно в нижней части обечайки, может приводить частая выемка трубного пучка. При извлечении пучка перегородки трубного пучка, которые имеют диаметр близкий к внутреннему диаметру корпуса теплообменника для недопущения перетока теплоносителя через зазор между стенкой корпуса и перегородкой, трутся на сухую об нижнюю часть корпуса. От температурной деформации и достаточной длины возможна деформация пучка, что способствует дополнительному давлению на перегородки и, как следствие, усиленному износу нижней части корпуса;

- ♦ коррозионный износ труб трубного пучка. Контролируется гидравлическим испытанием по межтрубному пространству;

- ♦ коррозионный износ и утонение металла в местах вальцовки трубок в трубных досках. Контролируется гидравлическим испытанием по межтрубному пространству.

Уменьшение количества эксплуатационных дефектов и увеличение сроков безремонтной наработки оборудования возможно достичь:

- увеличением толщины металла патрубков штуцеров. Несмотря на увеличение стоимости такого оборудования, таким образом можно добиться безремонтной эксплуатации оборудования даже после окончания назначенного срока службы. При этом качество ремонта по месту в силу ряда причин зачастую хуже по сравнению с качеством сварочных работ при изготовлении, особенно с сосудами, которые подвергаются послесварочной термической обработке. Отсюда следует, что отсутствие дополнительных термических вмешательств благоприятно сказывается на надежности оборудования;

- жестким контролем за эксплуатацией теплообменного оборудования. Зачастую пропуски в местах вальцовки труб вызваны деформацией труб избыточным давлением в межтрубном пространстве при заполнении аппарата. Для уравнивания давления и снижения вероятности деформации труб заполнения аппаратов необходимо производить начиная с трубного пучка.

Схожими по конструкции являются жесткотрубные кожухотрубчатые теплообменники. Как следует из названия, трубки трубного пучка с двух сторон теплообменника жестко закреплены с помощью сварки либо вальцовки к трубным решеткам.

Выявляемые дефекты те же, что и в кожухотрубчатых теплообменниках. Но при этом отсутствует возможность визуального контроля внутренней поверхности корпуса. Для повышения уровня контроля и выявления дефектов на более ранних стадиях для теплообмен-

ников таких типов составляются карты замеров толщины стенок с увеличенным числом точек контроля по сравнению с теплообменниками с подвижной трубной системой.

Кроме того, жесткотрубные теплообменники для компенсации температурных расширений снабжаются сильфонными компенсаторами. Компенсаторы изготавливаются из тонкостенной нержавеющей стали. При этом, исходя из практического опыта эксплуатации устройств с линзовым компенсатором, нередко наблюдалась ситуация, при которой толщина стенки корпуса имела достаточный запас до отбраковочной толщины, а линзовый компенсатор приходил в негодность вследствие коррозионно-эрозионного износа.

Ремонт теплообменников данного типа нецелесообразен по причине неразборной конструкции: разборка, замена изношенных участков обечайки либо труб трубного пучка, замена компенсатора, последующая сборка сопоставимы по стоимости с новыми теплообменниками.

Наиболее сложными по оценке технического состояния являются теплообменники типа «труба в трубе», в частности скребковые кристаллизаторы, оснащенные дополнительно скребковым валом внутри внутренних труб теплообменников. Принципиальная конструкция таких устройств представлена на рис. 2.

Помимо агрессивного коррозионного воздействия среды на износ внутренних труб влияет трение скребков. При осевом смещении вала при сборке либо неравномерном износе подшипников происходит усиленный износ композитных прокладок скребков вала, а далее трение металла скребка об внутреннюю поверхность труб. При этом отсутствует возможность контроля состояния скребковых прокладок и внутренних труб кристаллизатора – трубы недоступны для полноценного визуального контроля, невозможно проведение ультразвуковой толщинометрии. Для оценки состояния данных технических устройств

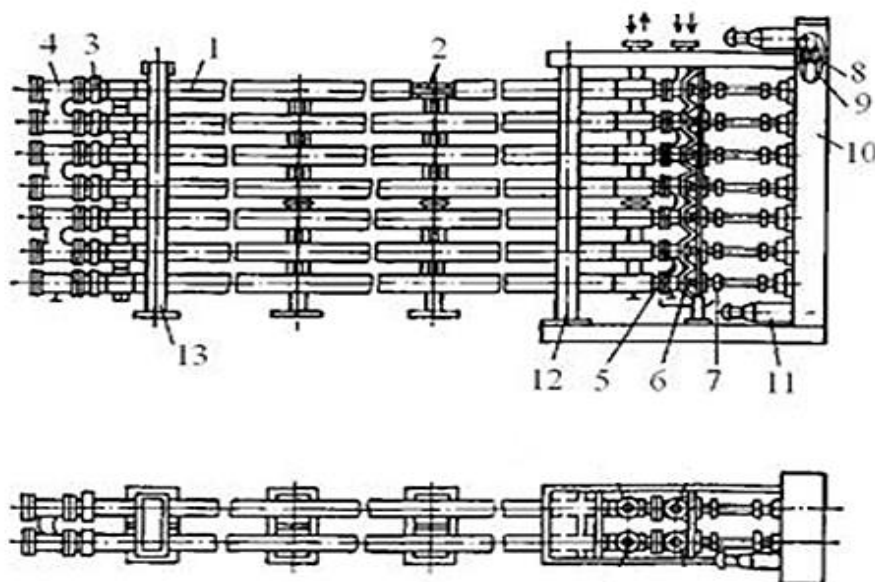


Рис. 2. Скребковый кристаллизатор:

1 – трубная секция; 2 – скребковое устройство; 3 – линзовый компенсатор; 4 – колач задний; 5 – колач передний; 6 – уплотнение вала; 7 – промежуточный валик с шарнирными устройствами; 8 – ведущая звездочка; 9 – роликовая цепь; 10 – корпус привода; 11 – двигатель с редуктором; 12 – передняя стойка; 13 – задняя стойка

используется ультразвуковая толщинометрия наружных труб, визуальный осмотр внутренних труб в доступных местах с помощью просвета фонарем вдоль оси трубы, а также гидравлическое испытание на герметичность и плотность внутренних труб. При подозрении на дефект либо выявление следов механической выработки производится замена внутренней трубы. При этом в таких аппаратах целесообразно применение труб из твердых марок сталей для уменьшения механической выработки внутренней поверхности труб.

Список литературы

1. О промышленной безопасности [Электронный ресурс]: Закон Республики Беларусь, 5 янв. 2016 г., № 354-З // КонсультантПлюс. Беларусь / ЗАО «Консультант Плюс». – Минск, 2016.
2. Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением [Электронный ресурс]: постановление Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь, 28 янв. 2016 г., № 7 // КонсультантПлюс. Беларусь / ЗАО «Консультант Плюс». – Минск, 2016.
3. Соединения сварные. Метод контроля внешним осмотром и измерениями. Общие требования [Текст]: СТБ 1133–98. – Введ. 01.07.1999. – Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 1999. – 11 с.
4. Контроль неразрушающий. Ультразвуковое измерение толщины [Текст]: СТБ EN 14127:2011. – Введ. 02.02.11 (с отменой СТБ EN 14127:2004). – Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2011. – 40 с.
5. Контроль неразрушающий. Поковки из черных и цветных металлов. Методы ультразвуковой дефектоскопии: [Текст]: ГОСТ 24507–80. – Введ. 01.01.82. – Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2011. – 20 с.
6. Контроль неразрушающий. Соединения сварные. Методы ультразвуковые [Текст]: ГОСТ 14782–86. – Введ. 01.01.88 (взамен ГОСТ 14782–76, ГОСТ 22368–77). – Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2011. – 40 с.
7. Контроль неразрушающий. Контроль проникающими веществами (капиллярный). Общие положения [Текст]: СТБ 1172–99. – Введ. 01.01.2000 (взамен ГОСТ 18442–80). – Минск: БелГИСС, 1999. – 26 с.
8. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые. Общие требования [Текст]: ГОСТ 27601–88. – Введ. 01.01.1990 (взамен ГОСТ 9929–82, ГОСТ 13202–77, ГОСТ 13203–77, ГОСТ 14244–79, ГОСТ 15118–79 – 15122–79, ГОСТ 23762–79). – М.: Изд. стандартов, 1990. – 8 с.
9. Положение о порядке установления сроков дальнейшей эксплуатации технологического оборудования пожаровзрывоопасных производств в организациях концерна «Белнефтехим» [Текст]: утв. приказом президента концерна «Белнефтехим», 18.03.2003 г., № 145 – Минск: Белорусский государственный концерн по нефти и химии, 2003. – 46 с.

ЦЕНТРОВКА ТУРБОАГРЕГАТОВ КАК ФАКТОР ИХ БЕЗОТКАЗНОЙ И НАДЕЖНОЙ РАБОТЫ

А.А. ХВЕСЬКО, А.М. ДЕМИНОВ, Д.С. КШЕСИНСКИЙ, М.Ю. СТЕПАНОВ, Т.Л. ШИБАЕВ
(АО «УТЗ» – ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина»,
г. Екатеринбург, Россия)

Повышенная вибрация турбоагрегата, являющаяся следствием неточности изготовления деталей, некачественного монтажа, ошибок при ремонте, приводит к различным аварийным ситуациям, простоям оборудования, невозможности пустить турбоагрегат, а также крупным авариям. Необходимо понимать, что длительная работа оборудования под воздействием вибрации может являться причиной возникновения усталостных микрповреждений металла, которые с течением времени приводят к образованию усталостных трещин. Некоторые режимные изменения центровки валопровода приводят к нарушению взаимного положения вращающихся роторных элементов относительно статора и, как следствие, увеличению вероятности задевания элементов проточной части, концевых и мясляных уплотнений и возникновению режима полусухого трения в подшипниках, что повышает вероятность выплавления баббита. Вибрация турбоагрегата, особенно низкочастотная, может привести к разрушению элементов фундамента. Помимо вышеперечисленного, вибрация является опасным фактором при работе на предприятии и значительно ухудшает условия работы персонала.

Прогнозирование безотказности и безопасности – одна из основных проблем энергетики. Численная оценка параметров надежности агрегата – превентивная мера в части повышения безопасности и безотказности на этапах проектирования.

К основным причинам возникновения вибрации можно отнести:

- неуравновешенность вращающихся деталей;
- нарушение центровки роторов, изменение проектной жёсткости системы;
- неудовлетворительная отстройка валопровода турбоагрегата от работы вблизи критических частот;
- потеря устойчивости ротора на масляной плёнке и т.д.

В свою очередь отклонение центровки валопровода выше диапазона допустимых значений приводит к изменению схемы опирания валопровода турбоагрегата, вследствие чего изменяются вибрационные характеристики системы «валопровод – опоры – фундамент», что обусловлено изменением жесткости и демпфирования масляного слоя ввиду изменения нагрузок на опоры и возникновением дополнительных моментов на торцах полумуфт рото-

ров. Следствием изменения центровки и, соответственно изменения реакций опор может стать масляная низкочастотная вибрация. Поэтому АО «Уральский турбинный завод», на основании практического опыта и результатах численного моделирования, строго регламентирует диапазоны допустимых значений центровки частей всего мощностного ряда турбоагрегатов, выпускаемых на предприятии, для обеспечения надежной и безотказной эксплуатации во всем диапазоне частот вращения и при разных режимах.

Целью центровки является обеспечение оптимального взаимного расположения роторов друг относительно друга и относительно статора, а именно обеспечения взаимного положения роторов, при котором валопровод представляют собой непрерывную гладкую кривую, при которой обеспечиваются оптимальные нагрузки на все подшипники валопровода. Взаимное положение узлов турбоагрегата в работе отличается от центровки при монтаже и/или ремонте. Основными причинами отличий в центровке работающего и находящегося в монтаже турбоагрегата являются:

- температурные расширения частей турбоагрегата;
- механические (усадка фундамента, вес конденсатора, циркуляционной воды и т. д.);
- всплытие шеек роторов на масляной пленке, толщина которой меняется в большом диапазоне $0,05 \div 0,3$ мм и зависит от температуры, вязкости масла, нагрузки на опору, геометрических размеров вкладышей;
- изменение прогиба роторов и пр.

Неправильная центровка может приводить к следующим последствиям:

- ♦ повышений вибрации опор и роторов во вкладышах турбоагрегата;
- ♦ увеличению динамических и статических напряжений в соединительных муфтах и шейках роторов;
- ♦ износу баббитовой заливки вкладышей подшипников.

Одним из наиболее ответственных узлов турбомашины является подшипник. Именно проблемы в работе данного узла ведут к частым и длительным остановам турбоагрегатов: 15–23 % случаев выхода агрегата в вынужденный останов происходят по причине выхода из строя узлов опорных подшипников [1, 2]. Обеспечение надежной и безотказной работы подшипника является комплексной задачей, решение которой, в свою очередь, зависит от ряда факторов, таких как: конструкция подшипника, центровка валопровода, режимные и тепловые расцентровки опор [2, 3] и др.

Для оценки вибрационной надежности подшипника и увеличения порога устойчивости с точки зрения возможности возникновения низкочастотной масляной вибрации при выборе типоразмера подшипника можно руководствоваться зависимостью запаса устойчивости от степени его нагруженности. Низкочастотная (масляная) вибрация возникает при потере устойчивости вала на масляной пленке. На основании опыта допустимо утверждать наличие прямой зависимости устойчивости шейки ротора на смазочном клине от ее положения в расточке вкладыша. Для численной оценки устойчивости работы шейки во вкладыше используется характеристическое число подшипника или число Зоммерфельда:

$$S = \frac{\mu \omega R L}{\pi W} \left(\frac{R}{\delta} \right)^2, \quad (1)$$

где S – число Зоммерфельда или характеристическое число подшипника; W – вертикальная нагрузка, Н; μ – динамическая вязкость смазки, а·с; R – радиус подшипника, мм; L – опорная длина подшипника, мм; ω – угловая частота ротора, рад/с; δ – радиальный горизонтальный зазор, мм.

