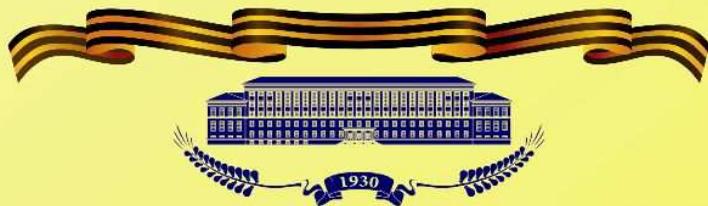


70-ЛЕТИЮ ВЕЛИКОЙ ПОБЕДЫ ПОСВЯЩАЕТСЯ



ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

ЭНЕРГИЯ-2015

ДЕСЯТАЯ
МЕЖДУНАРОДНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ
И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ

21-23 апреля 2015 г.
г. Иваново

ТОМ 1

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ В.И.ЛЕНИНА»

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

«ЭНЕРГИЯ-2015»

ДЕСЯТАЯ
МЕЖДУНАРОДНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ
И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ

г. Иваново, 21-23 апреля 2015 г.

МАТЕРИАЛЫ КОНФЕРЕНЦИИ

ТОМ 1

ИВАНОВО

ИГЭУ

2015

УДК 620 + 621 + 628

ББК 31

Т 34

Теплоэнергетика. Энергия-2015. Десятая международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых, 21-23 апреля 2015 г., г. Иваново: материалы конференции. – Иваново: ИГЭУ, 2015. – В 7 т. Т. 1– 208 с.

ISBN 978-5-00062-071-7

ISBN 978-5-00062-075-5 (Т.1)

Доклады студентов, аспирантов и молодых учёных, помещенные в сборник материалов конференции, отражают основные направления научной деятельности в области теплоэнергетики и высшего профессионального образования.

Сборник предназначен для студентов, аспирантов и преподавателей вузов, интересующихся вопросами теплоэнергетики.

Тексты докладов представлены авторами в виде файлов, сверстаны и при необходимости сокращены. Авторская редакция сохранена.

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

Председатель Оргкомитета: проректор по научной работе, д.т.н., проф. **В.В. ТЮТИКОВ**.

Зам. председателя: Макаров А.В., начальник управления НИРС и ТМ.

Члены оргкомитета по направлению: декан теплоэнергетического факультета к.т.н., доц. **С.Б. ПЛЕТНИКОВ**, зав. кафедрой Тепловых электрических станций д.т.н., проф. **Е.В. БАРОЧКИН**, зав. кафедрой Химии и химических технологий в энергетике к.т.н., доц. **Н.А. ЕРЁМИНА**, зав. кафедрой Промышленной теплоэнергетики д.т.н., проф. **В.П. СОЗИНОВ**, профессор кафедры Автоматизации технологических процессов к.т.н., проф. **А.В. КОНДРАШИН**, зав. кафедрой Теоретических основ теплотехники д.т.н., проф. **В.В. БУХМИРОВ**, зав. кафедрой Паровые и газовые турбины к.т.н., доц. **А.Л. ВИНОГРАДОВ**, заместитель декана ТЭФ по научной работе доц. **Н.Н. СМИРНОВ**, инженер **Д.А. ЛАПАТЕЕВ**, инженер **Ю.С. КОЛОСОВА**

Секция 1. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

*Председатель секции
зав. кафедрой «Тепловые электрические станции»
д.т.н., проф. Е.В. Барочкин
Секретарь секции к.т.н., доцент А.Е. Барочкин*

*М.В. Конюшин, асп.; рук. В.В.Сергеев д.т.н., доц.
(ФГАОУВО «СПбГПУ», г. Санкт-Петербург)*

О КЛАССИФИКАЦИИ МЕТОДОВ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЭЦ

В настоящее время в связи с реструктуризацией энергетики существенно изменились условия функционирования тепловых электрических станций [1]. Это обусловлено тем, что произошел переход генерирующих мощностей в собственность территориальных генерирующих компаний с выделением конкурентного сектора электроэнергетики, работающего в соответствии с законами рынка, т.е. законами спроса и предложения [2].

С учетом произошедших изменений, генерирующие компании заинтересованы в максимизации прибыли от продажи электроэнергии, которая может быть достигнута путем оптимального управления тепловыми электрическими станциями.

Таким образом, можно сформулировать следующий вывод - исследования вопросов об оптимальном управлении, т.е. оптимизации режимов работы тепловых электрических станций актуальны для современного этапа развития энергетики.

Исследования в данных вопросах, достаточно широко освещены в литературе. В качестве примера, можно привести следующие источники - [3,4].

В настоящий момент, исследования в вопросах оптимизации режимов работы тепловых электрических станций проводятся в таких организациях как: Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН; ИГЭУ; ТПУ и др.

Как отмечают все авторы, в настоящий момент не до конца решена задача оптимизации режимов работы теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), где помимо электрической энергии, потребителю отпускается тепловая энергия.

Стоит отметить, что при анализе исследований различных авторов, было обнаружено, что в них слабо освещаются вопросы оптимизации режимов работы ТЭЦ с учетом реального изменения состава теплообменного оборудования и тепловой схемы станции.

Для решения данной задачи на первоначальном этапе необходимо классифицировать разработанные методы оптимизации режимов работы ТЭЦ, представленные в литературе. Путем использования классификации, можно структурировать информацию о разработанных методах и понять, в каком направлении решения задачи необходимо проводить исследования.

Такого рода классификацию можно разработать, основываясь на нескольких критериях:

- исходные данные (какие данные использованы, какие варьируемые параметры);
- состав турбоустановки (модель турбоустановки);
- ограничения, накладываемые на модель (какие стоят ограничения, как учитывать ограничения);
- состояние тепловой схемы (переключения в тепловой схеме, вывод оборудования из работы и др.);
- подход к моделированию режимов работы.

В качестве примера классификации методов оптимизации, остановимся на последнем пункте.

Как видно из представленных в литературе данных, подход к моделированию режимов работы у различных авторов выражается путем использования различных методов: численного моделирования; энергетических характеристик оборудования; баз данных, содержащих информацию о режимах работы станции и характеристик относительных приростов (ХОП).

Таким образом, путем классификации методов оптимизации режимов работы ТЭЦ, можно прийти к выводу о разнообразии применяемых методов. Проводя анализ данных методов, можно сформулировать предположение о возможности использования или необходимости доработки того или иного подхода к решению задачи оптимизации режимов работы ТЭЦ с учетом реального изменения состава теплообменного оборудования и тепловой схемы станции.

Библиографический список

1. «Оптимизация многоступенчатых теплофикационных установок»/Жуков В.П. и др.//Вестник ИГЭУ. 2008. № 2. С. 1-4.
2. «Оптимизация режимов работы турбоустановок тепловых электрических станций с использованием характеристик относительных приростов»/Литвак В.В. и др.//Известия Томского политехнического университета. 2009. Т.314. № 4. С. 21-23.

3. «Методы оптимизации сложных теплоэнергетических установок»/ А.М. Клер и др. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1993. – 116 с.

4. **Андрющенко А.И.**, Аминов Р.З. Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций: Учеб. пособие для студентов теплоэнергетических специальностей вузов. – М.: Высш. школа, 1983. – 255 с., ил.

Т.И. Хамидуллин, аспирант; рук. Н.Д. Чичирова, д.х.н., проф.
(КГЭУ, г. Казань)

ПЕРСПЕКТИВЫ СЖИГАНИЯ ТЯЖЕЛЫХ НЕФТЯНЫХ ОСТАТКОВ

Битумы и гудроны - твёрдые или смолоподобные продукты, представляющие собой смесь углеводородов и их азотистых, кислородистых, сернистых и металлосодержащих производных.

Гудроны могут быть переработаны, например, в установках висбрекинга, битумных установках с получением тяжелых нефтяных остатков (битума, топочного мазута). Однако производство некоторых нефтепродуктов приводит к образованию серноокислых гудронов, которые утилизируются в прудах-накопителях, представляющих собой серьезную экологическую угрозу.

Процесс дальнейшего углубления переработки нефти связан с дальнейшей переработкой гудрона, что приводит, в частности, к образованию битума и нефтяного кокса.

Нефтяной кокс, как и битум также требует решения вопроса, связанного с его дальнейшей утилизацией.

Одним из способов утилизации тяжелых нефтяных остатков является использование битумов, гудронов, нефтяного кокса в качестве топлива в энергетике.

Кроме того, возможен процесс реализации замедленного коксования гудрона или битума с их газификацией и когенерацией (комплекс НПЗ «Танеко»). Также в Латвии была разработана система приготовления топлива MixOil из отходов нефтепродуктов, в том числе с использованием отработанных масел. MixOil используется как основное топливо или как добавка к основному топливу.

Также в качестве топлива для электростанций и котельных в мире используется топливо из природного битума – оримульсия - состоящее из 70% природного битума, 30% воды и 1% эмульгаторов

Успешный мировой опыт применения гудронов и битумов в электроэнергетике позволяет рассматривать возможность использования гудронов и битумов для сжигания на ТЭС России, расположенных вблизи нефтеперерабатывающих заводов.

Технические решения, призванные обеспечить безопасное и надежное сжигание тяжелых нефтяных остатков, являются востребованными.

Однако, в данном вопросе можно отметить два варианта его реализации:

- 1) Реконструкция установленного на ТЭЦ оборудования;
- 2) Новое строительство, а также расширение действующих ТЭЦ новыми парогенерирующими установками, предназначенными для сжигания тяжелых нефтяных остатков.

Каждый вопрос требует отдельного подхода. Решение вопроса реконструкции установленных на ТЭЦ котлов связано с разработкой принципиально новых подходов организации сжигания, транспортировки, эксплуатации оборудования.

Утилизация тяжелых нефтяных остатков также требует решения вопроса ценообразования на поставляемые нефтяные остатки для ТЭЦ, что связано с конкурентоспособностью получаемой на ТЭЦ электроэнергии.

Перспективами использования проведенных исследований является внедрение мирового опыта для энергоэффективного производства электроэнергии и теплоты.

А.А.Бобич, асп., м.т.н., В.Н. Романюк, д.т.н., проф.;
(БНТУ, г. Минск)

ИНТЕНСИВНОЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ТЭЦ

Высокая степень износа основных производственных фондов электроэнергетики ($\approx 60\%$), сложившаяся возрастная структура оборудования ТЭС требует скорейшей замены или реконструкции существующих генерирующих мощностей [1]. Все существующее паросиловое ТЭС на природном газе подлежат замене или реконструкции с переводом их на современные парогазовые и газотурбинные технологии.

Применение энергетических установок комбинированного цикла является основой энергетики третьего тысячелетия [2], поэтому внедрению ПГУ уделяется большое внимание на протяжении последних 20–30 лет и в ближайшие годы они останутся доминирующими в мировой энергетике [3] и по различным оценкам в обозримом будущем доля ПГУ в мировой генерации электроэнергии составит до 50%, поэтому одним из современных основных направлений технического перевооружения паротурбинных ТЭС является интеграция их с газовыми двигателями внутреннего сгорания, как поршневыми, так и газотур-

бинными, при этом наибольший эффект достигается при модернизации ТЭЦ [4–5]. При мощностях единичных установок, характерных для паротурбинных ТЭЦ, имеющих высокие начальные параметры, для перехода к парогазовой технологии наиболее целесообразна интеграция с ГТУ. Поэтому следует ожидать увеличения выработки электроэнергии на ТЭЦ при их модернизации. Вырастет доля когенерационных, нетрадиционных источников и ГЭС, что поднимает по-новому вопрос об обеспечении неравномерности графика нагрузок. Регулирование генерации осуществляется различными способами [6]. Их объединяет то, что эффективность производства электроэнергии и энергетическая, и экономическая оказывается невысокой. Неоправданно игнорируются возможности ТЭЦ в части регулирования генерации, а поскольку с переходом к парогазовой технологии их вклад в выработку электроэнергии возрастает в 3–4 раза, при той же тепловой нагрузке, использование ТЭЦ для указанной цели безальтернативно.

Поставлена задача структурно-параметрической оптимизации тепловой схемы существующих ТЭЦ высоких начальных параметров пара при переходе на парогазовую технологию. Целевой функцией оптимизации является минимум потребления топлива при выполнении экономических ограничений.

При модернизации ТЭЦ предложен системный подход, включающий комплекс мероприятий для достижения поставленных целей:

1. Интеграция ГТУ в структуру ТЭЦ одновременно по утилизационной и по сбросной схемам [7], когда требуется обеспечение надежного пароснабжения потребителей.

2. Применение ГТУ, обеспечивающих требуемый перегрев пара на всех режимах или использование паровых котлов-утилизаторов с дожигом в расщепленном потоке выхлопных газов с уменьшением прямого сжигания топлива.

3. Стабилизация параметров воздуха перед ГТУ в межтопительный период за счет абсорбционной холодильной машины [8].

4. Применение бромисто-литиевых тепловых насосов для включения рассеивания тепловой энергии с циркуляционной водой [9].

5. Применение тепловых аккумуляторов для обеспечения в отопительный период требуемой неравномерности генерации электроэнергии и покрытия тепловой нагрузки без пережога топлива [10].

В результате такой модернизации ТЭЦ и ПГУ-ТЭЦ повышается эффективность использования природного газа. Экономический эффект для Республики Беларусь определяется снижением годовой потребности импорта ПГ более 1 млн т у. т

Библиографический список

1. **Основные** положения (Концепция) технической политики в электроэнергетике России на период до 2030 г. – М.: РАО «ЕЭС России», 2008.
2. **Бойс, М.** Турбомашиностроение в следующем тысячелетии / М. Бойс // Газотурбинные технологии. – 2000. – № 5. – С. 14–19.
3. **Сигидов, Я.Ю.** Оптимизация структуры и параметров тепловых схем конденсационных парогазовых установок с котлами-утилизаторами трех давлений / автореф. дис: канд. техн. наук/ Я.Ю. Сигидов, - М.: Издательство МЭИ, 2006.
4. **Попырин, Л.С.** Эффективность технического перевооружения ТЭЦ на базе парогазовых установок / Теплоэнергетика. – 2006. – №2. – С. 34 – 39.
5. **Новикова, Т.В.** Масштабы внедрения ПГУ и ГТУ в среднесрочной перспективе / Т.В. Новикова, И.В. Ерохина, А.А. Хорошев // Газотурбинные технологии. – 2005. – №9. – С. 6 – 9.
6. **Молочко, Ф.И.** Способы регулирования нагрузки Белорусской энергосистемы после ввода АЭС / Энергетика и ТЭК. – 2011. – № 6. – С. 18–26.
7. **Романюк, В.Н.** Выбор схем парогазовых установок при модернизации паротурбинных ТЭЦ / В.Н. Романюк, А.А. Бобич, Н.А. Коломыцкая. // Энергия и Менеджмент. – 2013. – № 3. – С. 11–15.
8. **Романюк, В.Н.** Повышение эффективности ГТУ в летний период / В.Н. Романюк, А.А. Бобич, Н.А. и др. // Энергия и Менеджмент. – 2011. – № 1. – С. 18–22.
9. **Романюк, В.Н.** Абсорбционные или парокompрессионные тепловые насосы в схемах ТЭЦ / В.Н. Романюк, А.А. Бобич, С.В. Мальков. // Энергия и Менеджмент. – 2013. – № 4-5. – С. 7–10.
10. **Романюк, В.Н.** Регулирование генерации электроэнергии при повышении эффективности использования ТЭЦ / В.Н. Романюк, А.А. Бобичи др. // Известия ВУЗов и энергетических объединений СНГ. Энергетика. – 2012. – № 2. – С. 67–78.