Дополнительно устойчивость может быть оценена по коэффициенту нагруженности:

$$\zeta = \frac{P\psi^2}{LD\mu\omega}, \quad (2)$$

где P – вертикальная нагрузка, Н; $\psi = \frac{2\Delta_r}{D} = \frac{\delta}{R}$ – безразмерный горизонтальный зазор; δ – радиальный горизонтальный зазор, мм; $2\Delta_r$ – диаметральный горизонтальный зазор, мм; L – длина опорной части подшипника, мм; D – диаметр подшипника, мм; R – радиус подшипника, мм; μ – динамическая вязкость смазки, а·с; ω – угловая частота ротора, рад/с.

При нарушении расчетной центровки по полумуфтам роторов происходит перераспределение нагрузок на опоры, и пропорционально изменению величины нагрузки изменяются коэффициенты нагруженности и числа Зоммерфельда. Для обеспечения надежной работы подшипников рекомендуется соблюдать требование по обеспечению величины удельной нагрузки на вкладыши в диапазоне 100–140 Н/см². Данное требование сформулировано как в большом количестве литературы по монтажу и ремонту паровых турбин [4, 5 и др.], так и в литературе по устранению низкочастотной вибрации (НЧВ) турбоустановок большой мощности [6].

Особенно важно соблюдение оптимальной центровки для участков валопровода, содержащих низконагруженные опоры. Для примера рассмотрена схема трехопорной конструкции установки ротора высокого давления (РВД) и первого ротора среднего давления (РСД-1), применяемая в семействе турбин Т-250 АО «УТЗ», в том числе в турбине Т-295/335-23,5 (рис. 1), выпущенной в 2017 г. для ТЭЦ-22 ПАО «Мосэнергo». Модель валопровода построена и рассчитана в программе Dynamics R4.

При соединении данных роторов используется жесткая муфта, состоящая из двух полумуфт, выполненных заодно с цельноковаными роторами. Данная муфта воспринимает дополнительный изгибающий момент и поперечную нагрузку от РСД-1, что позволяет рассматривать ее как преднагруженный участок одного длинного ротора для снижения затрат времени на этапах эскизной проработки и расчетов центровки валопровода. Ротор СД-1 не имеет собственного переднего подшипника, поэтому при центровке полумуфт РВД–РСД-1 под фальш-шейку РСД-1 подводят технологическую опору, которая при соединении роторов опускается и перестает воспринимать вес ротора.

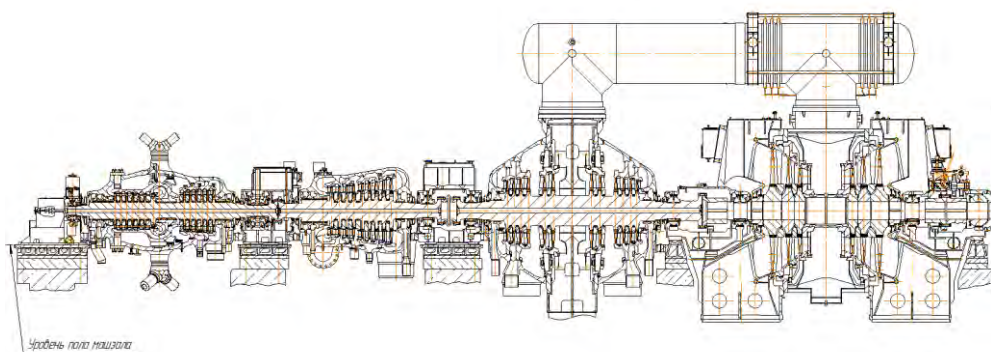


Рис. 1. Продольный разрез турбины Т-295/335-23,5

При проработке центровки данного узла были рассмотрены следующие варианты:

1. РВД и РСД-1 сцентрованы с нулевым раскрытием полумуфт и нулевым вертикальным смещением осей;
2. РВД и РСД-1 сцентрованы с раскрытием полумуфт 0,45 мм снизу и нулевым вертикальным смещением осей;
3. РВД и РСД-1 сцентрованы с раскрытием полумуфт 0,16 мм сверху и нулевым вертикальным смещением осей.

На основании вышеуказанных вариантов были рассчитаны и сведены в таблицу реакции каждой опоры, а также оптимальные реакции из расчета удельных нагрузок.

Зависимость реакции опор от принятого варианта спаровки роторов

Ротор	Вкладыш подшипника (диаметр вкладыша)	Реакция в опорах				Оптимальная теоретическая реакция, Н
		при свободно уложенных роторах, Н	варианты сопряжений по полумуфтам			
			1	2	3	
РВД	D240	3,82·10 ⁴	3,626·10 ⁴	4,687·10 ⁴	4,008·10 ⁴	5,069·10 ⁴
	D310	4,475·10 ⁴	9,472·10 ⁴	7,255·10 ⁴	8,674·10 ⁴	8,928·10 ⁴
РСД-1	—	5,524·10 ⁴	—	—	—	—
	D360	5,843·10 ⁴	6,565·10 ⁴	7,720·10 ⁴	6,981·10 ⁴	10,024·10 ⁴

Для демонстрации подхода в выборе схемы сопряжения роторов была рассмотрена зависимость основных характеристик самого низко нагруженного подшипника данной 3-опорной схемы. Ниже приведена зависимость числа Зоммерфельда и относительного положения шейки ротора в расточке от частоты вращения и нагрузки на переднюю опору D240.

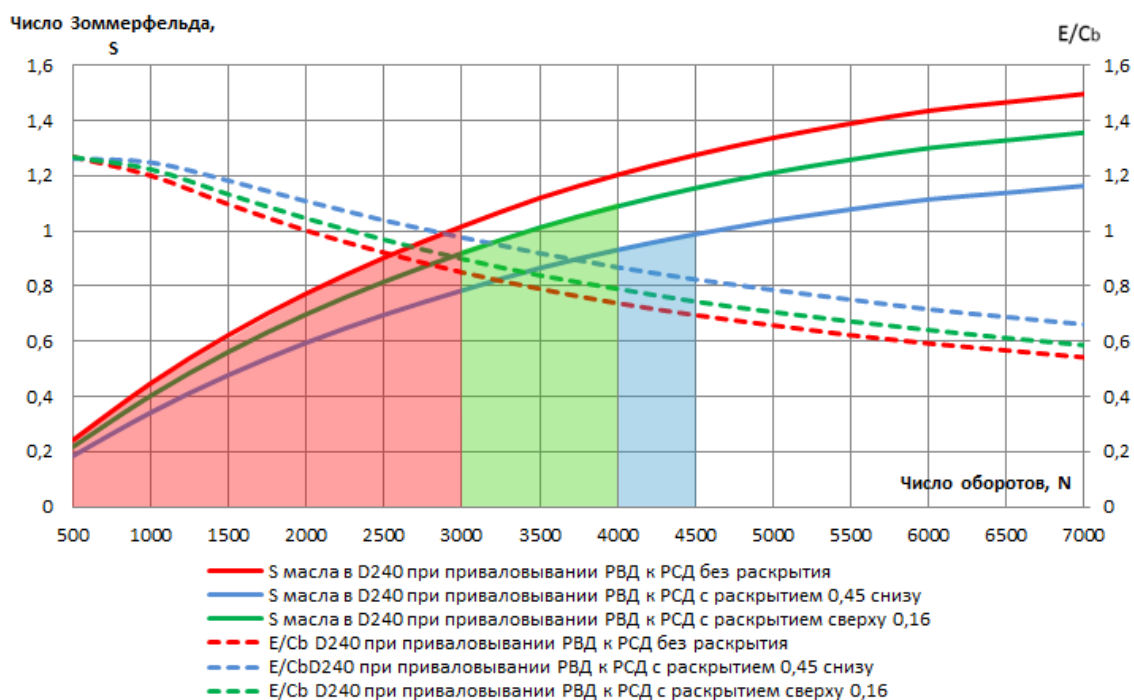


Рис. 2. Зависимость числа Зоммерфельда и E/C_b от выбранной схемы приваловывания роторов ВД и СД-1 турбины Т-295/335-23,5:

E/C_b – безразмерный зазор, E – эксцентриситет (смещение центра шейки ротора относительно центра расточки вкладыша); C_b – вертикальный (потолочный) зазор подшипника в сборе

Из рис. 2 видно, что с увеличением нагрузки на опору, т. е. при спаровке роторов с раскрытием происходит уменьшение значения числа Зоммерфельда и, соответственно, уменьшение толщины смазочной пленки. Поэтому для устойчивой и надежной работы подшипника D240 оптимальным является работа под нагрузкой, обеспечиваемой при спаровке РВД–РСД-1 с раскрытием 0,45 мм снизу. При этом, при увеличении нагрузки на опору, верхняя граница диапазона частот вращения с устойчивой работой шейки ротора во вкладыше подшипника увеличивается с 3000 об/мин при спаровке роторов без раскрытия до 4000 об/мин – при раскрытии 0,16 мм сверху и до 4500 об/мин – при раскрытии 0,45 мм снизу.

Устойчивость работы подшипника может быть оценена также и по величине всплытия шейки ротора во вкладыше: чем выше находится шейка, тем порог устойчивости ниже.

Далее приведены траектории всплытия центра шейки ротора от момента создания устойчивого клина до 7000 об/мин с шагом в 500 оборотов.

На рис. 3 изображен четвертый квадрант расточки вкладыша D240, где нулевыми координатами является геометрический центр вкладыша. Вращение ротора происходит против часовой стрелки при взгляде на возбудитель. По оси Ох проходит горизонтальный разъем вкладыша, а по оси Оу – центр расточки вкладыша.

Масштаб не позволяет в полной мере отследить изменение положения центра шейки ротора, поэтому ниже приведены положения шейки в зависимости от величины раскрытия полумуфта на рабочих оборотах турбины.

На рис. 4 шейка D240 при приваловывании РВД к РСД с раскрытием снизу 0,45 мм занимает более устойчивое положение, чем при двух других вариантах центровки: всплытие шейки на масляном клине меньше, что гарантирует более высокую несущую способность масляной плёнки при обеспечении требуемой жесткости.

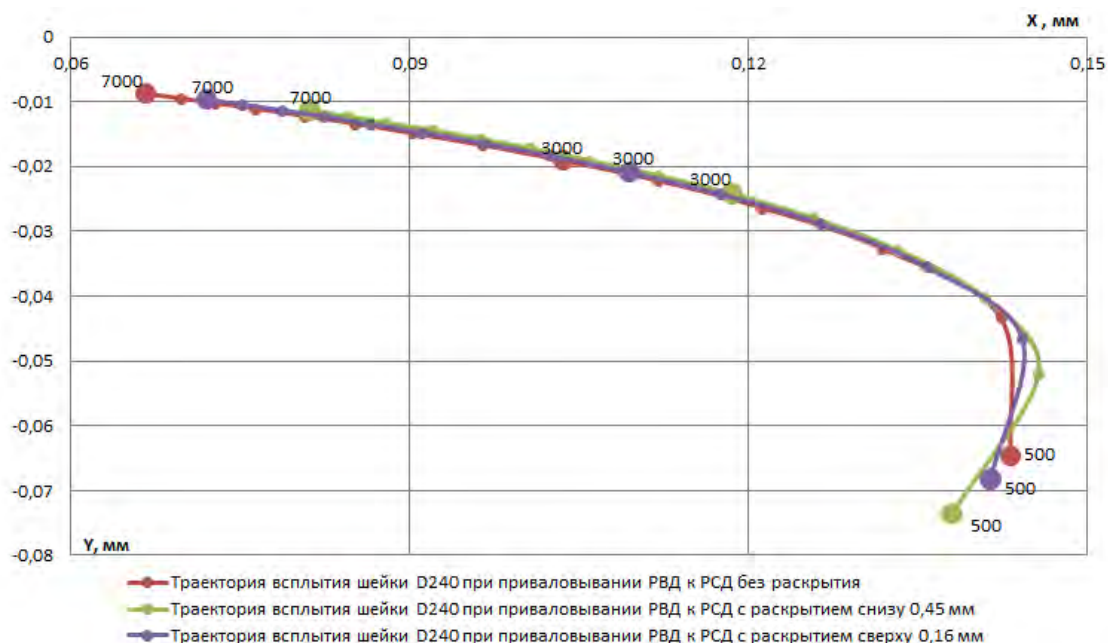


Рис. 3. Траектория перемещения центра шейки вала D240 на масляном клине в зависимости от выбранной схемы центровки и частоты вращения

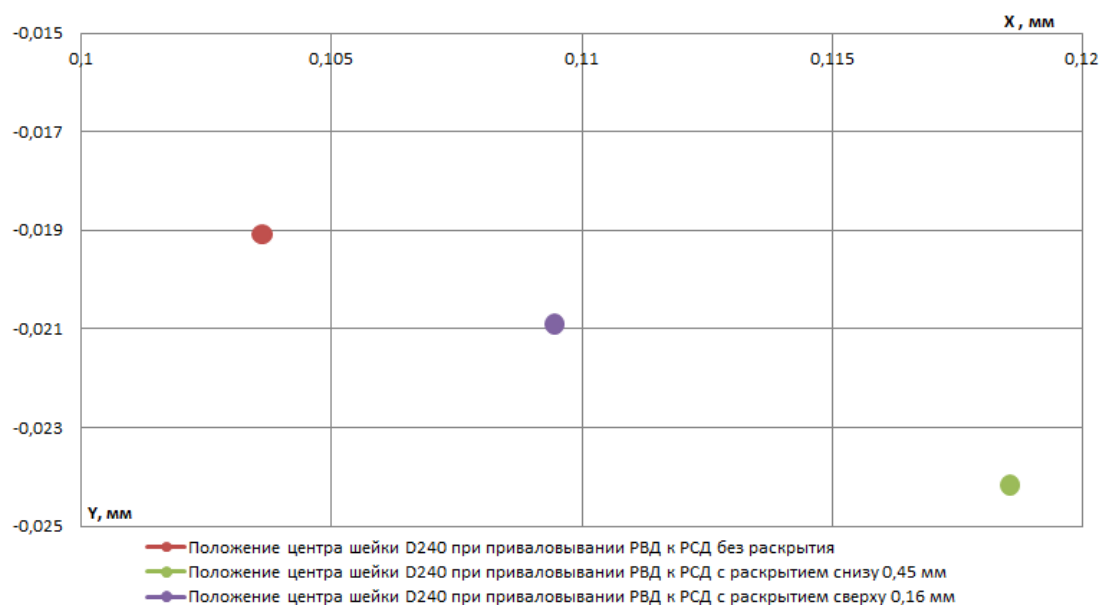


Рис. 4. Положение центра шейки вала D240 на масляном клине в зависимости от выбранной схемы центровки при 3000 об/мин

Помимо влияния на устойчивую работу подшипника, центровка влияет и на коэффициенты жесткости и демпфирования смазочного слоя, которые используются при оценке границ устойчивости при наличии нескомпенсированных поперечных сил, действующих на валопровод (рис. 5, 6).

С увеличением нагрузки на опору жесткость масляного слоя увеличивается. Если рассмотреть изменение жесткости смазочного слоя при 3000 об/мин относительно центровки без раскрытия, то становится видно, что жесткость в вертикальном направлении при центровке с открытием 0,45 мм снизу возросла на 16,56 %, в горизонтальном – на 21,54 %, в горизонтальном – на 21,54 %, в горизонтальном – на 21,54 %.

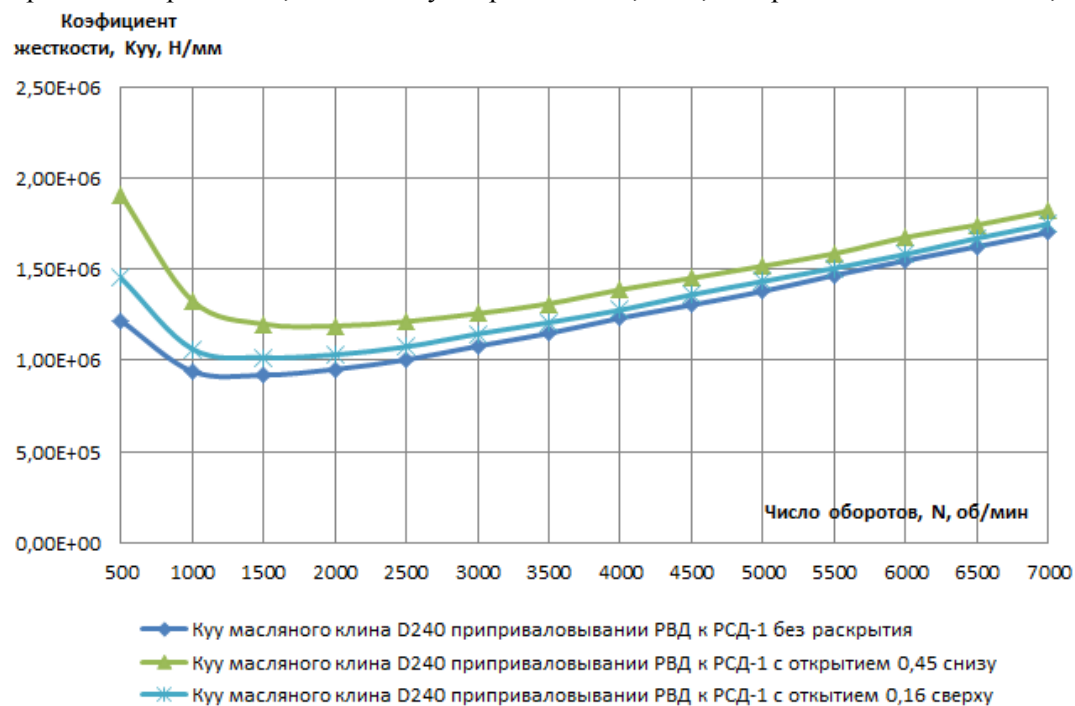


Рис. 5. Коэффициент жесткости масляного клина Куу D240 в зависимости от выбранной схемы центровки

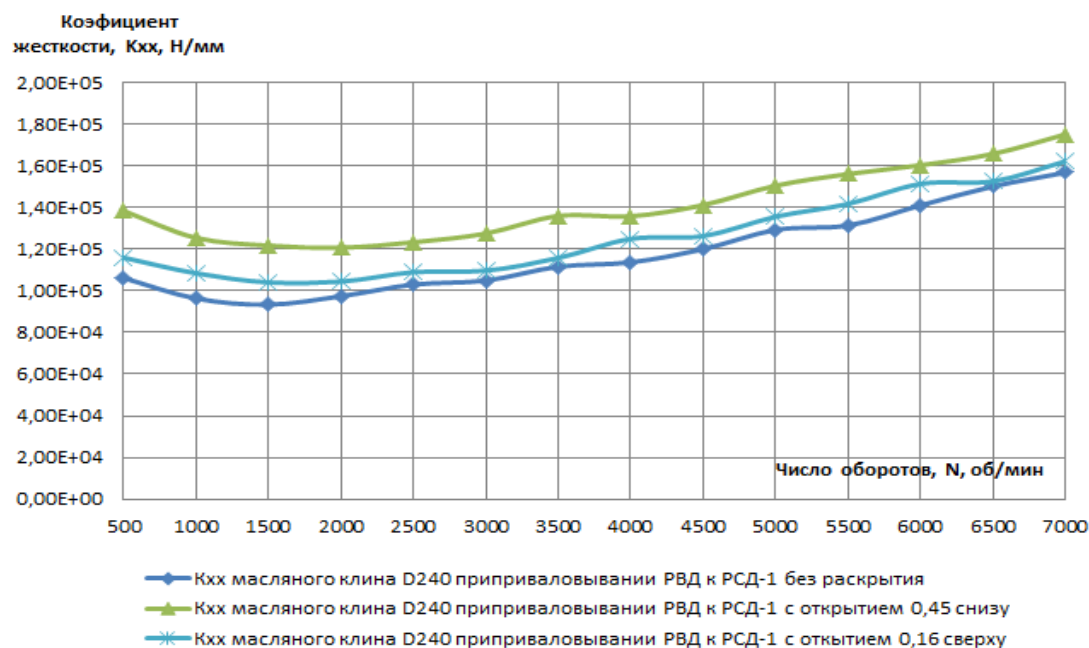


Рис. 6. Коэффициент жесткости масляного клина K_{xx} D240 в зависимости от выбранной схемы центровки

в то же время как жесткость в вертикальном направлении при центровке с раскрытием 0,16 мм сверху возросла на 6,17 % и горизонтальном направлении – на 4,51 %.

Приведенный выше сопоставительный анализ указывает на необходимость детального и комплексного анализа роторной динамики турбоагрегата на этапе проектирования для оценки запасов устойчивости валопровода и формирования взвешенных требований к центровке турбоагрегатов.

Безусловно, в приведенном примере расчетной оценки устойчивости не были учтены эксплуатационные факторы, такие как: изменение высотных положений опор под действием веса ротора, изменение положения опор при нагреве ригелей фундаментов, тепловая деформация цилиндров со встроенными картерами под действием температур и оценка теплового состояния вкладыша в зависимости от характера отведения теплоты от смазочного слоя. Ряд обозначенных факторов являются итерационным продолжением рабочего проектирования и учитываются в задании окончательной схемы центровки, другая часть задач решается с применением современных подходов, основанных на использовании систем расчетов, основанных на МКЭ. Примером тому могут служить расчеты деформации корпусов подшипников под действием веса ротора и оценка динамической податливости конструкции, осуществляемая в программном комплексе ANSYS. Пример построения модели корпуса подшипника, используемой для последующей оценки жесткостных и вибрационных характеристик, представлен на рис. 7.

Данный подход позволяет избежать потери точности расчетов вследствие целого ряда упрощений расчетной схемы в случае использования аналитического метода. Однако для сохранения необходимых в современных условиях скорости и качества расчетов МКЭ требует наличия заранее подготовленных 3D-моделей конструкций. На АО «УТЗ» данная задача планомерно реализуется за счет повсеместного внедрения подхода проектирования

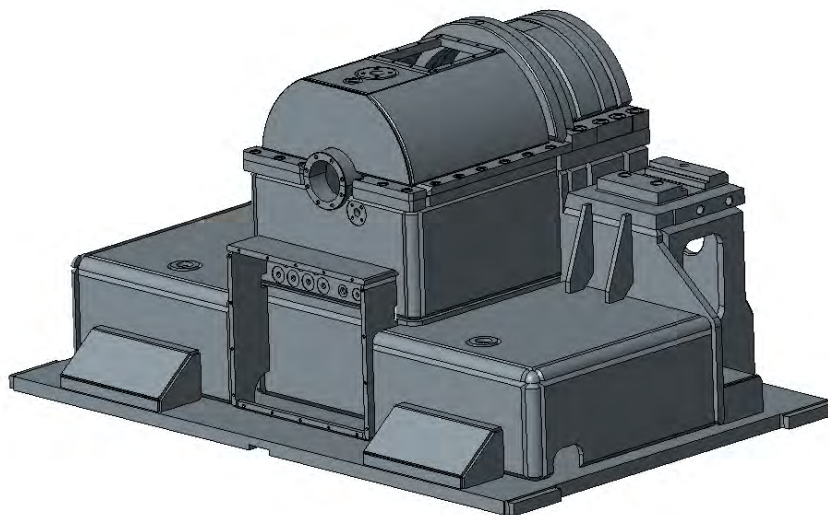


Рис. 7. Модель корпуса переднего подшипника

с созданием цифрового макета изделия, который позволяет быстро и качественно использовать результаты трехмерного проектирования и прорабатывать варианты конструктивного исполнения, основываясь на расчетных оценках.

Список литературы

1. **Урьев, Е.В.** Основы надёжности и технической диагностики турбомашин [Текст]: учебное пособие / Е.В. Урьев. – Екатеринбург: УГТУ, 1996.
2. **Эсперов, Д.Г.** Вибрационная надёжность опорных элементов паротурбинных агрегатов [Текст] / Д.Г. Эсперов. – Теплоэнергетика. – 2013. – № 2.
3. Дон, Э.А. Расцентровка подшипников турбоагрегатов [Текст] / Э.А. Дон, В.П. Осоловский. – К. – М.: Энергоатомиздат, 1994.
4. **Молочек, В.А.** Ремонт паровых турбин [Текст] / В.А. Молочек. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1968.
5. **Энгель-Крон, И.В.** Ремонт паровых турбин [Текст] / И.В. Энгель-Крон. – М.: Энергоиздат, 1981.
6. **Рунов, Б.Т.** Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов [Текст] / Б.Т. Рунов. – М.: Энергоиздат, 1982.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОТЕЛЬНЫХ ЭКРАНОВ С ИХ ПОЯСАМИ ЖЕСТКОСТИ И ОПОРНО-ПОДВЕСНОЙ СИСТЕМОЙ

М.П. КУРЕПИН, М.Ю. СЕРБИНОВСКИЙ

(ОАО «ТКЗ «Красный Котельщик», г. Таганрог, Россия)

В настоящее время в энергетическом машиностроении в России получают всё большее распространение современные технологии 3D-проектирования и моделирования. Регламент таможенного союза разрешает использование численных методов наряду с отраслевыми нормами, при этом разработка методик анализа конструкций возлагается на исполнителя проекта. Поэтому построение эффективных моделей является одной из основных задач специалиста-расчётчика, занятого моделированием конструкций. В данном докладе представлены методика создания конечно-элементных моделей и анализа напряженно-деформированного состояния цельносварных газоплотных конструкций из мембранных трубных экранов энергетических котлов, обзор методов моделирования экранов с минимальной трудоёмкостью получения результатов путём перехода к редуцированным пластинам, методики расчёта нагрузок и адаптации их к численным моделям, а также сопутствующие техники упрощения моделей и перехода от редуцированных моделей к полноценным трехмерным моделям и получению уточненных полей напряженно-деформированного состояния экранов котла.

Редуцированная пластина. В 70–80-х годах прошлого века, когда численное моделирование только начинало применяться, расчётчики ограничивались весьма приближенным методом редуцирования мембранных экранов. Так, в работе А.И. Гольдберга [1] даётся методика определения упругих постоянных ортотропных пластин без учёта различий поведения экранов при мембранных и изгибных нагружениях. Ранее такой подход был оправдан недостаточным развитием средств моделирования. Сейчас использование подобных методик даёт недопустимо высокую погрешность. Все современные методики редуцирования экранов учитывают неоднородное поведение панелей. В последнее время значительные исследования в области приведения газоплотных панелей к ортотропным пластинам провела исследовательская группа Г. Сертича [2–4]. Хорватские исследователи вывели аналитические зависимости для упругих констант редуцированной пластины, представляющей мембранный экран. Среди недостатков такого подхода можно назвать излишнее упрощение, например трубы панелей рассматриваются как идеально жесткое тело, а потенциальной энергией деформации, относящейся к сдвиговыми напряжениям, пренебрегают. Дру-

гой подход к редуцированию мембранных экранов к эквивалентным пластинам был предложен группой сербских исследователей во главе с Хасаном Нагиаром [5]. Исследователи использовали особый конечный элемент с двумя разными толщинами для мембранных и изгибных компонент напряжений. Среди основных недостатков методики – пренебрежение вкладом сдвиговых компонент в напряженно-деформированное состояние, кроме того характеристики ортотропной пластины определяют исключительно численным методом, за счёт чего вносится дополнительная погрешность.