*Ч.Оршуу, асп.; рук. О.В.Боруш к.т.н.
(НГТУ, г Новосибирск)*

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТЭЦ НА ОСНОВЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОЙ МЕТОДОЛОГИИ

Технико-экономическая эффективность работы ТЭЦ характеризуется расходами теплоэнергии на выработку электроэнергии, выработкой электроэнергии на внешнем теплоснабжении, теплофикационной выработкой электроэнергии, удельными расходами топлива по отпуску тепло- и электроэнергии и их себестоимостью [1]. При этом разделение топливных затрат производится на основе «физического» метода [1] и является в известной степени условным, что затрудняет оценку эффективности работы ТЭЦ.

При эксергетическом анализе работы ТЭЦ сравнение эффективности энергоблоков на разных режимах работы и вариантов ТЭЦ с раз-

личным составом энергооборудования производится по показателю эффективности:

$$n_z = \frac{\sum C_N N + \sum C_E E_T}{\sum \lambda_4 N + \sum \lambda_6 E_T} \quad (1.1)$$

где C_N, C_E – получаемая плата за электроэнергию и теплоэнергию; N, E_T – отпущенные потребителю электроэнергия и теплоэнергия на данном режиме работы энергоблока в составе ТЭЦ.

Таким образом, условия рыночного ценообразования учтены в предлагаемом подходе в виде прогнозируемых цен за отпускаемую электроэнергию и теплоэнергию (C_N, C_E), а эксергетический подход позволяет учесть разнесение топливных затрат на отпуск каждого вида энергопродукции удельными эксергетическими топливными затратами λ_4, λ_6 .

Эксергетический КПД в целом ТЭЦ оценивается как

$$\eta_{ТЭЦ} = \frac{\sum \eta_{4N} N + \sum \eta_{6T} E_T}{\sum N + \sum E_T} \quad (1.2)$$

где суммирование производится по всем работающим энергоблокам в составе ТЭЦ.

При этом эксергетическая эффективность и удельный расход условного топлива ТЭЦ по отпуску электроэнергии и теплоэнергии определяются по формулам:

$$\eta_{ТЭЦ}^N = \frac{\sum \eta_{4N} N}{\sum N}; \quad b_{ТЭЦ}^N = \frac{0.123}{\eta_{ТЭЦ}^N} \quad (1.3)$$

$$\eta_{ТЭЦ}^\varepsilon = \frac{\sum \eta_{6T} E_T}{\sum E_T}; \quad b_{ТЭЦ}^\varepsilon = \frac{0.123}{\eta_{ТЭЦ}^\varepsilon} \quad (1.4)$$

Электрическая нагрузка ТЭЦ составляет 383 МВт, тепловая нагрузка – 376 МВт. При этом первый энергоблок (Т₁-180/210) работает с электрической нагрузкой 180 МВт и тепловой нагрузкой – 228 МВт, а второй (Т₂-180/210) – с электрической нагрузкой 203 МВт и тепловой – 148 МВт. Эксергетический КПД по отпуску электроэнергии η_{4N} первого энергоблока 0,439 и второго энергоблока 0,398. Эксергетическая производительность сетевых установок 31 МВт и 20 МВт, а эксергетические КПД η_{6T} по отпуску теплоэнергии составляют 0,287 и 0,258.

Технико-экономическая эксергоэффективность энергоблоков составила $\theta_1 = 1,52$; $\theta_2 = 1,34$ и в целом по ТЭЦ $\theta_{ТЭЦ} = 1,42$. При

этом, технико-экономическая эксергоэффективность энергоблоков по отпуску электроэнергии и теплоэксергии $\Theta_{N1} = 1,43$; $\Theta_{N2} = 1,29$ и $\Theta_{E1} = 1,86$; $\Theta_{E2} = 1,68$. Эти значения получены при стоимости отпуски электроэнергии от ТЭЦ $C_N = 0,02$ долл./кВт.ч. с учётом данных, оцененных по [2]. На основе проведённых компьютерных расчётных экспериментов для теплофикационных энергоблоков мощностью 50 – 250 МВт получено $C_E/C_N \approx \lambda_6 / \lambda_4 = 1,86...2,3$ (среднее значение на уровне двух). Таким образом, принята цена (для ТЭЦ) C_E отпускаемой теплоэксергии 0,04 долл./кВт.ч.

Библиографический список

1. **Боруш О.В.**, Зыков С.В., Ноздренко Г.В., Ч.Оршуу., Щинников П.А. Показатели режимов работы ТЭЦ при эксергетическом анализе. - Научный вестник НГТУ. -2014. - №4 (57). - с.175-184.
2. Сценарные условия развития электроэнергетики на период до 2030 года. – Режим доступа: http://www.ranipool.ru/images/data/gallery/1_8337_usloviya_elektoenergetiki_na_period_do_2030_goda.pdf.

*Л.Ф. Голубева, асп.; рук. О.К. Григорьева к.т.н, доц.
(НГТУ, г. Новосибирск)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОТУРБИННОГО ЭНЕРГОБЛОКА ПУТЕМ НАДСТРОЙКИ ФРЕОНОВОГО КОНТУРА

Энергосбережение во всех отраслях промышленности является важнейшим фактором снижения себестоимости производства продукции и повышения её конкурентной способности. Чрезвычайно актуальными становятся вопросы использования сбросного тепла и энергии возобновляемых источников. Одним из способов эффективного использования таких энергоресурсов является генерация электрической энергии на основе паротурбинных установок (ПТУ) с низкокипящими рабочими телами (НРТ).

В предлагаемой установке конденсационной турбины с фреоновой ступенью в качестве низкокипящего вещества используется хладон HFC-134a. Ниже описывается принципиальная тепловая схема предлагаемой к исследованию установки [1].

Отработанный водяной пар после паровой турбины поступает в испаритель, представляющий собой трехступенчатый подогреватель, куда по мере движения фреоновой среды поступает сначала отработав-

ший пар после паровой турбины, затем пар с параметрами последнего регенеративного отбора, в последнюю ступень поступает пар с наивысшими параметрами. Параметры водяного пара, подаваемого в испаритель, можно изменять, выбирая регенеративный отбор паровой турбины. Фреоновый пар после испарителя поступает на одноцилиндровую одновальную фреоновую турбину. Отработанный фреон направляется в трубчатый конденсатор, установленный в сухой вентиляционной градирне, в которую подаётся атмосферный воздух. Далее сконденсировавшийся фреон подается насосом в испаритель, тем самым образовывая замкнутый фреоновый контур.

Данная установка базируется на тепловых схемах конденсационных турбин. По фреоновому циклу задается два постоянных значения, это давление острого фреонового пара и давление конденсации отработанного фреонового пара. Давление конденсации составляет $P_k=2,5$ бар, а давление острого фреонового пара на выходе из испарителя $P_o=50$ бар.

Термодинамические характеристики фреонового цикла рассчитаны на основе уравнения состояния реального газа Мартина-Хоу-Алтунина [2].

Рассматривались конденсационные турбины мощностью 200, 300, 500, 800 МВт. Расчетная мощность фреоновых турбин составила: для блока 200 МВт- 74 МВт; для блока 300 МВт- 89 МВт; для блока 500 МВт- 145 МВт; для блока 800 МВт- 217 МВт. Фреоновые турбины имеют 2 ступени. Диаметры первой и последней ступеней фреоновых турбин для конденсационных энергоблоков составили: для блока 200 МВт- 0,743 мм и 1,019 мм; для блока 300 МВт- 0,763 мм и 1,059 мм; для блока 500 МВт- 1,045 мм и 1,431 мм; для блока 800 МВт- 1,141 мм и 1,541 мм.

В предлагаемой установке без дополнительных затрат топлива, используя низкопотенциальную энергию фреонового пара, вырабатывается дополнительная электроэнергия. Причем соотношение выработки электроэнергии фреонового контура к пароводяному равняется 0,37 (на примере турбины К-200-130-7). Полученные размеры проточной части фреоновой турбины значительно меньше в сравнении с паровой турбиной той же мощности.

Библиографический список:

1. **Ноздренко Г.В.**, Григорьева О.К., Ибрагимова Л.Ф. Теплоэнергетическая установка // Свидетельство о государственной регистрации полезной модели теплоэнергетической установки № 2014117393/06(027529) от 29 апреля 2014г.

2. Алтунин В.В. Метод расчета термодинамических свойств смесей реальных газов по ограниченному количеству исходных опытных данных / В.В. Алтунин // Теплоэнергетика. – 1963. – № 4. – С. 78 – 84.

*Е.В. Кудрявцева, студ.; В.И. Шарапов д.т.н., проф.
(УлГТУ, г. Ульяновск)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК ТЭЦ

В отечественной и зарубежной теплоэнергетике основным средством противокоррозионной обработки воды на тепловых электростанциях и котельных установках служит термическая деаэрация – десорбция растворенных газов при нагреве воды до температуры насыщения водяного пара.

Технологии деаэрации существенно влияют на экономичность тепловых электростанций. Для повышения энергетически эффективной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев потоков деаэрируемой и деаэрированной воды деаэрацию воды следует проводить при минимально возможной температуре этих теплоносителей [1,2].

В традиционных технологиях пониженная экономичность работы тепловой электрической станции нередко обусловлена повышенной температурой обратной сетевой воды перед нижними сетевыми подогревателями теплофикационных турбин из-за смешения обратной сетевой воды с подпиточной водой, имеющей в течение большей части года более высокую температуру, чем обратная сетевая вода.

Для исключения этого недостатка нами предложены и запатентованы новые решения, позволяющие существенно понизить температуру деаэрированной воды, а, следовательно, – и температуру обратной сетевой воды.

Рассмотрим одно из таких решений – схему тепловой электрической станции, позволяющую повысить экономичность тепловой электрической станции путем исключения затрат пара на деаэрацию, а в качестве десорбирующего агента использовать природный газ[3].

Главная особенность изображенной на рис. 1 схемы в том, что в качестве десорбирующего агента в деаэраторе используют газ, подаваемый в горелки котла. Природный газ после редуцирующих установок имеет весьма низкую, часто – отрицательную температуру. В то же время он практически не содержит коррозионно-агрессивных газов: кислорода и диоксида углерода, благодаря чему может успешно ис-

пользоваться в качестве десорбирующего агента при деаэрации воды. Благодаря этим факторам деаэрацию в деаэраторе производят при относительно низких температурах (10-30°С).

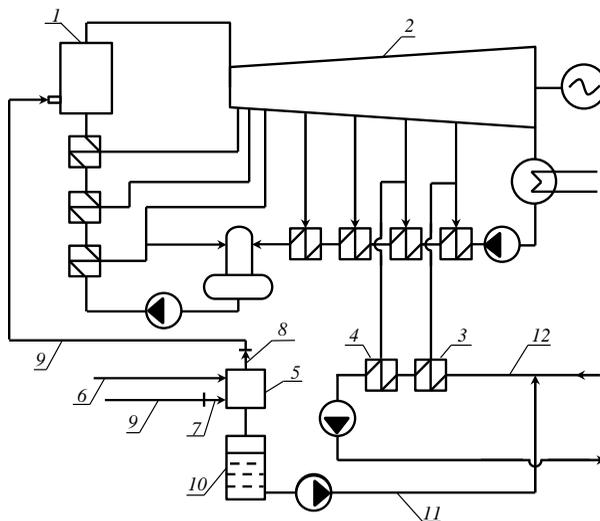


Рис. 1. Схема дегазации подпиточной воды теплосети природным газом: 1 – паровой котел, 2 – теплофикационная турбина, 3,4 – нижний и верхний сетевые подогреватели, 5 – деаэратор, 6 – трубопровод исходной воды, 7, 8 – патрубки подвода и отвода десорбирующего агента, 9 – газопровод, 10 – бак-аккумулятор, 11 – трубопровод подпиточной воды теплосети, 12 – обратный сетевой трубопровод

Смешение холодной деаэрированной подпиточной воды с обратной сетевой водой приводит к существенному понижению температуры обратной сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем, возрастанию выработки электроэнергии на тепловом потреблении и, как следствие, к повышению экономичности работы тепловой электрической станции.

Библиографический список

1. **Шарапов В.И.** Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
2. **Шарапов В.И.** Справочно-информационные материалы по применению вакуумных деаэраторов для обработки подпиточной воды систем централизованного теплоснабжения. М.: СПО ОРГРЭС. 1997. 20 с.
3. **Патент № 2537656 (Россия).** МПК F 01 K 17/00. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева// Открытия. Изобретения. Заявл. 19.07.2013, № 2013134087.

**О. В. Ильин, асп.; рук. Н.Д. Чичирова д.х.н., проф.
(КГЭУ, г. Казань)**

БЕСКОНТАКТНЫЙ ПОДХОД ИЗМЕРЕНИЯ ЭП ОСНОВАННЫЙ НА ТРАНСФОРМАТОРНОМ МЕТОДЕ

Качественная водоподготовка является необходимым условием для нормального функционирования сетей тепло и водоснабжения. Несоблюдение нормативных правил в подготовительном периоде может активизировать нежелательные химические реакции в рабочем растворе и на границе рабочий раствор/внутренняя стенка трубопровода, что приведет к усилению процессов образования накипи, отложений и коррозии, которые будут причиной перерасхода энергоресурсов и сокращения сроков эксплуатации оборудования [1]. Известно, что для решения данных проблем проводится регулярный мониторинг химического состава водного потока, поступающего в рабочий трубопровод. В рамках кондуктометрического метода это можно сделать либо непрерывным образом, либо в лабораторных условиях.

В кондуктометрии существует два подхода: в контактном рабочий электролит соприкасается с электродами измерительной ячейки, в бесконтактном электроды не интегрированы в рабочий участок измерительной ячейки, поэтому их гальванический контакт с анализируемым раствором отсутствует.

В данной работе рассматривается бесконтактный подход измерения электрической проводимости (ЭП) основанный на трансформаторном методе или методе потерь. Схема предлагаемого бесконтактного кондуктометрического преобразователя представлена на рис. 1. Он состоит из двух измерительных каналов, генератора низкой частоты 1, являющийся общим источником питания каналов измерений и измерительного прибора 22. Каждый канал включает в себя питающий трансформатор 3, 13, собранный на ферромагнитном сердечнике с обмоткой возбуждения 2, 12; жидкостной контур 5, 15; измерительный трансформатор 7, 17, собранный на ферромагнитном сердечнике с измерительной обмоткой 8, 18; выходной согласующий трансформатор напряжения 10, 20 с первичной обмоткой 9, 19 и вторичной обмоткой 11, 21.

На основе предложенной схемы была собрана лабораторная установка и проведен эксперимент в ходе которого мы наполняли ванну термостата 10 литрами обессоленной воды (исходная вода), затем подключали термостат к бесконтактному кондуктометрическому преобразователю, таким образом, что циркуляционный насос прокачивал воду через жидкостной контур, поддерживая постоянную температуру в 25°C.

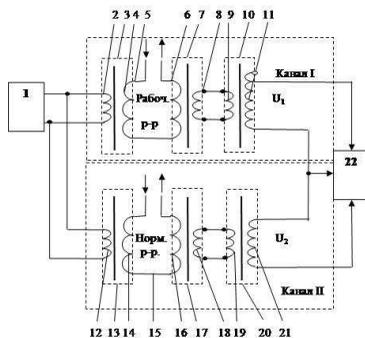


Рис.1 Схема бесконтактного кондуктометрического преобразователя.

Следующим этапом проводились замеры ЭП исходной воды при разной частоте питающей сети с целью определения её качества и значений выходного сигнала до добавления различных концентраций, рассматриваемой соли.

Программой экспериментов был исследован водный раствор NaCl с концентрацией, начиная от 1,25 мг/л с последовательным увеличением концентрации до 10 мг/л. Результаты эксперимента представлены на рис. 2

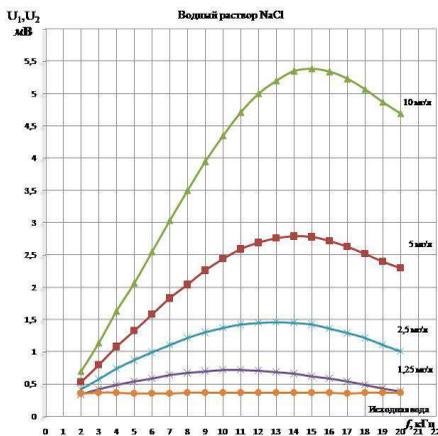


Рис.2 Результаты эксперимента на водном растворе NaCl.

Библиографический список.

1. Марченко Е.М., Пермяков А.Б., Семенова И.Ц. Метод водоподготовки для предотвращения накипи и коррозии в системах теплоснабжения промышленной энергетики // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. №(72). С. 44-48.

*А.О. Аладьина, студ.; рук. А.Е. Барочкин к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРИМЕНЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ НА ТЭС

Специфические особенности газа и продуктов его сгорания позволяют пересмотреть привычные методы утилизации тепла уходящих газов и, в частности, использовать для этих целей контактные утилизаторы тепла - контактные экономайзеры (КЭ).

Принцип действия контактных водяных экономайзеров заключается в том, что вода подогревается горячими продуктами сгорания путем непосредственного соприкосновения с ними при отсутствии разделительных стенок между теплоносителями. Поверхностью нагрева в контактном экономайзере является поверхность пленки, капель и струек воды, через которую и происходит теплообмен между газами и водой. Одновременно происходит и массообмен между теплоносителями.

Главным преимуществом контактных экономайзеров является возможность осуществления конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров и использования выделяющегося при этом тепла для нагрева воды. Поэтому эффективность применения контактного нагрева воды дымовыми газами при прочих равных условиях растет с увеличением их начального влагосодержания, зависящего от состава и влажности топлива и коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания.

Наибольший эффект применения контактных водонагревателей можно получить при работе на твердом топливе высокой влажности. Однако, некоторые виды этого топлива применяются редко (одубина, дрова), а другие (бурый уголь) содержат серу, из-за чего прямое использование воды, нагретой контактным способом, становится затруднительно. Наиболее целесообразно применение контактного нагрева воды при сжигании природного газа, продукты сгорания которого не содержат ни окислов серы, ни твердых частиц. Это позволяет обеспечить прямое использование нагретой воды в качестве исходной для водоподготовительных установок добавка основного цикла ТЭС и подпитки теплосети. Использование нагретой воды на другие цели затруднительно ввиду невысокой температуры подогрева.

Повышение К.И.Т. теоретически на 11 – 12 %, а практически на 8 – 9 % только за счет конденсации водяных паров представляется вполне достаточным для широкого практического применения контактных газовых водонагревателей.

В тоже время КЭ имеют ряд недостатков:

1. Если в поверхностных теплообменниках при применении противотока и поддержании соответствующего давления воду можно нагреть до температуры, близкой к начальной температуре дымовых газов, то в контактных водяных экономайзерах подогрев воды возможен лишь до температуры адиабатического насыщения водяных паров. Для КЭ, устанавливаемых после хвостовых поверхностей нагрева энергетических и крупных промышленных котельных агрегатов максимальная температура подогрева воды составляет 50 – 60 °С.

2. По условиям отсутствия уноса капель жидкости контактные экономайзеры работают в плёночных режимах, далеких от режима «захлабывания» (появление слоя жидкости над насадкой) при скоростях газов, не превышающих 2,5-3 м/с.

Тем не менее, интенсивность теплообмена между газами и жидкостью в КЭ порядок выше, чем в поверхностных теплообменниках при тех же скоростях движения газов. В сочетании с развитой поверхностью контакта это позволяет получить высокий удельный теплосъем с единицы объема контактной камеры.

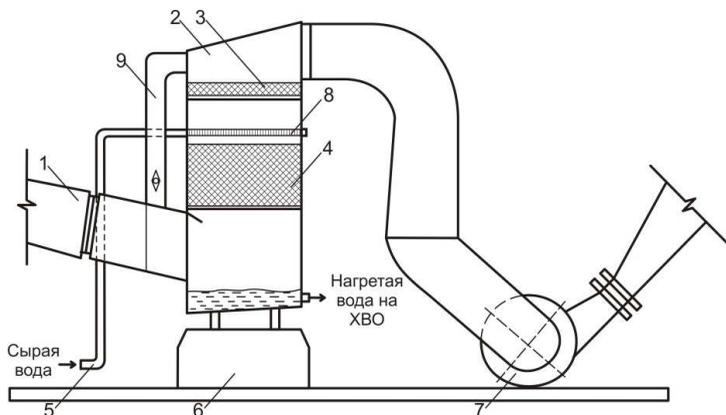


Рис. 1. Схема установки контактного экономайзера: 1 – входной газоход из конвективной части котла; 2 – контактный экономайзер; 3 – каплеулавливающая насадка; 4 – слой рабочей насадки; 5 – вход сырой воды; 6 – фундамент; 7 – дымосос; 8 - водо-распределитель из перфорированных труб; 9 –байпасный газоход.

*С.С. Баикин, студ.; рук. А.Е. Барочкин к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ИСТОЧНИКОВ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Отпуск тепловой энергии с горячей водой с коллекторов источников централизованного теплоснабжения (ТЭС и водогрейные котельные) определяется расходами тепла на отопление, горячее водоснабжение и вентиляцию потребителей. Последнее в большей мере относится к крупным общественно-деловым зданиям (торговые центры) и промышленным объектам.

Основной составляющей тепловой нагрузки источников централизованного отопления в городах является отпуск тепла на нужды отопления для жилых и общественно-деловых зданий, которые зависят от температуры наружного воздуха. В качестве расчётной принимается величина расхода тепла на отопление при минимальной температуре наружного воздуха в данном регионе (определяется по данным актуализированной версии СНиП 23-01-99 «Строительная климатология»).

Затраты тепла на горячее водоснабжение примерно одинаковы в течение года и в большей мере зависят от назначения конкретного здания (жилое, больница, школа и т.д.).

Необходимость точного определения тепловой нагрузки потребителей обусловлена следующими причинами:

1. В контрактах на теплоснабжение, заключаемых потребителями с теплоснабжающими организациями, указывается величина «договорной» нагрузки, которая чаще всего является завышенной.

2. Завышение тепловых нагрузок потребителей способствует неправильному определению величины резерва или дефицита тепловой нагрузки источников теплоснабжения.

3. При новом строительстве завышение тепловых нагрузок потребителей может привести к последующим дополнительным капитальным затратам при строительстве новых источников теплоснабжения с излишками тепловой мощности.

Для определения фактической тепловой нагрузки существующих потребителей необходима организации качественного учёта отпущенной тепловой энергии с коллекторов источника теплоснабжения. Для этого должны применяться коммерческие приборы учёта, которые фиксируют параметры (температура, расход, теплосодержание) отпущаемого в тепловую сеть и возвращаемого от потребителя теплоносителя в течение дня.

На практике такой учёт чаще всего присутствует только на ТЭЦ, а водогрейные котельные производят приблизительный расчёт количества отпущенной тепловой энергии по «косвенным» признакам: величине сожжённого топлива при известном теплосодержании и количеству денег, полученному от потребителей за поставленную тепловую энергию. При наличии данных учета количества тепла, отпускаемого в тепловую сеть по дням за один год или несколько лет, становится возможным определение фактической величины тепловой нагрузки потребителей, подключённой к данному источнику теплоснабжения.

Для этого составляется график отпуска тепловой энергии с горячей водой от источника теплоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 1). Из анализа рис. 1. следует, что минимальная температура наружного воздуха за отопительный период расчётного года составляла $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, в то время как минимально возможная температура зимой для данного региона составляет $-31\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для вычисления максимально возможной тепловой нагрузки источника теплоснабжения выполняется прогноз увеличения отпуска тепловой энергии с помощью линии тренда. В нашем случае фактическая тепловая нагрузка источника теплоснабжения при минимальной температуре наружного воздуха должна составить 452 Гкал/ч .

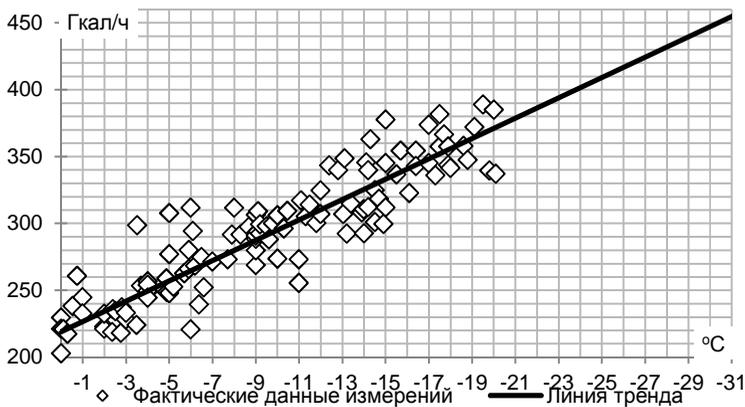


Рис. 1. Количество тепла, отпускаемого с горячей водой в тепловую сеть в отопительный период

*Р.Н. Безкоровайный, студ.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ КОТЛА ТГМП-1202 ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДОВЫХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

В ходе испытаний газомазутных энергоблоков мощностью 800 и 1200 МВ установлены высокие значения удельных тепловых потоков q_d в области нижней радиальной части (НРЧ) прямоточных котлов, что приводит к увеличению скорости высокотемпературной коррозии и пережогу труб поверхностей нагрева.

Основной причиной разрушения металла труб являются мощные тепловые потоки ($q_d = 700 \div 750$ Мкал/(м²·ч)) на уровне горелочных устройств при встречной их компоновке.

Применительно к Костромской ГРЭС для устранения недостатков предложена двухрядная установка шестнадцати подовых горелок вместо 56-ти горелок, расположенных в три яруса на фронтальной и задней стенах топочной камеры котла ТГМП-1202.

При работе подовых горелочных устройств и вертикально направленном расположении факелов зона активного горения смещается вверх на 8÷10 м. Тем самым сглаживается (снижается) неравномерность локальных тепловых потоков по высоте топочной камеры.

Исследование выполнялось с помощью расчетной модели котла ТГМП-1202, полученной с использованием программного продукта «ТРАКТ». Исходные данные и отдельные результаты расчетов при различных компоновках горелок представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1 - Отдельные исходные данные для расчета котла ТГМП-1202 при различных компоновках горелок и доле рециркуляции газов $r=0,15$

Наименование характеристик	Компоновка горелок			
	Горизонт.-встречн.		Подовая	
Относительная паропроизводительность D/D_n	0,75	1,0	0,75	1,0
Относительный уровень ядра факела X_r	0,168		0,45	
Параметр горения M	0,504		0,469	
Степень сгорания топлива β_{cr}	0,9		0,75	
Максимальная температура газов в зоне активного горения $\vartheta_{a,r}$	1680	1820	1500	1560
Потеря теплоты от наружного охлаждения котла q_5 , %	0,27	0,2	0,27	0,2

Таблица 2 -Отдельные результаты расчета котла ТГМП-1202

Наименование характеристик	Компоновка горелок			
	Горизонт.-встречн.		Подовая	
Относительная паропроизводительность D/D_n	0,75	1,0	0,75	1,0
Температура уходящих газов ϑ_{yx} , °С	156	171	152	168
Температура газов топки ϑ_t'' , °С	1230	1254	1280	1360
КПД котла (брутто) η_k , %	91,0	92,4	91,2	92,6
Расход топлива V_t , т/ч	213,9	276,5	213,8	276,2
Среднее тепловое напряжение топочных экранов q_d^{cp} , ккал/(м ² ·ч)	200	270	176	230

При отсутствии рециркуляции газов в топку ($g=0$) в случае снижения паропроизводительности котла на 25 % адиабатическая температура ϑ_a снижается лишь на 10 °С. При повышении g до 0,15 значение ϑ_a снижается до 2070 °С за счет разбавления топочных газов газами рециркуляции с $\vartheta = 300\text{--}400$ °С. Для варианта с подовыми горелками эти значения дополнительно снижаются на 15÷25 °С. При относительной паропроизводительности котла $D/D_{\text{нот}} 1,0$ до 0,75 за счет ухудшения тепловосприятия РВП значения ϑ_a снижаются до 1900÷1920 °С.

Когда $g=0$, независимо от компоновки горелок величина q_d^{cp} снижается от 260÷280 до 190÷230 ккал/(м²·ч). С увеличением величины g до 0,15 q_d^{cp} снижается на 15÷20 ккал/(м²·ч), оставаясь всегда ниже в случае расположения горелок в поду топки.

При этом температура газов на выходе из топки возрастает до $\vartheta_t'' = 1260\text{--}1360$ °С, что на 6÷10 °С выше исходного варианта. Для всех компоновок горелок увеличение g от 0 до 0,15 дополнительно повышает значение ϑ_t'' на 40÷60 °С. При увеличении g в случае подовых горелок КПД котла (брутто) снижается на 1÷1,5 %, достигая 92,3÷92,4 %. Максимальная температура стенки трубы НРЧ $t_{ct}^{\text{макс}}$ определялась с учетом значений степени черноты топки a_t , тепловой эффективности экранов ψ , максимальной локальной температуры газов и коэффициента неравномерности тепловосприятия по высоте факела β_b .