Наш подход отличается более строгой постановкой задачи, в то же время допускается внесение корректировок с использованием результатов численного моделирования в чисто аналитические расчёты упругих коэффициентов для увеличения точности моделей. Наша методика включает определение сдвиговых упругих коэффициентов, которые оказывают существенное влияние при определённых комбинациях нагрузжений, особенно тех, что включают нормальные к плоскости экранов нагрузки. Методика сочетает теоретический и численный метод определения упругих коэффициентов редуцированных ортотропных пластин.

Мембранный экран парового котла может быть представлен как эквивалентная ортотропная пластина, т. е. ортотропная пластина с механическими свойствами идентичными мембранному экрану. Согласно теории оболочек [6] фундаментальное уравнение эквивалентной ортотропной пластины или оболочки записывается

$$\sigma = D\varepsilon - \Delta t D^*, \quad (1)$$

где σ – вектор сил; D – матрица упругости; ε – вектор деформаций; Δt – изменение температуры; D^* – вектор температурных напряжений.

Уравнение (1) представляет собой систему из шести уравнений, связывающих между собой мембранные и изгибные нагрузки и деформации экранов

$$\begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_{12} \\ M_1 \\ M_2 \\ M_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & A_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & A_{33} & 0 & 0 & 0 \\ & & & D_{11} & D_{12} & 0 \\ & & & & D_{22} & 0 \\ & & & & & D_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_{12} \\ k_1 \\ k_2 \\ 2k_{12} \end{bmatrix} - (t - t^0) \begin{Bmatrix} M_1^t \\ M_2^t \\ M_{12}^t \\ B_1^t \\ B_2^t \\ B_{12}^t \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где N_1, N_2, N_{12} – усилия; M_1, M_2, M_{12} – моменты, действующие в мембранном экране; $A_{11}, A_{12}, A_{22}, A_{33}$ – члены матрицы упругости для мембранных нагрузок; $D_{11}, D_{12}, D_{22}, D_{33}$ – члены матрицы упругости для изгибных нагрузок; $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_{12}$ – мембранные деформации; k_1, k_2, k_{12} – кривизны нейтральных поверхностей эквивалентной ортотропной пластины; t – текущая температура пластины; t^0 – начальная температура пластины; M_1^t, M_2^t, M_{12}^t – мембранные компоненты напряжений, вызванных единичным ростом температуры в полностью закреплённой модели; B_1^t, B_2^t, B_{12}^t – изгибные компоненты напряжений, вызванных единичным ростом температуры в полностью закреплённой модели.

Кроме того, для учёта влияния сдвиговых жесткостей экрана записывают:

$$\begin{Bmatrix} s_1 \\ s_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} \\ E_{12} & E_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

где s_1, s_2 – усилия среза; E_{11}, E_{12}, E_{22} – элементы матрицы жесткости среза; γ_1, γ_2 – деформации среза.

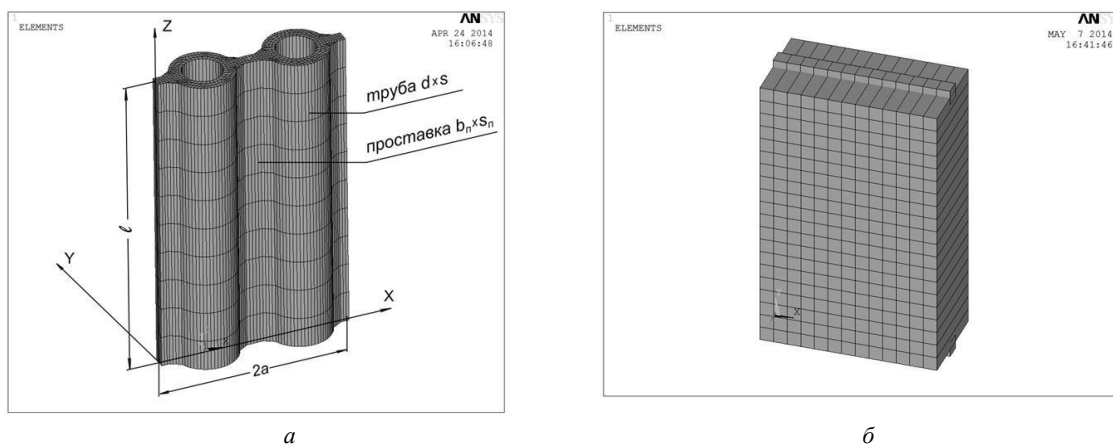


Рис. 1. Конечно-элементные модели мембранного экрана:
а – твердотельная; б – оболочечно-стержневая

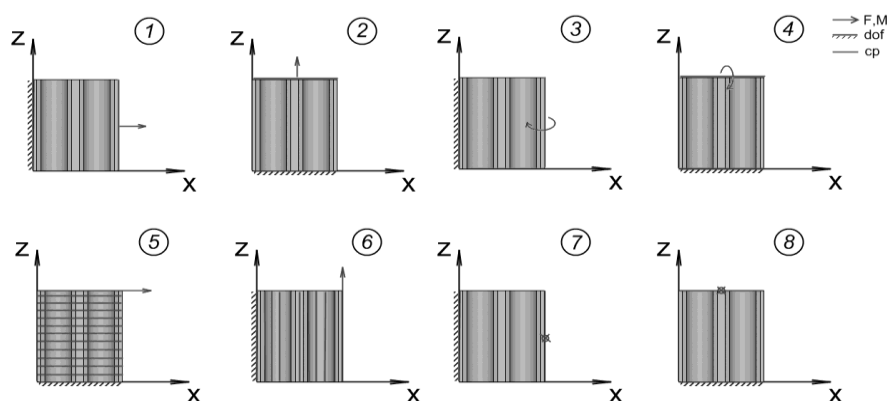


Рис. 2. Нагрузки модели мембранного экрана:

1 – растяжение поперек оси труб; 2 – растяжение вдоль оси труб; 3 – чистый изгиб в плоскости XY моментом M_x ; 4 – чистый изгиб в плоскости YZ моментом M_y ; 5 – чистый сдвиг усилием вдоль оси OX ; 6 – чистый сдвиг усилием вдоль оси OZ ; 7 – изгиб в плоскости XOY под действием поперечной нагрузки; 8 – изгиб в плоскости ZOY под действием поперечной нагрузки

Элементы матриц жесткости $[A]$, $[D]$, $[E]$ и температурные напряжения $\{M^t\}$, $\{B^t\}$ выражаются через жесткостные параметры мембранных экранов, найденные с помощью той или иной методики или численным моделированием. Если речь идёт об определении упругих коэффициентов редуцированной пластины с помощью численного моделирования, то моделируют небольшой участок экрана (рис. 1, а), для которого изменяют граничные условия соответственно приложенным нагрузкам (рис. 2).

Определяют деформации экранов и с их помощью выполняют расчёт коэффициентов упругости редуцированных пластин [7]. Составлены и успешно применяются специальные программы для численного определения коэффициентов упругости редуцированных пластин [8]. В таблице приведены результаты верификации программы «Ortek» на экспериментальных данных, находящихся в общем доступе [1]. Углы взаимного поворота вершинных граней плавников мембранного экрана и соответствующих сечений ортотропных пла-

стин с механическими свойствами, рассчитанными по предложенной методике, отличаются от рассчитанных по аналитической формуле не более чем на 7 %. Соответствующие углы для ортотропных пластин с механическими свойствами, рассчитанными по [1], отличаются на 20–60 %, что связано с тем, что не учтена разница упругих свойств экранов при растяжении и изгибе поперёк оси экранов, а модуль упругости пластин в данном направлении принимается по растяжению. Кроме того, модули сдвига и коэффициенты поперечной деформации вычисляются по методике [1] со значительными погрешностями (более 20 %), а толщина ортотропной пластины принимается равной толщине мембранного экрана, т. е. внешнего диаметра труб (не вычисляется). Таким образом, оболочечная модель мембранного экрана на основе ортотропной пластины с механическими свойствами, рассчитанными по предложенной методике, даёт хорошие результаты, которые согласуются с аналитическими расчётами и результатами расчётов по твердотельным моделям.

Результаты верификации программы расчёта упругих свойств ортотропных пластин, моделирующих экраны на открытых экспериментальных данных

Параметр	Источник данных или формулы	Значение параметра		
Размеры мембранного экрана и толщина ортотропной пластины				
Диаметр труб d , мм	[1, табл. 3-2]	42	32	32
Толщина стенки δ , мм	[1, табл. 3-2]	5,1	6	4,1
Шаг s , мм	[1, табл. 3-2]	72	47	71,5
Толщина корня плавника трубы b_k , мм	[1, табл. 3-2]	10	8	9
Толщина вершины плавника трубы b_v , мм	[1, табл. 3-2]	5	4,6	3,3
Модуль Юнга E , МПа	Для стали 12Х1МФ	209000	209000	209000
Угол взаимного поворота вершинных граней плавников от единичного момента				
$\theta \cdot 10^{-6}$, рад/Н	[1, ф. 3-42]	6,86	4,58	17,5
$\theta^{\text{МКЭ1}} \cdot 10^{-6}$, рад/Н	Твердотельная модель	6,85	5,20	18,0
$\theta^{\text{МКЭ2}}$, рад/Н	Ортотропная пластина, постановка № 2	6,67	4,89	17,3
$\theta^{\text{МКЭ3}}$, рад/Н	Ортотропная пластина, постановка № 3	5,48	1,83	14,1
Относительная разность углов взаимного поворота вершинных граней плавников				
Между $\theta^{\text{МКЭ1}}$ и θ , %	$100 (\theta^{\text{МКЭ1}} - \theta) / \theta$	-0,2	13,5	2,6
Между $\theta^{\text{МКЭ2}}$ и θ , %	$100 (\theta^{\text{МКЭ2}} - \theta) / \theta$	-2,8	6,6	-1,3
Между $\theta^{\text{МКЭ3}}$ и θ , %	$100 (\theta^{\text{МКЭ3}} - \theta) / \theta$	-20,2	-60,1	-19,6

Методика расчёта нагрузок на котельные экраны. Ещё одна проблема, с которой сталкивается специалист-расчётчик – это отсутствие методических рекомендаций для численного моделирования различных нагрузок и воздействий, предусмотренных в поверочном расчёте цельносварной коробки котлоагрегата на прочность [9]. РД предусматривает учёт следующих воздействующих факторов: собственный вес конструкции с водой и изоляцией, вес шлака (15–30 % объема холодной воронки), внутреннее давление, избыточное давление и хлопок, односторонний обогрев экранов, неравномерный обогрев по ширине, динамические нагрузки (сейсмика и ветер).

Некоторые воздействия в модели с ортотропными пластинами учесть достаточно просто: так собственный вес экранов с опорными металлоконструкциями, водой и изоляцией будет учтён в трёхмерной модели по умолчанию. Распределение масс будет тем точнее, чем точнее построены все элементы конструкции. Распределение масс для редуцированных пластин соответствует аналогичному распределению масс для экранных панелей. То же

относится к воздействиям, нагрузки от которых вычисляются с помощью матрицы масс. Речь идёт о различных динамических нагрузках. Избыточное давление на газоплотные стенки и хлопки моделируется приложением нормального давления на поверхности редуцированных пластин.

Трудности возникают при необходимости учёта таких воздействий, как вес шлака, находящегося в холодной воронке пылеугольного котла, и температурных факторов, связанных с неравномерным распределением температур по толщине стенки газоплотного экрана. В первом случае необходимо учитывать физические свойства твёрдого шлака при определении нагрузок, приходящихся на мембранные экраны. Во втором случае необходимо разработать методику корректного учёта одностороннего нагрева экранов с учётом того, что экраны моделируются с помощью трёхмерных тонких пластин.

Нагрузки от твёрдого шлака на холодную воронку определяются по аналогии с расчётом нагрузок от сыпучих материалов на призматические бункеры [10]: нормативное нормальное давление на наклонную поверхность: $q_n = p^h \sin^2 \alpha + q^h \cos^2 \alpha$, где $p^h = nk\gamma h$ и $q^h = n\gamma h$, $k = p^h/q^h = \tan^2(45 - \varphi/2)$; h – высота столба шлака; α – угол ската стенок воронки, удельное касательное усилие на стенки воронки: $q_k = n\gamma h(1 - k) \sin \alpha \cos \alpha$. При этом учитываются избыточное давление и давление от хлопка в топке для поверхностей, заполненных шлаком: $q^h = n\gamma h + p_{изб} + p_{хл}$, где $p_{изб}$ и $p_{хл}$ – соответственно, избыточное давление в топке и давление хлопка.

Односторонний нагрев. Известно, что при моделировании одностороннего нагрева цельносварных панелей экранов необходимо учитывать, что лучистый тепловой поток воспринимается поверхностью панели в зависимости от освещённости каждой ее точки. Для определения температуры экрана с помощью аналитических расчетов используют значение воспринятого теплового потока, однако такой подход трудоемок и сложно реализуем при практическом проектировании. Поэтому авторами была разработана методика моделирования температурного поля и напряженно-деформированного состояния экранов с помощью метода конечных элементов, в частности с использованием программного комплекса ANSYS [11].