При горизонтально-встречной компоновке горелок температура $t_{ct}^{\text{макс}} = 570\text{--}600$ °С, что выше допустимого. За счет применения подовых горелок при всех нагрузках эти значения составляют 470÷560 °С. С увеличением g до 0,15 температура $t_{ct}^{\text{макс}}$ дополнительно снижается на 20÷25 °С. При установке подовых горелок повышается надежность труб НРЧ и улучшаются экономические показатели котла, особенно при g выше 0,1.

*С.Ю. Васильева, студ.; рук. Г.Г. Орлов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОЛУЧЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ НА ТЭС ПУТЁМ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ

В настоящее время наблюдается резкое возрастание потребления природного газа в энергетике многих стран мира, а к 2030 году потребление газа в мире удвоится. В России в ближайшие 20 лет увеличение добычи природного газа возрастет на 27 %, а общий объем добываемого газа достигнет 750 млрд. м³ в год. Доля использования природного газа в мировом топливно-энергетическом комплексе к 2050 году возрастет до 30 %, а в России уже к 2020 году до 57 %.

В России значительными потребителями газа являются ТЭС, на которые он поступает от газораспределительных станций (ГРС) с давлением 0,7÷1,3 МПа. Перед котлами ТЭС это давление снижается до 0,13÷0,2 МПа, за счёт снижения давления газа (дросселирования) в газорегуляторном пункте (ГРП). С точки зрения энергосбережения и получения дополнительной мощности ТЭС весьма перспективным является утилизация энергии избыточного давления газа, подводимого к ГРП в турбодетандерных агрегатах. Такие агрегаты мощностью 5 МВт успешно эксплуатируются с 1995 года на ТЭЦ-21, а с 2008 – на ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго». Агрегат мощностью 1,5 МВт введён в строй на ГРП ТЭЦ ОАО «Сода» (г. Стерлитамак) а на ГРП ТЭС Рамин (Иран) работают два турбодетандерных агрегата по 8 МВт. ООО «ТурбоДЭН» (г. Москва) разработало типоразмерный ряд турбодетандерных агрегатов марки ЭТДА мощностью 1500, 2500, 4000, 6000 и 8000 кВт.

Нами для блочной ТЭС мощностью 3600 МВт были рассчитаны две схемы использования турбодетандерных агрегатов с целью получения дополнительной мощности ТЭС. В первой схеме турбодетандеры устанавливались на ГРП для снижения давления газа с 1,3 МПа до 0,13 МПа, что позволяет повысить общую мощность ТЭС на 45 МВт и применить существующий тип турбодетандера. Во второй схеме турбодетандер используется для привода питательного насоса блока 300 МВт, а приводная турбина питательного насоса убирается. Это позволяет освободившейся пар приводной турбины использовать для получения дополнительной мощности в главной турбине и улучшить работу блока на переменных нагрузках.

*А.Е. Волков, студ.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОТЫ КОТЛОАГРЕГАТА Е-320-140-545 ГМ ПРИ ПЕРЕВОДЕ ЕГО НА СЖИГАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

На Ярославской ТЭЦ-3, в состав оборудования входит котлоагрегат Е-320-140-545 ГМ, в котором в качестве проектного топлива сжигается высокосернистый мазут. Резервным топливом является природный газ.

Повышающееся потребление электрической и тепловой энергии при максимальной загрузке паровых котлов и увеличении выбросов вредных веществ в атмосферу ухудшает экологическую обстановку в регионе. В настоящее время имеется возможность повышения долевого участия природного газа в топливном балансе электростанции.

Анализ посвящен оценке изменения расчетных характеристик и показателей работы при переводе котла на сжигание природного газа с теплотой сгорания $Q_{н}^c = 8200$ ккал/м³. Температура наружного воздуха принята $t_{нар} = 10$ °С. Температура перегретого пара поддерживалась за счет пароохладителей на уровне 545 °С. Результаты вариантных расчетов для различных видов топлив и температур воздуха перед воздухоподогревателем (за калорифером) $t_{вп}'$ при относительных нагрузках установки 0,4÷1,0 представлены в табл. 1 и 2.

Для этого с использованием программного продукта «ТРАКТ» разработана расчетная модель, которая содержит тракты: газовый, водопаровой и воздушный, соответственно включающие 22, 23 и 7 элементов.

Таблица 1. Изменение расчетных характеристик в зависимости от паропроизводительности котла при сжигании мазута и $t_{вп}' = 75$ °С

Наименование характеристик	Паропроизводительность котла D, т/ч		
	128	224	320
Температура уходящих газов $t_{вх}$, °С	148	156	170
Температура горячего воздуха $t_{г.в}$, °С	212	219	235
КПД котла (брутто) η_k , %	90,7	91,45	91,195
Расход мазута B_m , т/ч	8,691	15,1	21,645
Температура газов на выходе из топки $t_{г}''$, °С	923	1114	1245

При отказе от сжигания мазута за счет снижения степени черноты факела и величины радиационного тепловосприятия на 63÷66 % температуры газов на выходе из топки, $t_{г}''$ возрастают.

Таблица 2 - Изменение расчетных характеристик в зависимости от паропроизводительности котла при сжигании природного газа и $t_{вп}' = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Наименование характеристик	Паропроизводительность котла D, т/ч		
	128	224	320
Температура уходящих газов $t_{ух}$, $^{\circ}\text{C}$	120	131	141
Температура горячего воздуха $t_{г.в}$, $^{\circ}\text{C}$	194	205	215
КПД котла (брутто) η_k , %	91,5	91,94	91,75
Расход природного газа V_r , $\text{м}^3 \cdot 10^{-3}/\text{ч}$	10,1	17,57	25,16
Температура газов на выходе из топки t_r'' , $^{\circ}\text{C}$	989	1185	1308

За счет повышения температурных напоров в газоходах конвективных поверхностей нагрева возрастает их тепловосприятие. Значения температур горячего воздуха $t_{г.в}$ снижаются на $18 \div 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, что мало сказывается на условия воспламенения топливно-воздушной смеси.

В случае перевода котла на сжигание природного газа при всех значениях D за счет уменьшения $t_{вп}'$ на $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура уходящих газов понижается до $120 \div 141\text{ }^{\circ}\text{C}$.

По сравнению с проектным решением за счет снижения потери теплоты с уходящими газами величина КПД возрастает до $91,5 \div 91,94\%$. При этом максимальное значение, которое соответствует паропроизводительности $D = 270\text{ т/ч}$, равно $\eta_k = 92,1\%$, что на $0,49\%$ выше по сравнению с исходным вариантом.

Приведенное расчетное исследование свидетельствует о целесообразности использования котлоагрегата Е-320-140-545 ГМ в условиях сжигания природного газа.

*Е.В. Богдан, студ.; рук. Н.Б. Карницкий, д.т.н., проф.
(БНТУ, г. Минск)*

ИЗМЕНЕНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТАНЦИЙ ПРИ ВВОДЕ БЕЛОРУССКОЙ АЭС

Установленная мощность энергосистемы Республики Беларусь на конец 2014 года составила 9446 МВт [1]. Основное производство электрической и тепловой энергии осуществляется на 13 наиболее крупных (базовых) ТЭС, в числе которых десять крупных ТЭЦ [2]. Вместе с тем, помимо электростанций, входящих в состав ГПО "Белэнерго", эксплуатируется 183 блок-станции, суммарная мощность которых составляет 636 МВт.

Ввод АЭС - первого энергоблока мощностью 1194 МВт в 2018 году и в дальнейшем второго энергоблока той же мощности - непосредственно скажется на изменении базовой части графика электрических

нагрузок. Возникнут необходимость эффективного покрытия пиковой мощности и сопутствующая этому проблема рационального размещения подобных электростанций.

К настоящему времени все электростанции энергосистемы в той или иной мере принимают участие в покрытии пиковых нагрузок. Наряду с этим, ввод мощности АЭС станет причиной возникновения необходимости поиска других эффективных способов покрытия пиковых нагрузок. Данная проблема может частично решаться путем увеличения дополнительной мощности агрегатами ТЭС, наращивания пиковой мощности на существующих энергетических источниках [3]. Для энергосистемы Беларуси с интегрированной АЭС в качестве пиковых источников наиболее рационально применять ГТУ, ГАЭС и в некоторых случаях ПГУ, когда нужно быстро набрать (сбросить) нагрузку. К примеру, пуск из холодного состояния ПГУ мощностью 170 МВт на Минской ТЭЦ-3 занимает 12-15 минут. Высокоманевренные свойства газовых турбин обуславливают их использование для покрытия остропиковой и полупиковой частей графиков нагрузок. Рассчитывая показатели пиковых нагрузок электростанций, следует учитывать размещение электрогенерирующих пиковых мощностей и режим работы сети электропередач [4].

Не менее важным фактором, влияющим на выбор генерирующих мощностей на перспективу, является проблемы резервирования мощности в случае планового или аварийного останова одного/двух энергоблоков АЭС. Для выполнения поставленной задачи наиболее эффективны: Березовская ГРЭС, установленная мощность которой на данном этапе превышает 1000 МВт; Лукомльская ГРЭС мощностью порядка 2900 МВт.

Таким образом, к моменту пуска первого энергоблока АЭС (2018 год), должны быть проработаны следующие вопросы:

1. Покрытие пиковых нагрузок.
2. Резервирование мощностей в случае планового (аварийного) останова энергоблоков.
3. Транспортирование электроэнергии удаленным потребителям.

Библиографический список

1. **Энергетика** Беларуси. 20 декабря 2014.
2. **Савчук Е.Л.** Состояние энергосистемы Республики Беларусь и краткая оценка ее эффективности // Энергоэффективность. – 2013. – №6. – С. 14-15.
3. **Седин А.В., Богданович М.Л.** Влияние АЭС на перспективное развитие Белорусской энергетической системы // Энергия и Менеджмент. – 2007. – №4. – С. 3-5.
4. **Дикмаров С.В.** Способы покрытия пиковых нагрузок. – Львов. – 1979.

*К.С. Горева, студ.; рук. А.Е. Барочкин к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

НОРМЫ РАСХОДА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ ЗДАНИЙ ТЭС

Расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию производственных зданий тепловых электростанций является основной составляющей тепловых собственных нужд ТЭС и рассчитывается на основании РД 34.09.210-84 «Методические указания по нормированию расходов тепла на отопление и вентиляцию производственных зданий тепловых электростанций».

Производственные здания тепловых электростанций делятся на две категории по характеру теплотребления. К зданиям первой категории относятся главный корпус ТЭС и здание пиковой водогрейной котельной (избыток тепла составляет более 20 ккал / (м³ ч)), ко второй категории - административные здания, гаражи, склады и другие вспомогательные помещения (избыток тепла составляет менее 20 ккал / (м³ ч)).

В производственных зданиях первой категории предусматривается постоянное (при работающем основном технологическом оборудовании) и дежурное (при неработающем оборудовании) отопление.

Расчет тепловых потерь для определения тепловой нагрузки системы постоянного отопления производится только для объема условной рабочей зоны (ограничена нулевой отметкой и отметкой обслуживания основного оборудования) зданий и направлено на поддержание комфортной температуры в зоне нахождения персонала здания.

Расчет тепловых потерь для определения тепловой нагрузки системы дежурного отопления производится для всего объема здания .

В производственных зданиях второй категории предусматривается только постоянное отопление.

Норма расхода тепла на отопление зданий первой категории (рис. 1) зависит от климатических условий, теплотехнических характеристик ограждающих конструкций и коэффициента простоев основного технологического оборудования (β).

В расчетах тепловых потерь ограждающими конструкциями должны учитываться характеристики (толщина, плотность, состав) фактически смонтированных ограждающих конструкций, а также доля остекления ограждающих конструкций.

Системы вентиляции зданий первой категории подразделяются на местную, зональную и технологическую. В производственных зданиях

ТЭС второй категории могут иметь место только приточные установки местной системы вентиляции.

Норма расхода тепла на зональную вентиляцию (рис. 2) для главных корпусов всех типов зависит от климатических условий, расхода и температуры воздуха на выходе из приточной установки, а также коэффициента (γ) использования номинальной тепловой производительности котлов (с учетом простоев котлов в ремонтах).

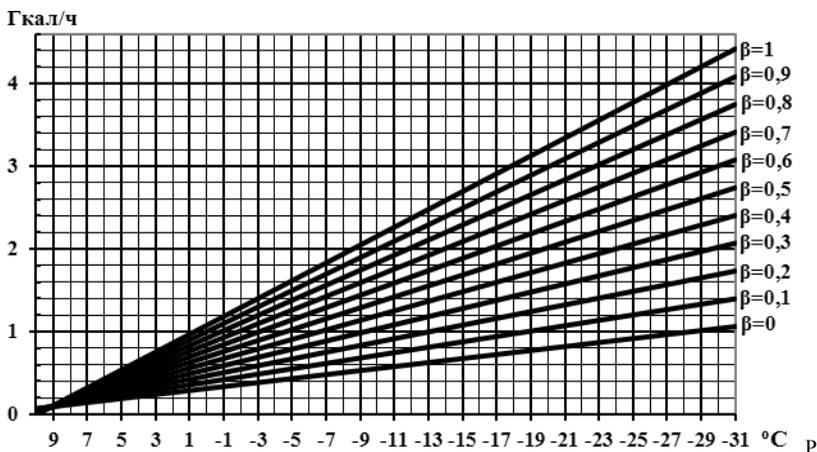


рис. 1. Часовой расход тепла на отопление турбинного отделения

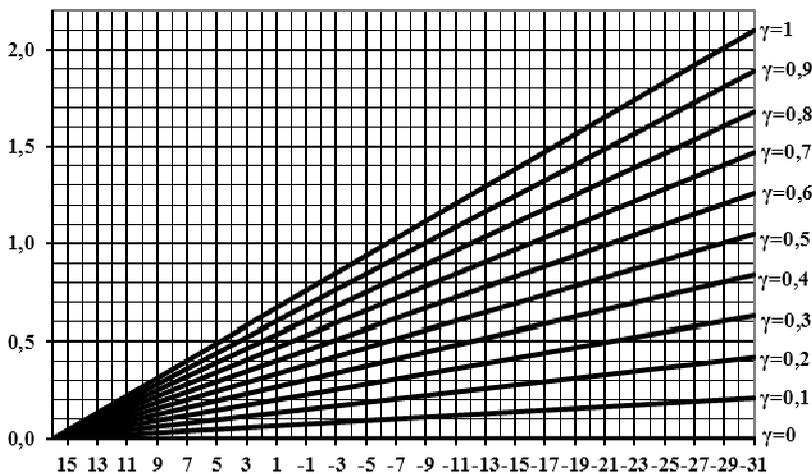


Рис. 2. Часовой расход тепла на вентиляцию турбинного отделения

С.Д. Горшенин, соиск.; рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ОБСТАНОВКА В БАКЕ ДЕАЭРАТОРА И КИНЕТИКА ТЕРМИЧЕСКОГО РАЗЛОЖЕНИЯ ГИДРОКАРБОНАТОВ

Изучается кинетика термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторе, включающего стадии химических превращений, молекулярной диффузии и дисперсного выделения газа из воды. Учитывая, что температура в деаэрационном баке в режиме нормальной эксплуатации мало отличается от температуры насыщения, скорость образования диоксида углерода на химической стадии должна определяться только порядком реакции (который зависит от уровня концентрации исходного вещества в воде, то есть от общей щелочности воды). Диффузионная стадия и стадия дисперсного выделения газа зависимы от гидродинамической обстановки в деаэрационном баке. Торможение результирующего процесса может наступать в ходе любой из стадий в зависимости от режима работы деаэратора.

В общем случае можно описать протекание итогового процесса как реакцию первого или второго порядка:

$$dC / d\tau = -KC^n \quad (1)$$

где C – массовая концентрация гидрокарбонатов в воде, K – константа скорости реакции; τ – время; n – порядок реакции, равный 1 или 2.

Ранее сотрудниками кафедры ТЭС ИГЭУ выполнено обобщение экспериментальных данных по константе K [1]. При этом время пребывания воды в баке определялось как время вытеснения. Выяснилось, что экспериментальные значения константы скорости реакции K характеризуются существенным (около 50%) разбросом значений при одних и тех же значениях общей щелочности деаэрируемой воды. В настоящей работе выдвинута гипотеза, что наблюдаемый разброс значений K обусловлен влиянием гидродинамической обстановки в баке. Для решения задачи уточнения экспериментальных значений константы скорости реакции K использован программный комплекс Flow Vision, предназначенный для моделирования течений жидкости методом конечных объемов. По каждому из деаэраторов, задействованных в исследованиях, разработана геометрическая модель бака. Выбор граничных условий осуществлялся в соответствии с реальными режимными параметрами работы деаэраторов, имевшими место в условиях проведенных экспериментальных исследований [1]. В результате расчета определялось, в частности, время, затрачиваемое на прохождение

через деаэрационный бак каждым из 1000 элементарных объемов воды, на которые разбивался общий поток жидкости в сечении перед деаэрационным баком. Уточненное значение константы скорости процесса K определялось исходя из того, что это значение должно быть одинаковым для всех линий тока (температура воды в баке одинакова во всех точках). В этом случае конечная концентрация гидрокарбоната C_i , мкг-экв/дм³, в i -ом объеме воды составит:

$$C_i^{n=1} = C_0 \exp(-K_{n=1}\tau_i); C_i^{n=2} = (1/C_0 + K_{n=2}\tau_i)^{-1} \quad (2)$$

где индексы $n = 1$ и $n = 2$ относятся соответственно к первому или второму порядку реакции; C_0 , мкг-экв/дм³ – начальная концентрация гидрокарбонатов в воде на входе в деаэрационный бак; K – константа скорости реакции, 1/с ($n = 1$) или кг/(мкг-экв·с) ($n = 2$); τ_i , с – время пребывания в баке i -го объема воды.

Расчетное значение концентрации гидрокарбонатов в выходном сечении бака C , мкг-экв/дм³, определялось как среднеарифметическое из для всех линий тока. Уточненные значения K определялись с использованием выражений (2) путем подбора по условию совпадения расчетных и экспериментального значений концентрации гидрокарбонатов C в воде на выходе бака при условиях опытов. Выявлено, что распределение числа линий тока по времени пребывания воды в баке деформировано в сторону уменьшения времени, а время полного вытеснения не соответствует времени, отвечающему медиане полученного распределения, что и обуславливает отклонение значений константы скорости реакции, вычисляемой двумя способами.

По результатам исследований статистически доказана смена порядка реакции при общей щелочности Щ_0 воды около 2,3 мг-экв/кг, а также получены уточненные значения констант скорости реакции:

- $K = (0,65 \pm 0,14) \cdot 10^{-4}$ 1/с ($n = 1$) при $\text{Щ}_0 < 2,3$ мг-экв/кг;

- $K = (0,32 \pm 0,06) \cdot 10^{-7}$ кг/(мкг-экв·с) ($n = 2$) при $\text{Щ}_0 > 2,3$ мг-экв/кг.

Погрешность определения констант скорости реакции составила 21,5 % для $n = 1$ и 18,8 % для $n = 2$, что соответствует погрешности косвенного определения константы скорости реакции (23 %), обусловленной метрологическими характеристиками используемых методов измерения, прежде всего, щелочности воды (общей и по фенолфталеину). Дальнейшее уточнение данных возможно только при использовании более точных методов количественного химического анализа.

Библиографический список

1. Особенности декарбонизации воды термическими струйно-барботажными деаэраторами атмосферного давления / Барочкин Е.В., Мошкарин А.В., Виноградов В.Н. и др. // Теплоэнергетика. – 2012. № 7. С. 40–44.

*А.П. Зимин, асп.;
рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц., В.П. Жуков, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЭС В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СПОСОБА СВЕДЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНЫХ БАЛАНСОВ ПО ДАННЫМ ПЕРВИЧНОГО УЧЕТА

В соответствии с требованиями нормативных документов сведение материальных балансов по данным первичного учета для отдельных единиц и групп оборудования ТЭС является обязательным этапом и должно предшествовать расчету фактических и нормативных показателей тепловой экономичности (прежде всего, удельных расходов условного топлива, а также составляющих резерва тепловой экономичности – РТЭ, выраженных количеством перерасходованного и сэкономленного за период условного топлива).

Ранее нами предложен ряд методов сведения материальных и энергетических балансов в энергетических системах сложной структуры в условиях недостаточности (неопределенности) первичной информации, базирующихся на формулировках задачи регуляризации Тихонова, аналитических и численных методах её решения [1–3]. В рамках настоящей работы устанавливается количественная взаимосвязь способа сведения материального баланса участка схемы от питательных насосов до параметров свежего пара турбин конкретной ТЭЦ и конечных показателей тепловой экономичности.

В таблице приведены результаты расчета фактических и номинальных удельных расходов топлива на отпуск тепловой $b_{тэ}$ и электрической b , энергии и РТЭ за месяц по Омской ТЭЦ-4. В каждом из расчетов использованы значения основных потоков теплоносителя, полученные при сведении материального баланса по данным первичного учета разными способами. Из данных таблицы видно, что фактические значения удельных расходов топлива практически не зависят от применяемой методики сведения материального баланса, поскольку суммарный расход сожженного топлива, отпуск тепловой и электрической энергии являются данными коммерческого учета, то есть характеризуются высокой степенью достоверности. Но нормативные значения удельных расходов топлива, зависящие от фактических нагрузок каждого агрегата и, следовательно, от способа сведения балансов, изменяются в большей степени. Соответственно, итоговая величина РТЭ отличается для некоторых вариантов сведения балансов практически на порядок. Очевидно, что наиболее представительными следует счи-

тать результаты расчетов, полученные при сведении материальных балансов в ходе решения задачи совместной регуляризации материальных и энергетических потоков[3].

Таблица 1 – Результаты расчета при разных вариантах сведения баланса

Показатель, единица измерения	Значение показателя при разных способах сведения материального баланса					
	Без сведения баланса	Решения задачи регуляризации материальных потоков (без учета ограничений по потокам энергии)			Численные решения задачи совместной регуляризации материальных и энергетических потоков	
		Аналитическое, скалярная постановка	Численное, скалярная постановка	Численное, векторная постановка	Аддитивный интегральный критерий	Мультипликативный интегральный критерий
1. b_n , г у.т./кВт·ч:						
– фактический	360,5	360,5	360,5	360,5	360,4	360,5
– нормативный	355,1	357,8	359,8	358,9	357,3	357,4
2. $b_{тн}$, кг у.т./Гкал:						
– фактический	183,4	183,4	183,4	183,4	183,5	183,4
– нормативный	182,4	182,6	183,4	183,1	183,0	183,0
3. РТЭ, т у.т.	1054	610	117	324	570	545

Приведенный пример доказывает, что влияние способа сведения материального баланса на значения итоговых показателей тепловой экономичности ТЭС может быть весьма существенным. Ошибка, вызванная некорректным сведением материального баланса или же отсутствием работы по сведению балансов, сопоставима с искомым показателем – резервом тепловой экономичности оборудования.

Библиографический список

1. **Решение** задачи регуляризации материальных потоков в сложных энергетических системах / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин и др. // Вестник ИГЭУ. – 2013. – вып. 2. – С. 5-9.
2. **Векторная** регуляризация материальных потоков в энергетических системах сложной структуры / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин и др. // Вестник ИГЭУ. – 2013. – вып. 4. – С. 5-11.
3. **Задача** многокритериальной регуляризации потоков энергии и теплоносителя в энергетических системах сложной структуры/ Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин и др. // Вестник ИГЭУ. – 2013. – вып. 6. – С. 5-10.

*А.В. Лагин, студ; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ КОТЛОАГРЕГАТА БКЗ-320-140ФБ ПРИ ПЕРЕВОДЕ ЕГО НА СЖИГАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

В 50-е годы прошлого века при проектировании электростанций центральных регионов страны предусматривалось местное топливо, в частности для Горьковской области, фрезерный торф.

В настоящее время при изменении топливной политики РФ и ухудшении экологической обстановки в регионе в качестве топлива предлагается использование природного газа. Кроме того, при переходе на газовое топливо нет необходимости в высоких температурах горячего воздуха (350÷450 °С). Поэтому целесообразно отказаться от части поверхностей нагрева воздухоподогревателя (ВЗП).

Расчетное исследование посвящено оценке показателей парового котла БКЗ-320-140ФБ Нижегородской ГРЭС в новых условиях работы и определению оптимальной поверхности нагрева ВЗП, составляющей в проектном варианте 23800 м².

С использованием программного продукта «ТРАКТ» разработана расчетная модель котлоагрегата, включающая газовый, водопаровой и воздушный тракты. Анализ выполнялся для паропроизводительности котла 320 т/ч при теплоте сгорания топлива $Q_{\text{nc}} = 7950$ ккал/м³ и температуре воздуха перед ВЗП 30 °С. Величина поверхности нагрева ВЗП изменилась в пределах 7071÷23800 м². Доля рециркуляции газов для поддержания температуры перегретого пара 545 °С составляла 0,15, а величина относительного расхода впрыска конденсата в парохладители не превышала 4 %. Исходные данные и результаты теплового расчета котла БКЗ-320-140ФБ представлены в табл. 1.

При снижении поверхности нагрева ВЗП от 23800 до 7071 м² температура уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$ возрастает до 166 °С, но все значения на 18÷20 °С ниже по сравнению с использованием проектного топлива. За счет повышения потери теплоты q_2 с уходящими газами КПД котла (брутто) снижается на 0,97 % от 93,25 до 92,28 %, что повышает расход топлива на 220 м³/ч до 23180 м³/ч. Однако, для всех значений ВЗП это на 35÷40 % ниже по сравнению с вариантом сжигания фрезерного торфа.

Ввиду понижения поверхности нагрева ВЗП снижается значение суммарного тепловосприятия всех его ступеней от 993 до 481 ккал/м³.

Таблица 1 - Изменение расчетных характеристик в зависимости от поверхности нагрева воздухоподогревателя при использовании в качестве топлива природного газа

Наименование характеристик	Поверхность нагрева ВЗП, м ²			
	7071	14360	21550	23800
Температура уходящих газов ϑ_{yx} , °С	166	151	147	146
Температура горячего воздуха $t_{г,в}$, °С	160	315	346	351
КПД котла (брутто) η_k , %	92,28	93,01	93,21	93,25
Расход природного газа V_r , $10 \cdot 3 \text{ м}^3/\text{ч}$	23,18	23,01	22,92	22,96
Температура газов на выходе из топочной камеры ϑ_t'' , °С	1017	1022	1026	1028
Адиабатическая температура в топочной камере ϑ_a , °С	1847	1904	1910	1920
Суммарное тепловосприятие поверхности ВЗП $Q_{взп}$, ккал/м ³	481	880	940	993

В результате понижаются значения температуры горячего воздуха $t_{г,в}$ от 351 до 160 °С, что является достаточным по условию воспламенения и устойчивости горения природного газа. При этом несколько снижается адиабатическая температура внутри факела ϑ_a до 1847 °С и величина температуры газов на выходе из топочной камеры ϑ_t'' (до 1017 °С), оставаясь на достаточно высоком уровне с целью обеспечения надежной циркуляции рабочей среды в топочных эскранах.

Из анализа следует, что в случае сжигания газового топлива можно ограничиться только верхней секцией ВЗП, когда $t_{г,в} = 160$ °С. При этом резко возрастает величина ϑ_{yx} , и снижается КПД котла до 92,3 %. Однако наиболее оптимальным вариантом является отказ от нижней и половины средней секции ВЗП, когда $H_{взп} = 14360 \text{ м}^2$, что снижает аэродинамическое сопротивление воздушного и газового трактов.

В случае такой поверхности нагрева температуры $t_{г,в}$ и ϑ_t'' достигают соответственно значений 315 и 1023 °С, а при КПД парового котла $\eta_k = 93,04$ % расход топлива равен $23010 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Расчетным исследованием установлено, что при переходе на газовое топливо повышается экономичность котла, снижаются затраты на собственные нужды за счет отказа от элементов системы топливоподдачи и снижения расхода электроэнергии на привод тягодутьевых машин.

*А.В. Лялин, студ.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

О ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА 300 МВт ЗА СЧЁТ УСТАНОВКИ В ГАЗОХОДЕ КОТЛА ТГМП-314 ТУРБИННОГО ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

Российский энергоблоки, введённые в строй в 70-80-е годы, не соответствуют современным требованиям, когда их КПД не превышает 33 %. Продление ресурса установок возможно на основе их модернизации. Повысить эффективность оборудования можно за счет размещения в газоходе котла перед регенеративным воздухоподогревателем (РВП) турбинного экономайзера (ТуЭК) для нагрева части расхода питательной воды.

Задачей исследования являлось определение показателей экономичности блока 300 МВт, оптимизация величины байпасирования ПВД, оценка возможностей достижения выходных параметров за котлом ТГМП-314 и условий работы хвостовых поверхностей нагрева.

Исходные данные для расчёта котла приняты по результатам испытаний турбины К-300-23,5 Костромской ГРЭС (табл. 1). Температура наружного воздуха равнялась 10 °С, а на входе в РВП при сжигании природного газа $t_{РВП}' = 35$ °С. Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_t'' = 1,03$, а доля рециркуляции газов в топку $\gamma = 0,05$. Значения температур пара высокого и низкого давлений поддерживались в пределах 543÷545 °С.