При моделировании температурного поля с помощью МКЭ предполагается задание в качестве граничного условия теплового потока в каждом узле границы, поэтому необходимо вычислить угловые коэффициенты для лучистого теплового потока. Угловые коэффи-

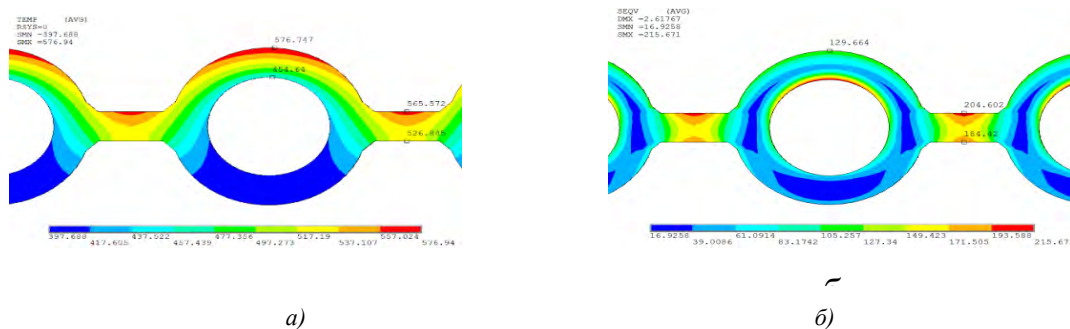


Рис. 3. Результаты моделирования одностороннего нагрева свободной панели по МКЭ:
а – поле температур; б – поле напряжений

циенты освещенности рассчитываются аналитически, используя известные зависимости [12]. В результате получают поля температур и температурных напряжений (рис. 3).

Учёт одностороннего нагрева обычно выполняется на втором этапе расчёта котла, когда от оболочечных моделей на основе редуцированных пластин переходят к твердотельным моделям особых мест котла. Впрочем, температурные факторы могут быть полноценно учтены ещё на этапе «большой» модели путём заполнения температурных матриц $[M^t]$ и $[B^t]$. При этом предварительно определяются термоупругие моменты, например, по [1].

Эффективные техники моделирования. Рассмотрим на примере котельных конструкций ряд методик, позволяющих достигнуть достаточный по точности технический результат при относительно малой трудоёмкости моделирования и малом времени вычислений: 1) *построение оптимальных геометрических моделей* – позволяет существенно снизить трудоёмкость построения моделей и время вычислений; 2) *методика субмоделирования (Submodeling)* позволяет повысить точность результатов расчёта для всех узлов сложных моделей; 3) *методика субструктурирования (Substructuring)* позволяет снизить машинное время расчёта и уровень требований к расчётным станциям.

В общемировой практике принято моделировать сложные котельные конструкции с помощью балочных (BEAM), оболочечных (SHELL) и трубных (PIPE) конечных элементов [3–5]. Основные металлоконструкции моделировать балочными элементами «как есть», вспомогательные – балочными элементами эквивалентных сечений, а наиболее сложные для моделирования мембранные экраны описывать с помощью оболочечных элементов со специальным образом рассчитанными толщиной и механическими свойствами. Поверхности нагрева моделировать трёхмерными твердотельными элементами в случае, когда можно ограничиться рассмотрением отдельных узлов или элементов. В остальных случаях поверхности нагрева моделируются трубными элементами «как есть» или заменяются элементами сосредоточенной массы, если поведением змеевиков можно пренебречь. Кроме того, такие сложные конструкции, как энергетический котёл, имеют специфические элементы, которые моделируются особым образом в каждом отдельном случае [13].

Методика субмоделирования применяется для уточнения результатов моделирования в определённых локальных местах модели. В этом случае моделирование сложных конструкций и анализ результатов проводится в два этапа: на первом выполняется обобщённая модель всей конструкции (структуры) и выявляются наиболее проблемные локальные зоны, например, с высокими механическими напряжениями, на втором этапе проводится субмоделирование и детальный анализ локальных зон. Совместное и последовательное использование построения оптимальных геометрических моделей с эквивалентными элементами и субмоделирования позволяет добиваться кратного снижения машинного времени [7]. Методика субструктурирования применяется для анализа особо крупных структур, традиционный анализ которых требует слишком большого времени расчёта и высоких требований к вычислительным станциям. Для примера на рис. 4, а и б представлены результаты *субмоделирования* локальной области модели котлоагрегата и *субструктурирования* пакетов котла.

Некоторые результаты. Моделирование котлоагрегатов с применением описанных методов позволило выявить слабые места и провести оптимизацию конструкции холодной вставки котла для ТЭС Лонг-Фу1 (Вьетнам). Так были перепроектированы опорные фермы

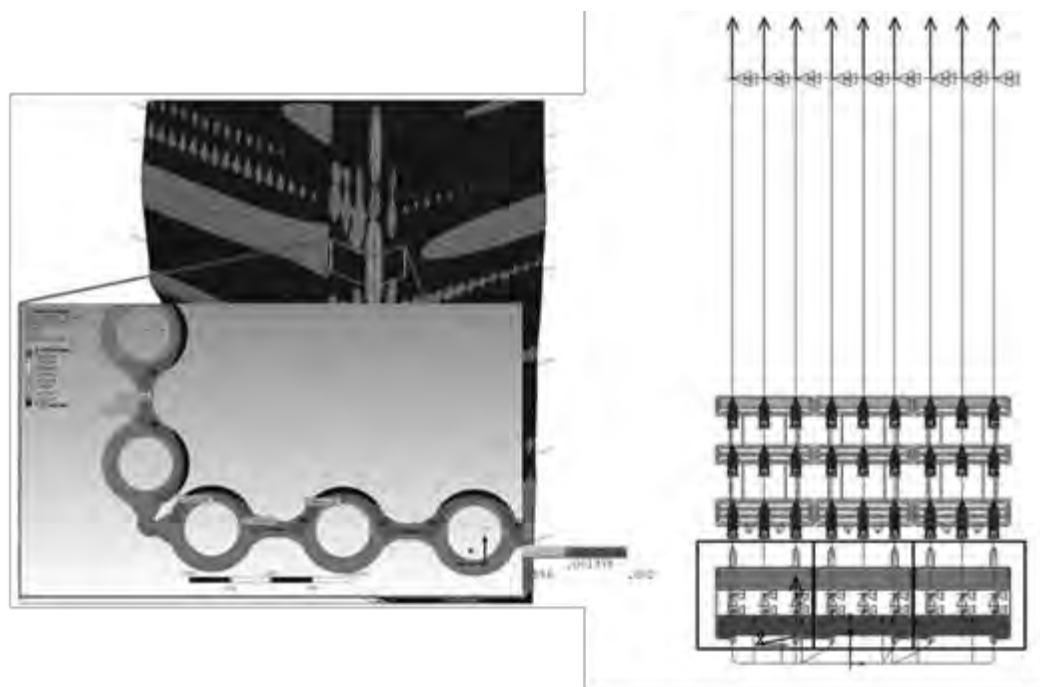


Рис. 5. Примеры моделирования:

а – использование методики субмоделирования для определения напряженного состояния цельносварных газоплотных экранов топки котла; *б* – использование методики субструктурирования при расчётах элементов котлов (рамкой выделены элементы, которые заменяли суперэлементами)

холодной воронки, пояса жесткости и крепления экранов и поясов жесткости. В результате получена экономия металла более 100 т.

По результатам моделирования экранов топки и конвективной шахты котла был предложен ряд решений, позволивших выполнить требования норм при значительном снижении затрат по сравнению с традиционными решениями, связанными с добавлением дополнительных поясов жесткости или замене стали на более дорогостоящую с более высокими допускаемыми напряжениями.

Выполнялось моделирование нетрадиционных для отечественного котлостроения экранов, выполненных в виде витой спирали для котла для ТЭЦ-22 ПАО «Мосэнерго». Работы по проекту не закончены. Здесь конечно элементное моделирование задействовано и помогает выбрать систему опорных конструкций экранов котла на всех элементах, начиная с топки и нижней радиационной части, где экраны выполнены в виде навивки Рамзина, верхней радиационной части с вертикальными трубами и конвективной шахты котла.

Численное моделирование позволяет получать уточненные распределения усилий по подвескам котла или реакции в опорах для самоопорных котлов, а также решать множество разнообразных задач от выбора и оптимизации опорных систем газоплотных экранов, систем крепления и подвесок до выбора изоляции и др.

Список литературы

1. Гольберг, А.И. Расчет и проектирование цельносварных экранов котельных агрегатов [Текст] / А.И. Гольберг, В.С. Корягин, С.И. Мочан, Э.М. Тынтарев. – Л.: Энергия, 1975. – 272 с.
2. Sertić, J. Theoretical determination of elasticity constants for steam boiler membrane wall as the structurally orthotropic plate [Text] / Josip Sertić, Ivan Gelo, Dražan Kozak, Darko Damjanović, Pejo Konjatić // Tehnički vjesnik. – 2013. – 20 (4). – P. 697–703.

3. **Sertić, J.** Calculation of Reaction Forces in the Boiler Supports Using the Method of Equivalent Stiffness of Membrane [Electronic resource] / Josip Sertić, Dražan Kozak, and Ivan Samardžić // Hindawi Publishing Corporation Scientific World Journal V. – 2014. – 12 p. – <http://dx.doi.org/10.1155/2014/392048>
4. **Gaćeša, B.** Numerical and experimental strength analysis of fire-tube boiler construction [Text] / Branka Gaćeša, Vesna Milošević-Mitić, Taško Maneski, Dražan Kozak, Josip Sertić // Technical Gazette. – 2011. – 18(2). – P. 237–242.
5. **Nagiar, H.** Modeling of the Buckstay System of Membrane-Walls in Watertube Boiler Construction / H.M. Nagiar, T.Dj. Maneski, V.O. Milošević-Mitić, B.M. Gaćeša, N.M. Andjelić // THERMAL SCIENCE. – 2014. – Vol. 18. – S. 1. – P. S59–S72.
6. **Новожилов, В.В.** Теория тонких оболочек [Текст] / В.В. Новожилов. – 2-е изд., доп. и перераб. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 431 с.
7. **Пат. 2568783 Российская Федерация, МПК G 06 N 7/06.** Способ анализа и оптимизации конструкции котлов с плавниковыми экранами [Текст] / Курепин М.П., Сербиновский М.Ю., Иваненко В.В. – № 2014143062; заявл. 24.10.2014; опубл. 20.11.2015, Бюл. № 32.
8. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ Ortek № 2014662846 [Текст] / М.П. Курепин, М.Ю. Сербиновский – № 2014660761; зарегистрировано 10.12.2014.
9. Нормы расчёта на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды [Текст]: РД 10-249-98 / АООТ НПО им. И.И. Ползунова. – М.: ЗАО «НТЦ ПБ», 2010. – 344 с. – Серия 20, Документы по котлонадзору. – Вып. 4.
10. **Курепин, М.П.** Методика расчёта нагрузок на холодную воронку котла [Текст] / М.П. Курепин, М.Ю. Сербиновский // Современные наукоемкие технологии. – 2016. – № 7. – С. 32–39.
11. **Курепин, М.П.** Моделирование одностороннего нагрева цельносварных экранов котельных агрегатов [Текст] / М.П. Курепин, М.Ю. Сербиновский // Теплотехника. – 2017. – № 3.
12. **Акимов, Ю.И.** Исследование температурных полей газоплотных стенок из плавниковых труб [Текст]: научные сообщения / Ю.И. Акимов, Г.В. Антропов, А.В. Змачинский, Л.М. Копелиович, Г.П. Лукьянов, Ю.В. Мусатов, А.Н. Сунцов. – Саратов: Изд-во Саратов. политехн. ин-та, 1974. – Вып. 7.
13. **Курепин, М.П.** Эффективные методики конечно-элементного моделирования сложных конструкций энергетического машиностроения [Текст] / М.П. Курепин, М.Ю. Сербиновский // Современные наукоемкие технологии.. – 2017. – № 10. – 2017. – С. 19–25.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НАРУЖНЫХ КОРПУСОВ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

А.В. ЛЫКОВ, Ю.В. ГУСЕВ, А.С. БАРМИНСКИЙ, С.А. ИВАНОВ, В.В. НАЗАРОВ
(ПАО «Силовые машины», ЛМЗ, СКБ «Турбина», г. Санкт-Петербург, Россия)

В настоящее время основная доля электроэнергии в мире вырабатывается на тепловых и атомных электростанциях, где применяются паровые турбины разных типов и мощностей.

ПАО «Силовые машины» – крупная энергомашиностроительная компания, которая стремится занять первое место на рынке энергетического оборудования России и СНГ и быть ключевым игроком на мировом рынке. ПАО «Силовые машины» обладает богатейшим опытом, а также компетенцией в области проектирования и изготовления энергетического оборудования, в том числе и паровых турбин разных типов и мощностей, которые применяются на тепловых и атомных электростанциях.

Повышение начальных параметров пара является одним из путей увеличения единичной мощности и экономичности паровых турбин. Поэтому становятся актуальными вопросы, которые связаны с исследованием теплового состояния основных узлов паровых турбин, в первую очередь корпусов и роторов турбин. Кроме того, повысить единичную мощность турбины можно путем увеличения расхода пара, что в свою очередь приводит к увеличению массогабаритных показателей турбоустановки в целом. При всем этом особое значение приобретает определение температурных деформаций и перемещений деталей цилиндров высокого и среднего давления, которые необходимо знать для назначения оптимальных радиальных и осевых зазоров по проточной части турбины. Они оказывают значительное влияние на показатели надежности и экономичности всей турбины в целом.