Основные результаты расчёта котла, выполненного с использованием программного продукта «ТРАКТ», в зависимости от доли байпасирования ПВД d_6 представлены в табл. 2.

Таблица 1 - Основные данные для теплового расчёта котла ТГМП-314

Наименование характеристик	Доля байпасирования ПВД d_6			
	0	0,2	0,3	0,4
Расход питательной воды, кг/с	259,1			
Расход воды через турбинный ЭКО, кг/с	0	51,81	77,13	103,6
Температура воды: за ПВД $t_{ПВД}''$, °С перед турбинным ЭКО $t_{ТуЭК}'$, °С	275	275,5	276	276,5
	180			
Расход воды через ПВД, кг/с	259,1	207,3	181,4	155,3
Расход пара в промежуточный пароперегреватель, кг/с	212,0	221,7	226,1	230,8
Температура пара перед промежуточным пароперегревателем, °С	291	295	298	300

Таблица 2 - Основные результаты расчёта котла ТГМП-314 в зависимости от изменения доли байпасирования ПВД

Наименование характеристик	Доля байпасирования ПВД d_6			
	0	0,2	0,3	0,4
Поверхность нагрева турбинного ЭКО, m^2	–	2780	4900	7300
Расход природного газа B_r , m^3/c	21,28	21,71	22,13	22,30
КПД котла брутто	0,9207	0,9291	0,9348	0,9394
Температура уходящих газов, $^{\circ}C$	142	126	116	108
Температура горячего воздуха $t_{г.в.}$, $^{\circ}C$	337	293	263	240
Тепловосприятие турбинного ЭКО, $кДж/м^3$	–	1018	1521	1994
Тепловосприятие РВП, $кДж/м^3$	3993	3394	2996	2686
Электрический КПД турбоустановки брутто	0,4441	0,4411	0,4398	0,4364
Электрическая мощность блока брутто, МВт	301,71	310,21	314,64	316,63

При неизменной температуре воды перед ПВД и ТуЭК ($180^{\circ}C$) с увеличением величины d_6 значение $t_{п.в.}$ возрастает в пределах $275 \div 276,5^{\circ}C$. Расход воды в байпас изменяется от 0 до $103,6$ кг/с при одновременном снижении расхода воды через ПВД от $259,1$ до $155,3$ кг/с.

Для обеспечения равенства $t_{ТуЭК}'' = t_{ПВД}''$ поверхность нагрева ТуЭК возрастает, достигая 7300 m^2 при $d_6 = 0,4$. Величина d_6 влияет на режимы последних хвостовых поверхностей (ТуЭК и РВП) при неизменном тепловосприятии основного ЭКО.

Повышение величины $Q_{ТуЭК}$ требует увеличения поверхности нагрева ТуЭК. С увеличением d_6 снижаются значения $Q_{РВП}$ и температуры $t_{г.в.}$ от 337 до $240^{\circ}C$.

При этом температура ϑ_{yx} снижается от 142 до $108^{\circ}C$, а КПД $\eta_k^{бр}$ возрастает от $0,9207$ до $0,9394$. За счёт этого, несмотря на снижение величины $\eta_o^{бр}$, повышается КПД блока. Оптимальная доля байпасирования ПВД равна $0,3$ при поверхности нагрева ТуЭК 4900 m^2 . В этих условиях достигаются наилучшие экономические показатели при $\eta_o^{бр} = 0,4398$, удельном расходе условного топлива $b_y = 0,3021$ кг/(кВт·ч) и дополнительной выработке электрической мощности $13,93$ МВт.

*А.Н. Панов, студ.; рук. Г.Г. Орлов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА И ВЕЛИЧИНЫ ПОДПИТКИ ТЕПЛОСЕТИ В ДИАЛОГОВОМ РЕЖИМЕ С ЭВМ

Для отопления, горячего водоснабжения и вентиляции зданий и сооружений используют тепло в виде горячей воды, подаваемой от электростанций. Отпуск этого тепла от ТЭС может осуществляться как по закрытой схеме, когда нет отбора воды из тепловых сетей, так и по открытой схеме при отпуске воды на горячее водоснабжение потребителей и технологические нужды предприятий.

В открытой системе теплофикации горячее водоснабжение осуществляется непосредственно из системы. Как закрытые, так и открытые системы теплоснабжения требуют компенсации утечек. Расход воды на компенсацию утечек $G_{\text{комп.утеч}}$ в открытой системе теплофикации составляет 0,75% от объема воды в тепловой сети – $V_{\text{т.с}}$, плюс 0,5 % от объема воды в тепловых магистралях $V_{\text{т.м}}$, от ТЭС до города плюс расход воды на горячее водоснабжение с запасом в 20 % т.е. $G_{\text{комп.утеч}}=0,0075V_{\text{т.с}}+0,005V_{\text{т.м}}+1,2G_{\text{г.в}}$. Для закрытых систем теплофикации величина компенсации утечек $G_{\text{комп.утеч}}$ не учитывает расход воды на горячее водоснабжение $G_{\text{г.в}}$, поэтому выражение для компенсации утечек принимает вид: $G_{\text{комп.утеч}}=0,0075V_{\text{т.с}}+0,005V_{\text{т.м}}$

Нами была разработана диалоговая система (человек–компьютер) определения величины подпитки теплосети. Кроме того, система дает возможность найти величины объемов воды в теплосети и тепловых магистралях, диаметров тепловых магистралей, параметров пара и воды, проходящих через пароводяные подогреватели системы подпитки теплосети, расходов воды и ее параметров на вакуумный деаэрактор для подпитки теплосети, а также определение расходов пара на подогреватели теплосети. Для определения термодинамических параметров пара и воды были использованы упрощенные уравнения ВТИ, охватывающие области температур до 600 °С, давлений до 26 МПа и энтропии выше 6,28 кДж/(кг·К).

Разработанная программа рассчитана для проведения научно-исследовательских работ на этапе оптимизации, а также на применение в учебном процессе при выполнении курсовых и дипломных проектов. Результаты расчета выдаются на экран монитора в виде узлов тепловой схемы блока ТЭС, а параметры теплоносителей (вода–пар) указываются на этих участках тепловой схемы и могут также выдаваться в виде отдельной таблицы.

*Л.М. Панов, студ.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ УСЛОВИЙ РАБОТЫ КОТЛА ТГМЕ-464 ПРИ ПОВЫШЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Повышение эффективности работы существующего оборудования ТЭЦ может быть достигнуто за счет использования теплоты потоков второстепенных технологических процессов.

На Сакмарской ТЭЦ (ОАО «Оренбургская ТГК») применительно к энергоустановке с паровой турбиной Т-110/120-130 имеется возможность утилизировать теплоту продуктов сгорания мусоросжигающего комплекса для повышения температуры питательной воды от стандартной (230 °С) до величины $t_{п.в} = 284$ °С.

Исследование посвящено оценке показателей котла ТГМЕ-464 в новых условиях его работы, для чего использована расчетная модель котлоагрегата, состоящая из газового, водопарового и воздушного трактов. В расчетах при температуре перегретого пара 545 °С величина непрерывной продувки составляла 2 %. Температура наружного воздуха равна 10 °С. Значения потери теплоты от наружного охлаждения котла q_5 в зависимости от паропроизводительности котла 200÷500 т/ч изменялись в пределах 0,9÷0,36 %. В качестве топлива принят природный газ с теплотой сгорания $Q_{н}^c = 8190$ ккал/м³.

Результаты вариантных расчетов котла ТГМЕ-464 при температуре воздуха перед РВП (за калорифером) 30 °С представлены в табл. 1.

При номинальной $D = 500$ т/ч с увеличением $t_{п.в.}$ от 230 до 284 °С температура ϑ_{yx} практически не меняется, а КПД немного снижается до 92,03 %. Повышение величины $t_{п.в.}$ увеличивает температуру горячего воздуха $t_{г.в.}$ на 11÷19 °С, что улучшает воспламенение топливно-воздушной смеси. Температура $\vartheta_{т}''$ снижается на 38÷40 °С, оставаясь на уровне не ниже 1025 °С, что не ухудшает эффективность радиационного теплообмена в топке.

Несмотря на заметный рост температуры питательной воды на входе в ЭКО (на 30÷34 °С), ее значения на выходе возрастают несущественно (на 8÷15 °С), не превышая $t_{ж}'' = 345$ °С. Таким образом, водяной ЭКО остается некипящего типа, что не ухудшает гидродинамическую обстановку внутри змеевиков.

При снижении паропроизводительности котла расход природного газа соответственно снижается на 10÷12 %, достигая при $D = 200$ т/ч и температуре уходящих газов $\vartheta_{yx} = 111$ °С значения $V = 12290$ м³/ч.

Таблица 1 - Результаты вариантных расчетов котла ТГМЕ-464 при температуре воздуха перед РВП $t_{\text{РВП}}' = 30$ °С

Наименование характеристик	Паропроизводительность котла D, т/ч					
	500	400	200	500	400	200
Температура питательной воды $t_{\text{п.в.}}$, °С	230			284		
Температура уходящих газов $\vartheta_{\text{вх}}$, °С	134	123	98	138	128	111
КПД котла (брутто) $\eta_{\text{к}}$, %	93,21	93,59	94,04	93,03	93,34	93,27
Расход топлива В, 10^3 м ³ /ч	36	28,63	14,23	32,15	25,63	12,29
Температура горячего воздуха $t_{\text{г.в.}}$, °С	234	221	187	245	234	222
Температура газов на выходе из топочной камеры $\vartheta_{\text{т}}''$, °С	1263	1178	919	1225	1138	882
Удельное тепловое напряжение топочного объема $q_{\text{в}}$, Мкал/(м ³ · ч)	196,1	156,3	77,7	175,5	139,9	70
Температура воды на выходе из ЭКО $t_{\text{эк}}''$, °С	340	302	298	348	318	295

Результаты получены применительно к температуре воздуха перед РВП 30 °С. Однако в состав газового топлива входит сероводород. Для исключения серноокислотной коррозии поверхности РВП температура воздуха на входе в него должна быть не ниже $t_{\text{РВП}}' = 70$ °С. При этом за счет роста потери теплоты с уходящими газами q_2 КПД котла (брутто) составляет $\eta_{\text{к}} = 91,913 \div 91,916$ %, т.е. увеличение $t_{\text{РВП}}'$ на 40 °С дополнительно снижает КПД на $\Delta\eta_{\text{к}} = 1,12 \div 1,35$ % (табл. 2).

Таблица 2 - Результаты расчета котла ТГМЕ-464 при температуре $t_{\text{п.в.}} = 284$ °С и $t_{\text{РВП}}' = 70$ С

Наименование характеристик	Паропроизводительность котла D, т/ч		
	500	400	200
Температура уходящих газов $\vartheta_{\text{вх}}$, °С	162	152	137
КПД котла (брутто) $\eta_{\text{к}}$, %	91,913	92,174	91,916
Расход топлива В, 10^3 м ³ /ч	31,99	25,51	12,77
Температура воды на выходе из ЭКО $t_{\text{эк}}''$, °С	335	318	295

При D = 200÷500 т/ч расход сжигаемого топлива возрастает до $V = 12,77 \div 31,99 \cdot 10^{-3}$ м³/ч, что на 60÷160 м³/ч выше по сравнению с данными табл. 1.

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности работы котла ТГМЕ-464 с температурой питательной воды $t_{\text{п.в.}} = 284$ °С при экономии топлива, составляющей 10,28÷11,14 %.

*А.М. Потапов, А.А. Разинков, студенты;
рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

АЛГОРИТМ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОМУФТ НА ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСАХ ЭНЕРГОБЛОКОВ ПЕЧОРСКОЙ ГРЭС

Установка гидромуфты на привод питательных электронасосов (ПЭН) ТЭС является известным энергосберегающим мероприятием, суть которого сводится к замене дроссельного регулирования производительности ПЭН регулированием частоты вращения ротора насоса, что обуславливает экономию электроэнергии на собственные нужды ТЭС и, соответственно, увеличение технико-экономических показателей производства тепловой и электрической энергии. Однако проведение количественной оценки эффективности рассматриваемого мероприятия существенно затрудняет сложность выбора исходных данных и отсутствие адекватной расчетной методики для определения рабочих характеристик ПЭН с гидромуфтой. В работе рассматривается пример разработки технико-экономического обоснования установки гидромуфт на питательные насосы ПЭ-580-185-3 и ПЭ-580-195 энергоблоков ст. № 4 и 5 с котлами ТГМЕ-206ХЛ и турбоагрегатами К-215-130 Печорской ГРЭС. Работа предусматривает последовательное решение следующих задач:

1. Определение характеристики сети (зависимости гидравлического сопротивления трубопроводов питательной воды от ПЭН до сниженного узла питания котла от расхода питательной воды) при минимальном перепаде давлений на регуляторе питания. Используется выборка результатов натуральных испытаний для конкретного энергоблока.

2. Расчет рабочих характеристик ПЭН (зависимостей напора, мощности и КПД насоса от расхода питательной воды) при переменном числе оборотов ротора. Используется математическая модель, разработанная на кафедре ТЭС ИГЭУ, точность которой характеризуется максимальным отклонением расчетных параметров от результатов измерений 7 %. Известные из теории подобия центробежных насосов формулы пропорциональности приводят к ошибке более 30 %, что критично для решаемой задачи. В качестве исходных рабочих характеристик насосов принимаются результаты натуральных испытаний.

3. Определение среднегодовых суточных графиков электрической нагрузки энергоблоков при сложившейся практике загрузки оборудования. Этот этап является одним из наиболее ответственных, поскольку именно при пониженных нагрузках энергоблока и, соответственно,

питательной установки, экономия мощности на привод питательного насоса при установке гидромурфты оказывается наибольшей.

4. Построение зависимости экономии мощности на привод питательных насосов при использовании гидромурфты от электрической нагрузки энергоблока. Задача решается следующим образом: задается ряд значений электрической мощности энергоблока и соответствующий ему ряд значений расходов питательной воды; при каждом значении расхода воды определяется минимально необходимое значение давления на напоре питательного насоса, затем по полученной на этапе 2 характеристике ПЭН при известном давлении на напоре и производительности определяется требуемое число оборотов ротора насоса и его внутренняя мощность; далее с учетом скольжения гидромурфты вычисляется мощность электродвигателя. Экономия мощности вычисляется как разность между мощностью ПЭН без гидромурфты и ПЭН с гидромурфтой при заданной производительности насоса.

5. Расчет экономии электроэнергии на привод ПЭН за средние сутки. Исходными данными являются результаты расчетов по п. 3 и 4.

6. Определение годовой экономии топлива по энергоблоку. За каждый месяц базового года выполняется два расчета по алгоритму, соответствующему макету расчета номинальных удельных расходов топлива: базовый расчет – по фактическим (отчетным) показателям работы энергоблока в рассматриваемом месяце; расчет при условии экономии электроэнергии на привод ПЭН в результате установки гидромурфты. В последнем случае, поскольку отпуск электроэнергии неизменен (задан системным оператором), из-за уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды котлов (привод ПЭН) требуется уменьшить электрическую мощность турбоагрегата, что приводит к изменению нагрузки котла и всех технико-экономических показателей работы оборудования. В результате расчета вычисляется разность расходов топлива в двух рассматриваемых режимах, которая и составляет экономию топлива.

7. Расчет показателей экономической эффективности – чистого дисконтированного дохода и дисконтированного срока окупаемости. Используются заданные стоимостные показатели энергоресурсов и гидромурфты.

Разработанный алгоритм позволяет определить целесообразность установки гидромурфты на ПЭН энергоблоков в конкретных условиях. Для рассматриваемого случая (энергоблоки ст. № 4, 5 Печорской ГРЭС) дисконтированный срок окупаемости инвестиций составил более 15 лет, что не позволяет считать проект эффективным.

*А.А. Разинков, А.Ю. Петухова, студенты;
рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ВАКУУМНО-АТМОСФЕРНАЯ ДЕАЭРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА НА БАЗЕ ДЕАЭРАТОРОВ «ДСА» И «АВАКС»

Выпускаемые в г. Кинешме Ивановской области деаэраторы «АВАКС» – вакуумно-атмосферные кавитационные струйные. Эффект деаэрации, представляющий собой отношение разности массовых концентраций газа в деаэрируемой воде до и после аппарата к массовой концентрации газа в исходной воде, для них, как правило, не превышает $\xi = 90\%$ (для атмосферного струйно-барботажного деаэратора серии «ДА-м» $\xi = 99,5\%$ и более). Причины относительно низкой эффективности деаэраторов «АВАКС» состоят в том, что деаэратор одноступенчатый, прямоточный и характеризуется малым располагаемым временем процесса. При этом малые размеры, относительная дешевизна, а также отсутствие потребности в греющем паре следует признать преимуществами деаэратора.

Опыт эксплуатации деаэраторов «АВАКС» показывает целесообразность совершенствования схем их включения в схемы энергообъектов. В работе рассмотрен пример технического решения, предусматривающего объединение струйного деаэратора устаревшей конструкции типа «ДСА» и деаэратора «АВАКС» в одну установку.

Конструкция деаэраторов «ДСА» не предусматривает парового барботажа ни в деаэраторном баке, ни в деаэрационной колонке, поэтому эффективность деаэрации воды обычно не удовлетворяет нормам. Часто такие деаэраторы реконструируются с организацией парового барботажа, что решает проблему качества деаэрированной воды. Но в ряде случаев такая реконструкция невозможна, поскольку барботажный пар должен иметь давление большее, чем основной пар. Для такого случая выполнена разработка рассматриваемого технического решения. По результатам анализа выбрана схема, в которой «АВАКС» устанавливается на линию рециркуляции деаэрированной воды, забираемой насосом после «ДСА», со сбросом воды после «АВАКС» на вход деаэратора «ДСА». Результаты расчета рассматриваемой схемы представлены в виде основной режимной характеристики установки на рисунке (C , мг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода в деаэрированной воде; D_d – расход деаэрированной воды потребителям; K – кратность циркуляции; $D_{ДСА}$ – расход деаэрированной воды деаэратора ДСА-100). Эффективность деаэратора «АВАКС» принята

по результатам испытаний и задана значением $\xi = 0,85$. Эффективность деаэратора ДСА-100 определена по полученной опытным путем его основной режимной характеристике. Температура воды перед деаэратором «ДСА» неизменна и равна $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, удельный расход выпара этого деаэратора принят на уровне $2,5\text{ кг}$ на тонну деаэрированной воды.

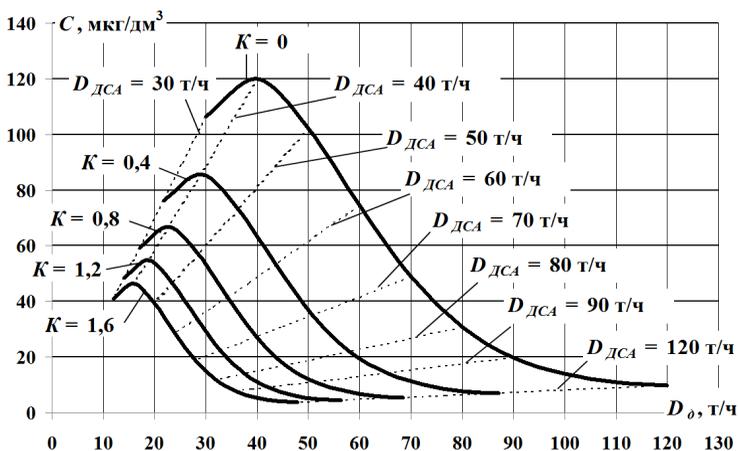


Рис.1. Расчетная основная режимная характеристика деаэрационной установки на базе деаэраторов «ДСА» и «АВАКС»

Выведены расчетные выражения, связывающие концентрацию растворенного кислорода в деаэрированной воде с его начальной концентрацией, кратностью циркуляции воды через «АВАКС», а также эффектами деаэрации для деаэраторов «ДСА» и «АВАКС».

Компновочные решения рассматриваемого варианта реконструкции установок предполагают размещение деаэратора «АВАКС» на 2-5 м выше деаэрационной колонки деаэратора «ДСА» для обеспечения нормального слива воды из прямооточного деаэрационного устройства на верхнюю распределительную тарелку струйной колонки. Эжектор деаэратора «АВАКС», который может быть как паротак и водоструйным, размещается на площадке обслуживания деаэратора «ДСА».

Решение позволяет получать воду требуемого химического качества во всем диапазоне гидравлической нагрузки установки путем регулирования кратности циркуляции. Предложенное техническое решение позволяет обеспечить нормативное качество деаэрированной воды для установок с атмосферными деаэраторами устаревших конструкций при относительно небольших капитальных затратах.

*Р.О. Румянцев, студ.; рук. Г.Г. Орлов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОСТРОЕНИЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ПАРА В ТУРБИНЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОДЯНОГО ПАРА В ХАРАКТЕРНЫХ ТОЧКАХ В ДИАЛОГОВОМ РЕЖИМЕ

Задачей расчёта принципиальной тепловой схемы современной ТЭС является определение величин потоков и параметров пара и воды в узлах и элементах тепловой схемы, а также определение показателей тепловой экономичности турбоустановки. Прежде чем приступить к расчёту тепловой схемы необходимо построить процесс расширения пара в турбине в h, s - диаграмме, используя данные заводов изготовителей турбин, накопленный опыт эксплуатации и проведённые исследования по данному или аналогичному оборудованию.

Нами при разработке диалоговой системы человек – компьютер для определения термодинамических параметров водяного пара в характерных точках процесса расширения пара в турбине в h, s - диаграмме и построения в масштабе самой диаграммы на экране монитора были использованы упрощённые уравнения ВТИ, которые позволяют с достаточной точностью рассчитать все термодинамические свойства воды и водяного пара в области температур до 600 °С, давлений до 26 МПа и энтропии выше 6,28 кДж/(кг·К).

Диалоговая система позволяет строить процессы расширения пара в турбинах, работающих на докритических и сверхкритических параметрах, с промежуточным перегревом пара и без него, с промышленным и теплофикационными отборами и без них.

Результаты расчёта выводятся на экран монитора в виде h, s - и T, s - диаграмм, построенных в масштабе. Причём программа позволяет отслеживать процесс построения диаграмм при вводе исходных данных и вносить, если требуется, в этот процесс коррективы.

В настоящее время некоторые вспомогательные механизмы ответственных блоков большой мощности (питательные насосы, воздуходувки) приводятся в действие от вспомогательных турбин. На экране монитора строится процесс расширения пара и для этих турбин. Кроме графической части на экран выводится таблица результатов расчёта параметров пара во всех отборах турбины. Программа рассчитана для проведения научно-исследовательских работ на этапе оптимизации, а также в учебном процессе для выполнения курсового и дипломного проектирования.

*А.Б. Фимин, студ.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРЕДЛОЖЕНИЕ МОДЕРНИЗАЦИИ КОТЛА ПК-41 ПРИ УВЕЛИЧЕНИИ МОЩНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА КОНАКОВСКОЙ ГРЭС ДО 330 МВт

Энергетическое оборудование электростанций страны, введённое в эксплуатацию в 70-е годы прошлого века, в настоящее время выработало парковый ресурс. Необходимо рациональное техническое предложение по модернизации устаревших агрегатов ТЭС.

На Конаковской ГРЭС за счёт совершенствования характеристик проточной части турбины К-300-240 увеличили её электрическую мощность до 330 МВт, что потребовало повышения паропроизводительности котла D на 10 %. При проектном значении $D = 950$ т/ч котёл ПК-41, как первый отечественный агрегат, уже не соответствовал техническим нормам. Для увеличения паропроизводительности D до требуемой (1050 т/ч) при неизменных параметрах пара ($P_0 = 255$ ата, $t_0 = 545$ °С) и устранения ряда недостатков проектного варианта предложено модернизировать конструкцию котла в пределах существующих габаритов его каркаса.

Реконструкция состояла в удалении пережима в топке на уровне НРЧ переходной зоны в опускном газоходе, ширмового пароперегревателя при размещении двух ступеней конвективного пароперегревателя и увеличении поверхности нагрева водяного экономайзера.

Сравнительный анализ проводился на основе исходных данных (табл. 1) с помощью расчётных моделей существующего и нового вариантов котла ПК-41, полученных с использованием программного продукта «ТРАКТ».

Расчётное исследование проводилось применительно к природному газу с теплотой сгорания $Q_{н}^c = 8630$ ккал/м³. Температура наружного воздуха равнялась 10 °С (табл. 2).

Таблица 1 - Отдельные исходные данные для выполнения тепловых расчетов вариантов парового котла ПК-41

Наименование характеристик	Варианты	
	Исходный	Новый
Паропроизводительность котла D , т/ч	950	1050
Объём топочной камеры V_T , м ³	950	1330
Радиационная поверхность нагрева $N_{рад}$, м ²	870	1050
Поверхность нагрева ширм $N_{шип}$, м ²	726	–
Поверхность переходной зоны $N_{п.з.}$, м ²	2250	–
Поверхность конвективного пароперегревателя $N_{кп}$, м ²	1060	2320
Поверхность водяного экономайзера $N_{эко}$, м ²	2250	4440

Таблица 2 - Отдельные результаты расчетов вариантов котла ПК-41

Наименование характеристик	Варианты	
	Исходный	Новый
Потеря теплоты с химическим недожогом q_3 , %	0,1	–
Потеря теплоты от наружного охлаждения котла q_5 , %	0,21	0,19
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_t''	1,1	1,04
Адиабатическая температура ϑ_a , °С	1941	2038
Температура газов на выходе из топки ϑ_t'' , °С	1349	1196
Температура уходящих газов ϑ_{yx} , °С	144	138
Температура питательной воды $t_{п.в.}$, °С	260	270
КПД котла (брутто) η_k , %	91,27	92,81
Расход природного газа V_r , $m^3 \cdot 10^{-3}/ч$	39,18	41,97
Тепловое напряжение топочной камеры q_v , Мкал/($m^3 \cdot ч$)	338	259
Тепловая мощность котла Q_k , Гкал/ч	296	322

С увеличением объёма топки до $1330 m^3$ его тепловые напряжения снизились на 39 % до $q_v = 259$ Мкал/($m^3 \cdot ч$) при устранении химического недожога ($q_3 = 0$). При этом с увеличением площади радиационных поверхностей нагрева температура газов на выходе из топки снизилась на 153 до $\vartheta_t'' = 1196$ °С. Таким образом, уровень температур газов в верхней части топки более благоприятно сказывается на температурном режиме металла труб СРЧ и ВРЧ.

При повышенной нагрузке котла (на 10 %) температура уходящих газов снизилась на 6 °С до $\vartheta_{yx} = 138$ °С, и при снижении α_t'' до 1,04 КПД котла повысился на 0,34 %. С повышением паропроизводительности D до 1050 т/ч расход топлива увеличился на 7 %.

Модернизация котла ПК-41 позволяет не только повысить паропроизводительность на 100 т/ч, но и улучшить эксплуатационные и экономические показатели при снижении удельного расхода топлива на $2,5 m^3/Гкал$ до $130 m^3/Гкал$.

Секция 2. ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

*Председатель секции
зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика»
д.т.н., проф. В.П. Созинов
Секретарь секции к.т.н., проф. В.М. Захаров*

*Э.Р. Базукова, асп.; Ю.В. Ваньков д.т.н., проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ ТЕПЛОЙ ИЗОЛЯЦИИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФАКТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В современных условиях значимым фактором эффективного функционирования промышленных предприятий является рациональное использование тепловой энергии. Соответственно, приоритетным направлением в данной области является минимизация тепловых потерь, в том числе и при транспортировке теплоносителя.

На увеличение тепловых потерь в значительной степени сказывается разрушение изоляции в процессе эксплуатации теплопроводов [1].

В настоящее время в качестве тепловой изоляции паропроводов и битумопроводов используется комбинированная и ППУ изоляция. Однако при использовании труб с ППУ-изоляцией следует учитывать, что допустимая температура применения пенополиуретана составляет 130 °С, что приводит к невозможности использовать теплоизоляцию ППУ при изоляции паропроводов [2]. В процессе эксплуатации паропроводов и битумопроводов температура на внутренней поверхности ППУ теплоизоляции может превысить 120 градусов, что приводит к потемнению материала ППУ и возможно к изменению свойств.

Анализ опыта эксплуатации теплоизолированных трубопроводов показывает, что ремонт и реконструкция тепловой изоляции должны осуществляться на основе результатов систематического контроля технического состояния теплоизоляционных конструкций [3].

Однако для определения фактических тепловых потерь с учетом технического состояния тепловой изоляции отсутствуют специализированные приборы и методика измерений.

Таким образом, необходимо разработать методику диагностирования тепловой изоляции с помощью приборного комплекса, разработанного на базе измерителя плотности тепловых потоков и температуры.

Расчет фактических тепловых потерь позволит оценить их масштаб, выявить проблемные места на участках трубопроводов и принять соответствующие меры по устранению непроектных режимов работы.

Библиографический список

1. **Кузнецов Г.В.**, Озерова И.П., Половников В.Ю., Цыганкова Ю.С. Оценка фактических потерь тепла при транспортировке с учетом технического состояния и реальных условий эксплуатации тепловых сетей. Известия Томского политехнического университета. 2011. Т. 319. № 4. С. 56-60.
2. **Б. М. Шойхет**, Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Современное состояние и перспективы развития. «Энергосбережение» №10, 2005.
3. **Б. М. Шойхет**, Л. В. Ставрицкая, Обследование технического состояния и реконструкция тепловой изоляции эксплуатируемых магистральных теплопроводов. «Энергосбережение» №3, 2002.