Роль натурных испытаний

Определение температурных деформаций и перемещений цилиндров – трудная инженерная задача, для решения которой должно быть проведено комплексное расчетно-экспериментальное исследование. Главная трудность заключается в необходимости исследования всех возможных режимов эксплуатации, включая пуск и остывание. При остывании турбины трудновыполнимой задачей является определение влияния перераспределения тепла от внутренних элементов на тепловое состояние турбины в целом.

Сотрудниками СКБ «Турбина» уделяется большое внимание этим вопросам. Например, для определения оптимального распределения радиальных зазоров проточной части по условиям высокой надежности и экономичности при вводе в эксплуатацию новой турбины К-660-247 для ТЭС «Сипат» (рис. 1) проведено уникальное комплексное исследование температурного состояния ЦСД и его деформации.

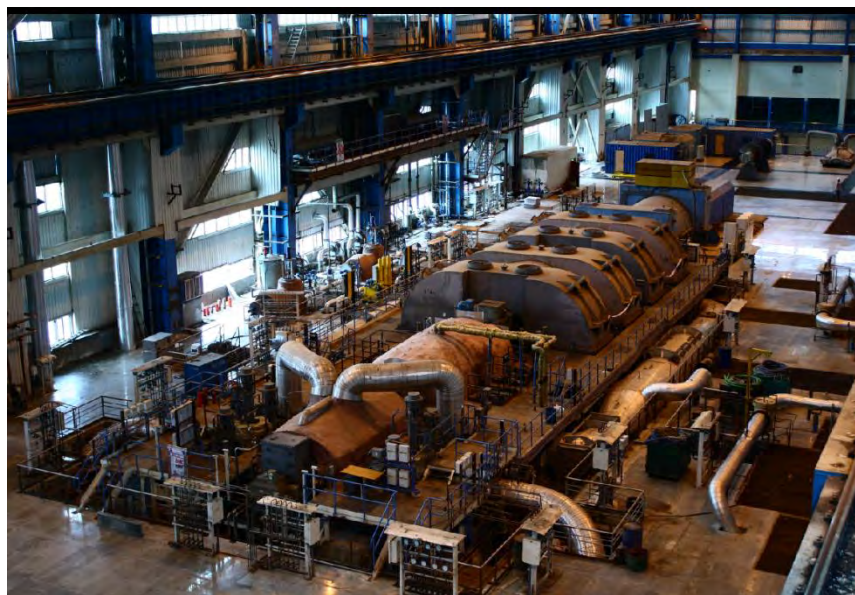


Рис. 1. Вид смонтированной турбины К-660-247

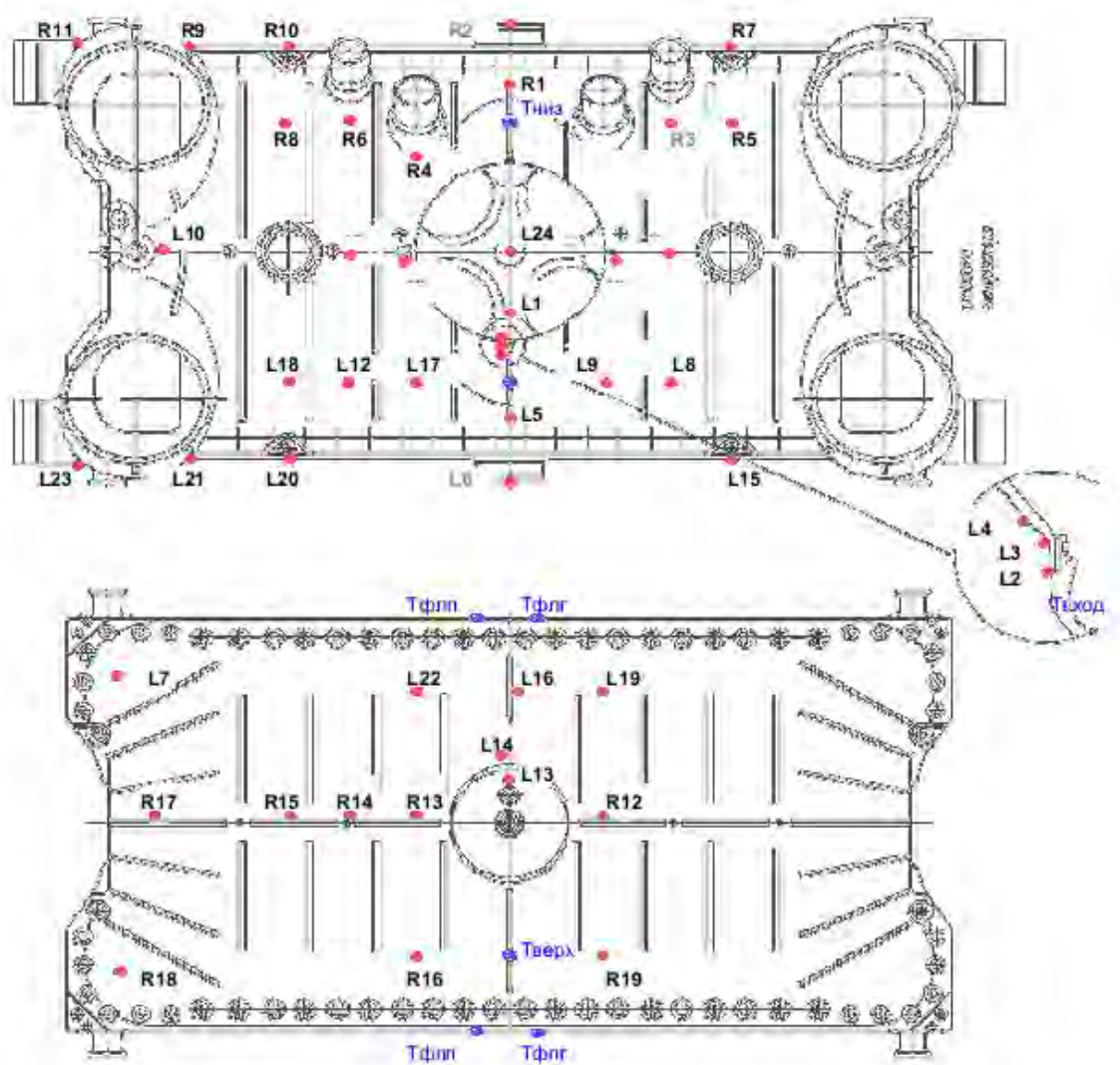


Рис. 2. Места установки дополнительных (красный цвет) и штатных (синий цвет) термопар на поверхности ЦСД

Комплексное исследование включало в себя:

- 1) определение температур поверхности ЦСД с помощью экспериментальной системы температурного контроля, состоящей из дополнительно установленных поверхностных термопар и регистрирующих приборов;
- 2) оценку теплового прогиба ЦСД по результатам замеров высотного положения реперных точек на горизонтальном разъеме цилиндра оптическим и гидростатическим методами;
- 3) замеры поперечных и продольных тепловых перемещений опорных и средних лап ЦСД;
- 4) обследование температур наружных поверхностей тепловой изоляции цилиндра и неизолированных лап цилиндра, а также выносных опор с помощью инфракрасной фотосъемки.

По причине разного рода погрешностей выполненные замеры вертикальных перемещений дают только качественную картину температурной деформации цилиндра, но не позволяют дать достаточно точную количественную оценку перемещений. Однако количественная оценка перемещений может быть получена путем моделирования температурного состояния корпуса на интересующем режиме с помощью современных программных средств, например, таких как ANSYS Workbench, для чего необходимо располагать экспериментальными данными.

Поэтому стоит особо отметить совершенно уникальное экспериментальное исследование температурных полей наружного корпуса ЦСД. С этой целью проведено термометрирование цилиндра, для чего на его поверхности дополнительно установлено 45 термопар (рис. 2).

Во время пусконаладочных работ специальные приборы непрерывно фиксировали показания всех дополнительных термопар с шагом 1 мин. Полученные данные в дальнейшем были использованы для оценки численных значений вертикальных перемещений корпуса.

Кроме того, было произведено обследование теплового состояния передних и задних лап, а также выносных опор наружного корпуса ЦСД (рис. 3).

В целом температуры поверхностей передних и задних лап ЦСД при работе турбины на номинальной нагрузке соответствуют расчетному значению.

Роль теоретических исследований

Все теоретические расчеты, проведенные в рамках данной работы, выполнены с помощью программного комплекса ANSYS Workbench. Конечно-элементная модель представляет собой половину наружного корпуса ЦСД (рис. 4).

Для моделирования силовых и температурных взаимодействий между верхней и нижней половиной корпуса был смоделирован контакт по горизонтальному разъему фланцев. Были смоделированы шпильки для учета влияния их затяга на корпус. Заданы свойства материалов.

Заданы граничные условия:

- коэффициенты теплоотдачи;
- температуры по внутренним поверхностям;
- давления.

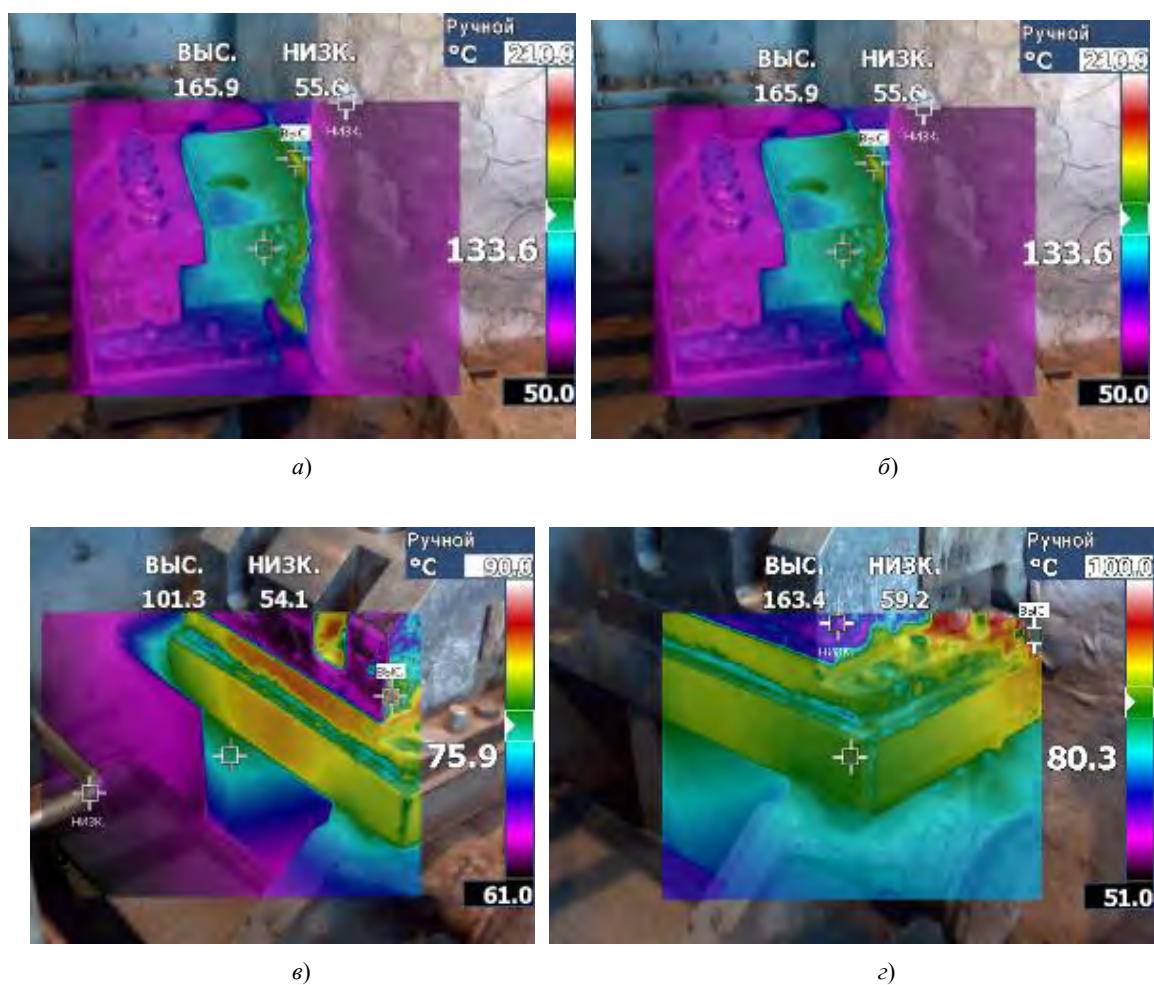


Рис. 3. Температуры поверхностей задних (а) и передних (б) лап ЦСД и выносных опор (в, г)

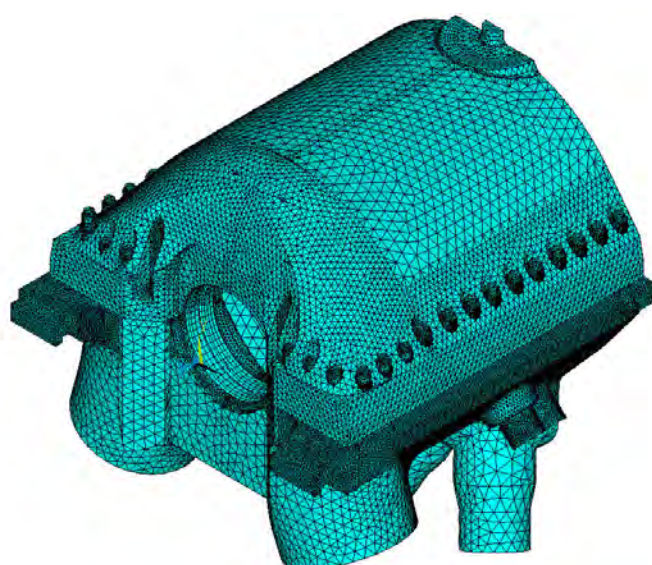


Рис. 4. Конечно-элементная модель наружного корпуса ЦСД

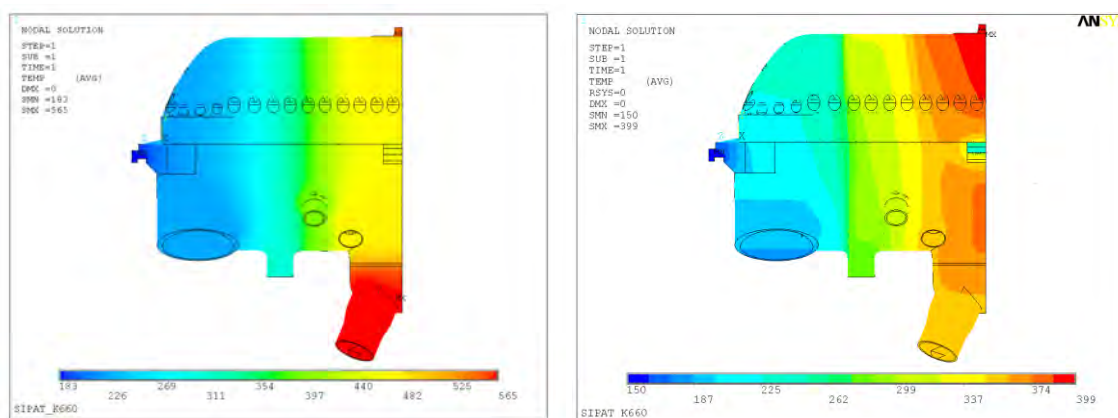


Рис. 5. Температурные поля наружного корпуса ЦСД:
а – на номинальном режиме; б – на режиме остывание через 24 часа после останова

При проведении расчётов были учтены нагрузки от собственного веса наружного корпуса и веса внутренних элементов, от разницы давления пара между отсеками, а также нагрузки, моделирующие давление пара в патрубках подводов и отборов, приложенные на гранях отсеченных патрубков подвода и отбора пара.

В зоне паровпуска заданы условия симметрии по поперечной вертикальной плоскости, что позволяет рассматривать половину корпуса с целью экономии вычислительных ресурсов.

В качестве наиболее показательных режимов работы для исследования приняты режим номинальной стационарной нагрузки и режим остывания через 24 часа после останова.

На основе экспериментальных данных получены температурные поля на номинальном режиме и режиме остывания через 24 часа (рис. 5).

Далее по полученным температурным полям определены характер и численные значения прогибов корпуса на номинальном режиме и режиме остывания. Полученный опыт позволил в дальнейшем оценить температурное состояние, а также характер и численные значения прогиба на других турбинах.

Особый интерес представляет определение температурных деформаций и перемещений на нестационарных режимах, в том числе на режиме остывания после останова. Особенность режима остывания заключается в том, что запасенная во внутренних элементах теплота постепенно передается наружному корпусу, характер деформации и численные значения вертикальных перемещений которого при этом изменяются.

Для оценки температурных полей и величин прогибов на режиме остывания требуется проведение расчетов трехмерных моделей цилиндров с внутренними элементами в нестационарной постановке задачи. В качестве примера на рис. 6 представлена геометрическая трехмерная модель наружного корпуса ЦВСД и внутренних элементов *K-130-12,8*, которая была разработана сотрудниками СКБ «Турбина» для проведения таких расчетов.

Результаты расчета температурного поля наружного корпуса ЦВСД и внутренних элементов на стационарном номинальном режиме работы (рис. 7) служат исходными данными для последующей оценки режима остывания.

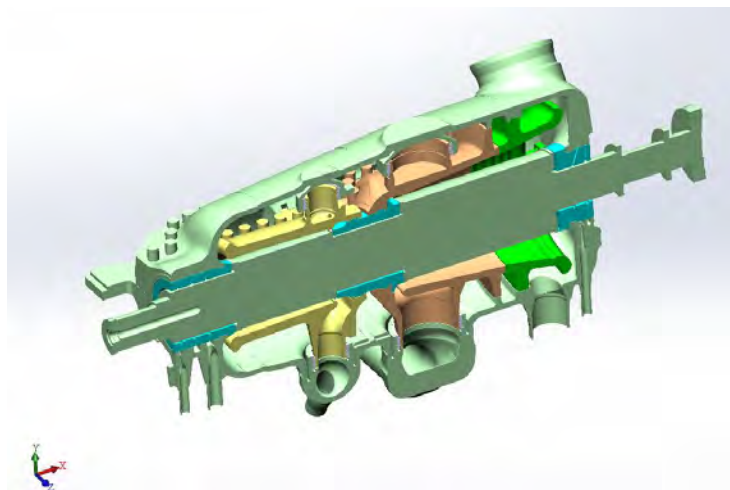


Рис. 6. Геометрическая модель корпуса ЦВСД К-130-12,8 с внутренними элементами

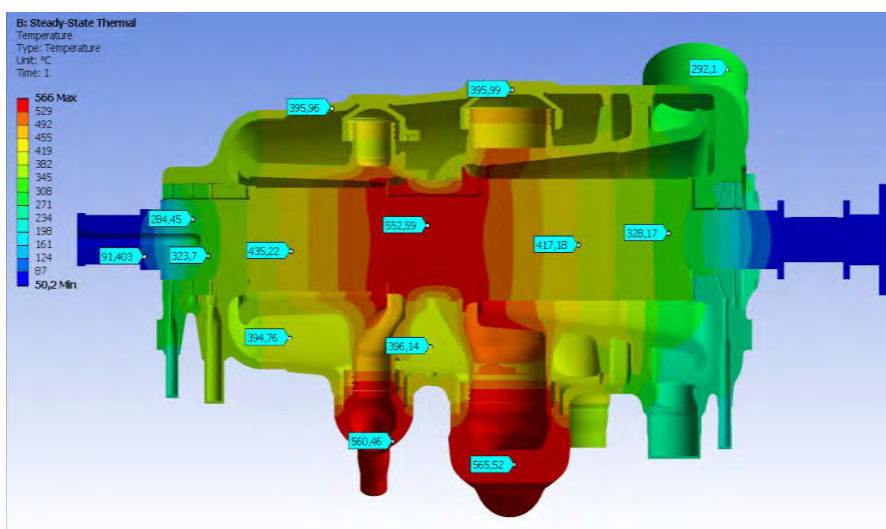


Рис. 7. Результаты расчета температурного поля на стационарном номинальном режиме работы наружного корпуса ЦВСД и внутренних элементов

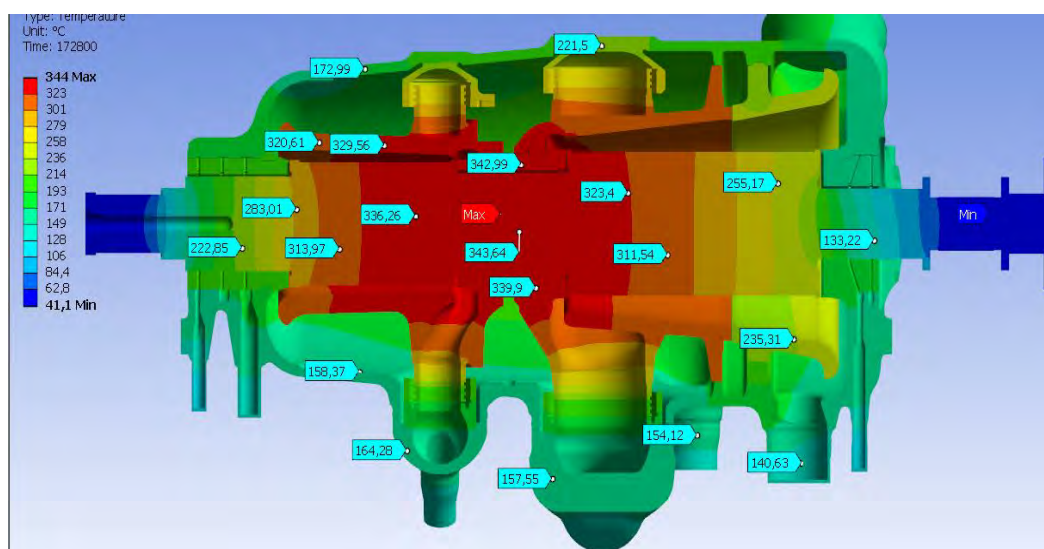


Рис. 8. Температурное поле наружного корпуса ЦВСД и внутренних элементов для режима остывания через 48 часов после останова

Пример температурного поле наружного корпуса ЦВСД и внутренних элементов для режима остывания через 48 часов после останова представлен на рис. 8.

Далее на основе полученных температурных полей наружного корпуса ЦВСД и внутренних элементов проводятся расчеты осевых и вертикальных тепловых перемещений наружного корпуса ЦВСД на стационарном номинальном режиме работы и для режима остывания через 48 часов после останова.

Полученные результаты используются при назначении оптимальных радиальных зазоров по проточной части, оказывающие большую роль на экономичность, а также надежность работы турбины.

Большое значение при проведении подобных расчетов играют правильно заданные граничные условия, определяющие точность проводимых расчетов. Поэтому роль натурных испытаний остается очень важной. Только совместное расчетно-экспериментальное исследование вертикальных перемещений может обеспечить задание минимальных зазоров по проточной части турбины.

Выводы

Создание новых высокоэффективных турбин большой единичной мощности ставит остро вопрос назначения минимальных зазоров проточной части, что при больших габаритах цилиндров и высоких начальных параметрах пара невозможно без подробного расчета возможных температурных деформаций корпусных деталей. Вместе с тем теоретические расчеты отдельных нестационарных режимов и режима остывания требуют проверки и уточнения по результатам фактического изменения температур металла.

Полученные результаты исследований демонстрируют исключительную значимость натурных испытаний турбины. При вводе в эксплуатацию новых турбин или отдельных узлов необходимо проводить полный комплекс исследовательских мероприятий для получения достоверных данных и определения путей дальнейшей оптимизации проектных решений.

О ВАЖНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ПАЙКИ СТЕЛЛИТОВЫХ ПЛАСТИН НА ВХОДНЫХ КРОМКАХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

А.В. ПИКЕЛЬ, А.В. БЕЛЯКОВ (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

В процессе эксплуатации паровых турбин с рабочими лопатками (РЛ), имеющими противэрозионную защиту из пластин (накладок) из кобальтового стеллита ВЗК, припаяваемых на входные кромки лопаток, после 80–100 тыс. ч эксплуатации происходит их отрыв. При этом отрыв стеллитовых пластин, зачастую, приобретает массовый характер. Однако следует отметить, что на ряде РЛ многих турбин защитные стеллитовые пластины сохраняются достаточно долго. Примером этому могут служить РЛ РНД турбины К-200-130 ЛМЗ (ст. № 1) филиала «Шатурская ГРЭС» ПАО «Юнипро», которые имеют наработку более 240 тыс. ч, не имея ни одной оторванной стеллитовой пластины за всё время эксплуатации.

Визуально-измерительный контроль входных кромок РЛ со стеллитовыми пластинами показывает, что некоторые стеллитовые пластины либо не имеют припоя между поверхностями пайки стеллитовых пластин и РЛ, либо площадь спая настолько минимальна, что стеллитовые пластины можно отрывать пальцами руки. Некоторые стеллитовые пластины просто держатся пакетами, которые припоем соединены через торцевые поверхности. Так, при проведении ВИК РЛ 29-й ступени турбины ПТ-65/75-130/13 ЛМЗ Барнаульской ТЭЦ-2 было удалено руками 123 стеллитовые пластины.

Анализ большого количества оторванных стеллитовых пластин показал, что имеет место выработка припоя ПСр45, т. е. слой припоя остаётся на поверхности стеллитовой пластины, а на поверхности РЛ припой отсутствует, поверхность припоя имеет чёрный цвет, что, в свою очередь, указывает на процесс окисления по границе «припой стеллитовой пластины – поверхность РЛ». На рис. 1 представлена фотография входной кромки одной из РЛ 30-й ступени турбины ПТ-65/75-130/13 ЛМЗ (ст. № 5) в период аварийного останова 23.03.2015 (Филиал «Ярославская ТЭЦ-2» Управления по Верхне-Волжскому региону ОАО «ТГК-2») из-за нарушений состояния питательной воды.

Что же приводит к такому виду повреждения: условия эксплуатации, химический состав припоя, несоблюдение параметров технологического процесса пайки? Все эти вопросы были в зоне внимания работы, проводимой авторами доклада, особой задачей которой является то, что эксплуатирующим станциям необходимо разработать рекомендации по определению предельного состояния с точки зрения качества припаянного слоя, чтобы предотвратить неприятности, которые возникают в процессе отрыва стеллитовых пластин.



Рис. 1. Входная кромка рабочей лопатки 30-й ступени турбины ПТ-65/75-130/13 ЛМЗ (ст. № 5) в период аварийного останова 23.03.2015 (Филиал «Ярославская ТЭЦ-2»)

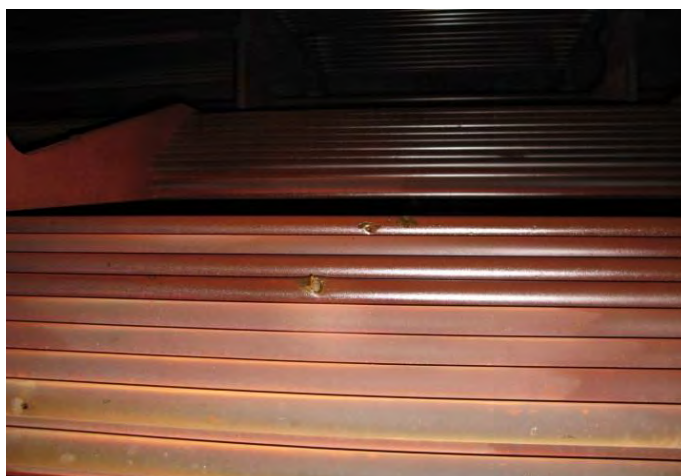


Рис. 2. Крупные повреждения конденсаторных трубок от отслоенных титановых пластин



Рис. 3. Повреждения конденсаторных трубок оторванными титановыми пластинами (на переднем плане повреждение трубки охлаждения с застрявшей в материале трубки пластины ВЗК)



Рис. 4. Общий вид из секций конденсаторных трубок охлаждения с повреждениями от оторвавшихся стеллитовых пластин

В результате отрыва стеллитовые пластины, попадая в конденсатор выхлопа турбины, пробивают латунные трубки охлаждения, что приводит не только к нарушению системы охлаждения, но и ухудшению качества питательной воды, а также к отсутствию эффективной защиты от ударно-капельной эрозии входных кромок рабочих лопаток. На рис. 2–4 приведены фотографии с повреждёнными трубками конденсаторов системы охлаждения от ударного воздействия стеллитовых пластин.

На рис. 5 приведена фотография с фрагментами поврежденных трубок и найденных в конденсаторе стеллитовых пластин (в том числе и застрявшие в трубках) после отрыва от входных кромок рабочих лопаток 30-й ступени турбины ПТ-65/75-130/13 ЛМЗ (ст. № 5) Ярославской ТЭЦ-2.

Для устранения аварийных последствий такого рода необходимо выводить турбину в ремонт и, как минимум, заглушать трубки охлаждения конденсатора, что, естественно, снижает эффективность охлаждения конденсаторной батареи.



Рис. 5. Фрагменты поврежденных трубок и найденные в конденсаторе стеллитовые пластины (в том числе и застрявшие в трубках) после отрыва от входных кромок рабочих лопаток 30-й ступени турбины ПТ-65/75-130/13 ЛМЗ

С другой стороны, замена поврежденных трубок связана со значительными временными и материальными затратами ремонта и простоя турбоагрегата в период ремонта.

Исходя из изложенного выше, работа по определению качества припайки стеллитовых пластин к РЛ и контроля состояния припайки в процессе эксплуатационного периода является весьма актуальной.

Для решения этой проблемы необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать методику контроля качества припайки стеллитовых пластин с мобильной приборной частью для осуществления периодического контроля при эксплуатации РЛ;
2. Оптимизировать технологический процесс пайки стеллитовых пластин к РЛ по температурно-временному циклу;
3. Ужесточить нормы контроля качества припайки стеллитовых пластин*, исходя из 100%-ного контроля и расположения допустимых дефектов и их количества.

* Технологическая инструкция ТИ 05777905.25080.00001. Припайка защитных пластин к рабочим лопаткам паровых турбин [Текст]. – С.Пб.: ОАО «Завод турбинных лопаток», 2000.

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ПЛАНИРОВАНИЯ И КОНТРОЛЯ В ОБЛАСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

А.А. ГУК (ПАО «ФСК ЕЭС», г. Москва, Россия)

(Тезисы)

- Общие сведения о производственных мощностях ПАО «ФСК ЕЭС» по техническому диагностированию.
- Нормативные документы, регламентирующие выполнение диагностических работ на объектах Единой национальной (Общероссийская) электрическая сеть (ЕНЭС).
- Системы планирования технического обслуживания и ремонта (ТОиР).
- Оценка технического состояния электросетевого оборудования.
- Протоколирование результатов испытаний.
- Автоматизированный учет результатов испытаний и средств технического диагностирования в системах планирования.
- Автоматизированные системы мониторинга и технического диагностирования.

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ 1

«Современные решения по управлению энергосистемой»

Никифоров А.А., Полуэктова Н.А. Проведение инспекционного контроля оборудования, участвующего в рынке системных услуг	6
Султанов М.Б. Методы создания интеллектуальной информационной системы поддержки принятия решений	15
Султанов М.Б. Использование метода анализа иерархий при принятии управленческих решений в многоуровневых, распределенных энерготехнических системах	21
Суворов Е.С., Герасимов А.С., Смирнов А.Н., Шескин Е.Б., Касьянов С.Е. Обеспечение надежности функционирования единой энергетической системы России в процессе интеграции ветроэнергетических и фотоэлектрических установок.....	22
Мирзаахмедов Д.М. Методы, модели и алгоритмы оптимального решения задач информационной системы управления энергосбережением.....	30
Мирзаахмедов Д.М. Оптимизация потребления энергетических ресурсов.....	34

СЕКЦИЯ 2

«Технические решения, направленные на повышение КПД энергетического оборудования»

Менделеев Д.И., Марьин Г.Е. Факторы, влияющие на возможность выработки блоком ПГУ заданной мощности и выполнение заданного графика электрической нагрузки	36
Марьин Г.Е., Менделеев Д.И. Подвод различных веществ в проточную часть для повышения энергетических характеристик ГТУ	41
Вагин М.А., Деминов А.М., Брезгин В.И., Ямалтдинов А.А. Методы повышения КПД энергетических установок на АО «УТЗ»	46
Водениктов А.Д. Модернизация систем охлаждения вспомогательного оборудования с использованием вихревых энергоразделителей.....	54
Ларков А.В. Методика и программа расчета распылительного деаэратора.....	59
Автандилян В.А. Модернизация энергоблока № 5 Разданской ТЭС с газотурбинной надстройкой по сбросной схеме.....	69
Межов Е.А., Цепенко А.И., Петров О.В., Какорин И.В., Квривишвили А.Р., Тодорович А.В., Волохов А.В. Реконструкция котлов ПК-38 Назаровской ГРЭС с повышением нагрузки до номинальной	77
Филиппов П.С., Рыжков А.Ф. Термодинамический анализ влияния воздушного режима ПГУ-ВЦГ на эффективность работы верхнего цикла.....	83
Осипов А.В., Липчанский А.А. Прямоточный паровой котёл П-20-17,9 для паротеплового воздействия на нефтяные пласты	91
Латыпов А.М., Процкий В.Р., Хрушков И.И. Повышение охлаждающей способности градирен ТЭС с использованием аэродинамических завихрителей.....	100
Есин С.Б., Трифонов Н.Н., Сухоруков Ю.Г., Егоров П.В. Исследование бездеаэрационной тепловой схемы и её оборудования при переменных режимах работы энергоблока	107
Малыгин П.В., Левина Е.Ю. Очистка теплоэнергетического оборудования биоорганическими композициями	113

Складчиков С.А., Процкий В.Р., Мотро М.Я., Такташев Р.Н. Математическое моделирование течения газов в железобетонной дымовой трубе на ТЭЦ	122
Плешанов К.А., Стерхов К.В., Князьков В.П., Квришвили А.Р. Исследование особенностей пуска котла ПК-114	131
Стерхов К.В., Плешанов К.А. Разработка рекомендаций по проектированию испарительного контура для вертикального котла-утилизатора с естественной циркуляцией	136
Проскурин Ю.В., Росляков П.В., Ионкин И.Л., Стерхов К.В., Плешанов К.А. Энергоэффективный водогрейный котел на сырой нефти	144
Бокучава Н.Ю., Терентьев А.В. Автоматизированный комплекс для измерений структурно-кинематических параметров влажно-паровых потоков в модельных и натурных турбинах	152
Бабкин В.А. Снижение энергоемкости и повышение энергоэффективности на объектах ТЭК	160
Шапошников Е.В. Применение метода электрической аналогии для изучения теплопроводности и получения данных тепловой мощности петротермальной скважины	168
СЕКЦИЯ 3 «Экология энергетики и ВИЭ»	
Никитин А.Д., Рыжков А.Ф. Получение активированного угля для очистки дымовых газов ТЭС	173
Каграманов Ю.А., Рыжков А.Ф., Осипов П.В., Тупоногов В.Г. Экспериментальные исследования свойств сорбента на основе оксида цинка	177
Ларина О.М., Зайченко В.М. Поведение тяжелых металлов и серы в составе осадков сточных вод при пиролизе	185
Тебуев В.В. Фотоэлектрическая атомная батарея	186
Юсупов Д.Т. Очистка отработанного трансформаторного масла от механических примесей	192
СЕКЦИЯ 4 «Современные топливные технологии»	
Яганов Е.Н., Аглиулин С.Г., Наумов Ю.И., Николаев С.Ф., Волобуев А.Н. Безмазутные растопки пылеугольных котлоагрегатов на примере электростанций ПАО «Иркутскэнерго»	196
Степованый В.Г. Некоторые пути оптимизации технологических процессов промышленного получения СПГ	204
Ральников П.А., Абаимов Н.А., Рыжков А.Ф. Исследование процесса поточной газификации каменного угля в среде O_2 - CO_2 с использованием численных методов моделирования	207
Крысанова К.О., Зайченко В.М., Крылова А.Ю. Влияние гидротермальной карбонизации на торф	209
Лавренев В.А., Зайченко В.М. Особенности процесса двухстадийной пиролитической переработки древесных отходов в синтез-газ	212
Кондрашенко С.И., Прибытков И.А. Исследование аэродинамических характеристик струй, атакующих плоскую поверхность	213
Илфатов С.А. Анализ методов определения калорийности природного газа	215

Сычёв Г.А., Зайченко В.М. Особенности реализации процесса торрефикации на примере экспериментального образца ОИВТ РАН.....	220
---	-----

СЕКЦИЯ 5

«Автоматизированные комплексы, АСУТП, приборы»

Карась В.М., Лаптев С.В. Особенности системы автоматического регулирования прямоточного парового котла Пп-1900-25,8-568/568 КТ для ТЭС Лонг Фу (Вьетнам).....	221
Прибылов В.Г., Вендланд Л.Е., Пугачук А.С. Численное моделирование динамических характеристик газотурбинного двигателя.....	225
Газетдинов А.С., Бородкин П.Г., Хренников Н.Н. Расчетно-экспериментальное исследование функционалов нейтронного поля для использования при мониторинге параметров радиационной нагрузки на корпусе реактора ввэр-1200.....	233
Фёдоров К.Ю., Теличко М.Т., Бугаев А.И., Поморцев И.С. Прибор определения наличия натрия индуктивный (ПОННИ), применяемый на энергоблоке БН-600 Белоярской АЭС.....	234

СЕКЦИЯ 6

«Обеспечение надежности и безопасности работы, диагностирование и мониторинг технического состояния энергетического оборудования»

Амбражак С.А., Амбражак И.В., Беляков А.В. Применение технологии электроискрового легирования для ремонта паровых турбин и разработка конструкции рабочей лопатки последней ступени турбин ХТГЗ мощностью 300 и 500 МВт формированием электроискрового покрытия на входных и выходных кромках	242
Т.П. Пшеченкова. Магнитная ферритометрия для повышения надежности котлов с пароперегревателями из аустенитных сталей	248
Макарова Е.А., Рацук Н.Н., Сафонов И.А., Лежнева Е.Ф., Харина И.Л. Исследование коррозионной стойкости многослойных металлических материалов, получаемых сваркой взрывом	256
Деомидова Ю.А., Тарадай Д.В. Оценка влияния различных факторов на напряженное состояние и усталостную прочность роторов низкого давления паровых турбин	260
Малахов Е.А., Беляков А.В. Повышение абразивной стойкости рабочих и направляющих лопаток цилиндров высокого и среднего давления путем нанесения электроискрового покрытия	269
Мизитов К.В., Бухарин И.И., Сафонов И.А., Корнеев А.А., Корнеев А.Е. Исследование скорости роста кристаллов магнетита в имитаторах трещин в воде высоких параметров.....	273
Кондратьев А.В., Птахин А.В., Корлякова Е.Ю. Экспериментальная оценка термического сопротивления оребренной стенки.....	279
Евдокимов Е.К., Сафонов И.А., Харина И.Л., Бухарин И.И. Исследование коррозионного поведения конструкционных материалов и защитных покрытий применительно к условиям пребывания оборудования с ОЯТ РБМК-1000 и ХОТ на площадках АЭС	285
Скурихин А.В., Костановский А.В. Расчетно-экспериментальное определение теплопроводности теплоизоляционных материалов с добавками термовермикулита	291

Кожемятов К.Ю., Булавка Ю.А. Анализ практического опыта эксплуатации теплообменного оборудования на нефтеперерабатывающем заводе	299
Хвесько А.А., Деминов А.М., Кшесинский Д.С., Степанов М.Ю., Шibaев Т.Л. Центровка турбоагрегатов как фактор их безотказной и надежной работы.....	305
Курепин М.П., Сербиновский М.Ю. Моделирование напряженно-деформированного состояния котельных экранов с их поясами жесткости и опорно-подвесной системой	313
Лыков А.В. Исследование температурных деформаций наружных корпусов мощных паровых турбин	321
Пикель А.В., Беляков А.В. О важности определения состояния пайки стеллитовых пластин на входных кромках рабочих лопаток паровых турбин	328
Гук А.А. Современные системы планирования и контроля в области технического диагностирования.....	332