*Н.В. Мнушкин, В.И. Игонин, д.т.н., проф.
(ВоГУ, г. Вологда)*

ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ЧЕРЕЗ ЕЁ УДЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Новизна. Использование методики многоуровневого моделирования и системного анализа, позволяет получить обобщенные удельные показатели для источников генерации и потребления теплоты. Показатели включают в себя удельные энергетические характеристики, которые учитывают все преобразования энергии, что позволяет определять и сравнивать эффективность энергопреобразования в разных устройствах диссипативного типа.

Цель. Разработать методику получения обобщенных удельных энергопоказателей для устройств энергопреобразователей разного конструктивного оформления и сложности.

Актуальность. В связи с появлением на рынке множества разнообразных теплоэнергетических устройств разработка обобщенных показателей, позволяющих проводить оценку их энергопотребления и стоимости является весьма актуальной проблемой [1], [2].

Для исследований выбраны две группы, различных по исполнению установок, служащих для создания и регулирования микроклимата в помещении, фирмы Kospel, Dakon, РусНит, Ермак, Thermo, Electrolux, Nobo, Ballu.

Сравним эффективность накопления энергии и ценообразования для указанных выше типов электро-теплоэнергетических систем. Организуем несколько удельных показателей, которые помогут комплексно охарактеризовать параметрическое отличие разных электро-тепловых систем, не проводя углубленных термодинамических расчетов. Один из таких показателей $K_{y.э.с}$ – удельный коэффициент энергетического состояния представлен из соображений [1], [2], формулой (1):

$$K_{y.э.с} = \Delta \mathcal{E}_{\text{пот}} / (F * t_{\text{вн}}), \text{ кДж/м}^2 * \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где $\Delta \mathcal{E}_{\text{пот}}$ – потенциал мощности или энергопотенциал устройства, кВт, F – условно предполагаемая площадь отопляемого помещения в м^2 , $t_{\text{вн}}$ – температура воздуха внутри помещения, $^\circ\text{C}$. Энергопотенциал устройства в нашем случае равен выходной мощности системы (изделия), увеличенной за счет ее деления на коэффициент преобразования мощности $K_{п.м} = \Delta N_{\text{вых}} / \Delta N_{\text{вх}}$, где $\Delta N_{\text{вых}}$ и $\Delta N_{\text{вх}}$ – выходная и входная мощность устройства соответственно.

Второй удельный энергетический показатель назовем коэффициентом стоимости удельного энергетического показателя. Он находится по формуле (2), (кВт/ EUR * $\text{м}^2 * \text{ } ^\circ\text{C}$):

$$A = K_{y.э.с} / B, \quad (2)$$

де $K_{y.э.с}$ – удельный коэффициент энергетического состояния, определяющийся по формуле (1), кВт/м²* $^\circ\text{C}$; B – цена устройства (EUR).

Построим искомый функционал (3), связывающий все параметры задачи:

$$Y = F(h, v) = [\Delta \mathcal{E}_{\text{пот}}, K_{y.э.с.}, A] = F [(\Delta N, K_{п.м.}, B), (F, t_{\text{пом}})], \quad (3)$$

где Y матрицы выходных, h – входных внешних и внутренних v параметров системы.

Принятое условие. Прямопропорционально увеличению мощности теплоприготавливающей установки увеличивается площадь отопляемого помещения. Для начального варианта анализа эта зависимость принята из расчета 1 кВт мощности устройства на 10 м².

При разных температурных условиях коэффициент энергетического состояния для всех устройств одинаков и изменяется от $K_{y.э.с.} = 0,0045$ – 0,0054, рис. 1.

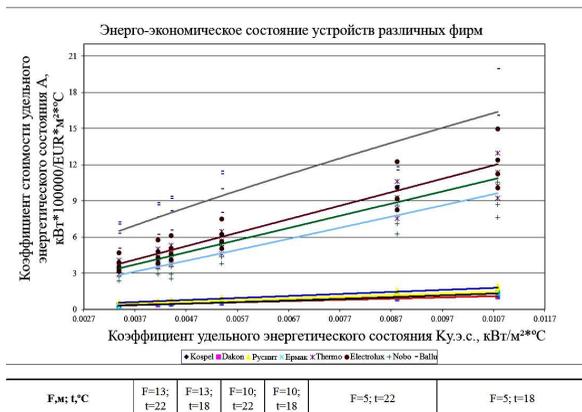


Рис.1 Связь энергетических показателей помещения, мощности и ценовых показателей теплотехнических устройств различных фирм

Отсюда можно заключить, что полученная удельная параметрическая характеристика имеет при определенных условиях постоянное значение и может быть принята в качестве обобщенного параметра для двух групп теплоэнергетических изделий разного конструктивного исполнения.

Библиографический список

1. Олемской, А.И. Синергетика сложных систем: Феноменология и статистическая теория./ А.И. Олемской.-М.: КРАСАНД, 2009.-384с.
2. Игонин, В.И. О принципах интегральности и системности и жизнепроизводства. / Игонин В.И. // Экология и безопасность. Газета МАНЭБ- №7- 2009г.

*А.А. Надеев, к.т.н.
(ВГТУ, г. Воронеж)*

ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ АППАРАТОВ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ ПСЕВДООЖИЖЕННЫМ СЛОЕМ

Центробежный псевдооживленный слой весьма эффективен при организации процесса сушки зернистых материалов, а также в качестве дисперсной насадки регенеративных теплообменных аппаратов и абсорберов. Одним из основных параметров, влияющих на эффективность таких аппаратов, является гидравлическое сопротивление газораспределительной решётки, которое определяет затраты энергии на привод вентиляторов. При этом решётка является более эффективной в

том случае, если она обеспечивает большой массовый расход дисперсного материала при меньшем суммарном гидравлическом сопротивлении решётки и слоя.

На рисунке 1 представлен общий вид газораспределительной решётки, выполненной из листа стали толщиной 0,8 мм. Она отличается простотой и высокой скоростью изготовления.



Рис. 1. Газораспределительная решётка (вид снизу)

С целью определения эффективности данного газораспределительного устройства было проведено экспериментальное исследование, направленное на определение гидравлического сопротивления решётки и псевдооживленного слоя в зависимости от скорости газового потока. В качестве насадки использовались частицы силикагеля диаметром $d_p = 2,5$ мм и плотностью $\rho = 1560$ кг/м³. Измерение гидравлического сопротивления (перепада давления) осуществлялось с помощью микроманометра типа ДМЦ-01М. Измерение углов потока газа и установки лопаток производилась от вертикальной оси. Массовый расход материала определялся как отношение насыпной массы ко времени одного оборота частиц по контуру циркуляции.

На рисунке 2 представлены графики зависимости гидравлического сопротивления центробежного слоя для двух решёток с углами наклона лопаток $\beta=55^\circ$, $\beta=62^\circ$, шагом $S = 6$, $S = 3$, и объёмом материала 1,5 и 2,5 литра для каждой решётки.

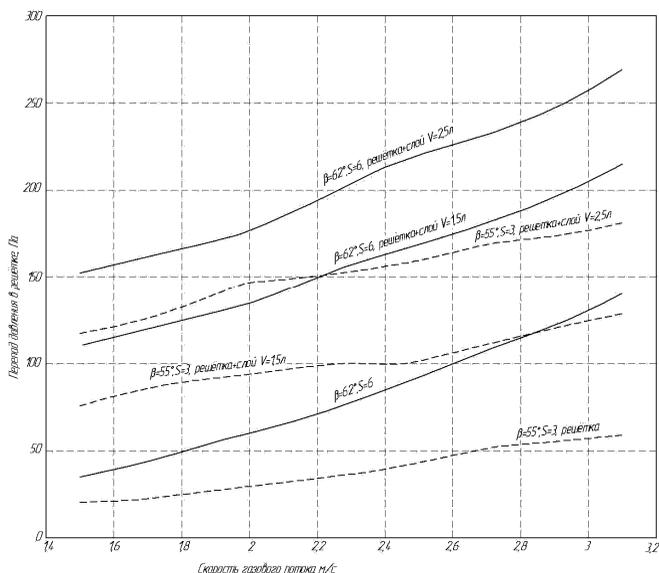


Рис. 2. Результаты опытных данных для решёток и слоя

Как видно из рисунка 2, гидравлическое сопротивление исследуемой газораспределительной решётки возрастает с увеличением угла наклона лопаток и скорости газового потока. Сопротивление слоя остаётся постоянным для разных углов наклона лопаток и зависит только от массы материала. При этом увеличение скорости газа оказывает незначительное влияние на сопротивление материала, поэтому его можно считать постоянным для одной и той же массы материала.

Проведённые эксперименты показали, что данная газораспределительная решётка имеет незначительное гидравлическое сопротивление и позволяет достичь больших массовых расходов материала и высокой равномерности псевдоожижения.

*А.Д. Плахута, соискатель (аспирант);
рук. В.В. Барановский, д.т.н., проф.
(СПбГТУРП, г. Санкт-Петербург)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ ДАЛЬНОСТИ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ОТ ТЕПЛОИСТОЧНИКОВ

Приоритетной целью при планировании развития систем централизованного теплоснабжения городов является задача определения максимальной дальности передачи тепловой энергии. В последние годы данная задача закреплена на законодательном уровне. В связи с принятием [1], [2] вопрос определения максимальной дальности передачи тепловой энергии сводится к определению критерия «радиуса эффективного теплоснабжения».

Результаты предшествующих исследований не содержат в своем составе современных методик определения максимальной дальности, адаптированных под современные модели ценообразования РФ, хотя данный вопрос рассматривается довольно давно, практически с самого зарождения систем централизованного теплоснабжения. Например, в трудах [3] результатами являются эмпирические и полумэмпирические зависимости. В статье [4] отражен принципиально новый подход к решению задачи, однако он носит укрупненный характер и может применяться для экспресс-оценки. В статье [5] приводится развитие инженерной мысли и сформированы возможные пути для решения задач инженерного планирования, однако в трудах не указан подробный алгоритм решения задач, а также расчетные зависимости.

Поставленная задача рассматривается при помощи технических и экономических показателей работы систем теплоснабжения. С учетом применения новой методики возможна оценка целесообразности подключения новых потребителей к существующим системам.

Методологическая суть заключается в сопоставительном анализе технико-экономических показателей систем централизованного теплоснабжения и технико-экономических показателей «альтернативной котельной» – локального теплоисточника, которым потребители могут заменить услугу теплоснабжения от существующей системы.

При помощи новой методики рассчитаны радиусы эффективного теплоснабжения в рамках разработки Схемы теплоснабжения г. Санкт-Петербурга. При внедрении данного подхода для теплоснабжающих организаций можно будет оперативно решать локальные задачи, связанные с расширением зон действия теплоисточников. На рисунке 1 представлен пример результатов расчета для тепловой камеры.

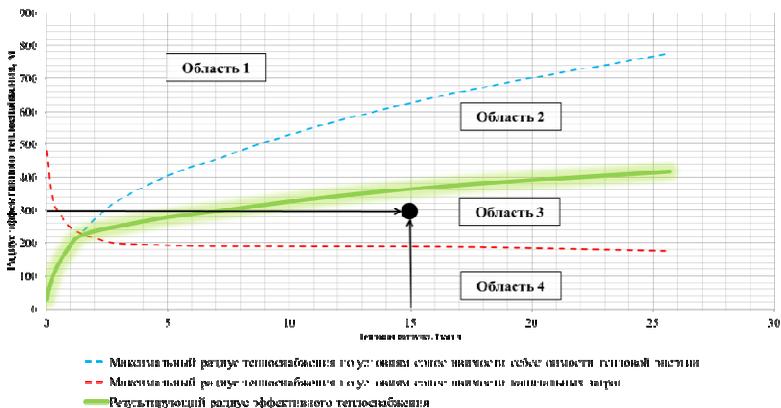


Рис.1 – Пример результатов расчета для тепловой камеры

Область 1 – область эффективности автономного теплоснабжения;

Область 2 – область некупаемости централизованного теплоснабжения, высокая себестоимость не позволит окупить капитальные затраты на присоединение в течение 10 лет, целесообразно строительство автономного источника теплоснабжения;

Область 3 – область окупаемости централизованного теплоснабжения, в срок до 10 лет капитальные затраты окупятся, целесообразно подключение к существующей сети;

Область 4 – область эффективности централизованного теплоснабжения.

Пример. В районе рассматриваемой тепловой камеры планируется подключение потребителей на расстоянии 300 м, с тепловой нагрузкой 15 Гкал/ч. Он попадает в область 3, следовательно, необходимо подключение к зоне централизованного теплоснабжения.

Библиографический список

1. Федеральный закон от 27.07.2010 г. №190-ФЗ «О теплоснабжении».
2. Постановление Правительства Российской Федерации от 22.02.2012 г. №154 «О требованиях к схемам теплоснабжения, порядку их разработки и утверждения».
3. **Соколов Е.Я.** Техничко-экономический расчет тепловых сетей «Нормы по проектированию тепловых сетей». – 1938 г.
4. **Семенов В.Г., Разоренов Р.Н.** Экспресс-анализ зависимости эффективности транспорта тепла от удалённости потребителей // Новости теплоснабжения. – 2006. – № 6. – С. 36–38.
5. **Папушкин В.Н., Григорьев А.С., Щербаков А.П.** Задачи перспективных схем теплоснабжения. Изменение зон действия источников тепловой энергии (систем теплоснабжения) [Электронный ресурс]. Код доступа: www.rosteplo.ru/soc/blog/ekonomik/129.html.

*Ю.Н.Звонарева, асп.; рук. Ю.В.Ваньков д.т.н., проф.
(КГЭУ, г.Казань)*

ПЕРЕХОД ОТ ЦЕНТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ К ИНДИВИДУАЛЬНЫМ

Теплоснабжение жилых микрорайонов российских городов осуществляется посредством централизованных систем на базе теплофикации.

Система теплоснабжения с групповыми тепловыми пунктами (ЦТП), через которые осуществляется подача тепла по отдельным трубопроводам на отопление и горячее водоснабжение зданий, должна обеспечивать температуру воздуха в квартирах не ниже минимально допустимого уровня (18 °С).

В случаях снижения температуры внутри помещения ниже минимально допустимых значений, как правило, не разбирая локальных причин, увеличивают расход тепловой энергии на все здание.

Это приводит к росту температуры обратной воды, перегрузке головных магистралей и хроническому отставанию в режиме работы конечных потребителей – в результате тепловые сети работают с превышением расчетного расхода воды как минимум на 30–40 %.

Регулирование и учет теплопотребления на каждом конкретном объекте, а так же оптимизация систем централизованного теплоснабжения, приводит к значительной экономии тепла.

Основными направлениями регулирования являются:

1. Автоматизация тепловых пунктов (осуществление автоматического регулирования расхода тепловой энергии как на центральных тепловых пунктах (ЦТП), так и на вводе в зданиях в индивидуальных тепловых пунктах (ИТП));
2. Постепенный отказ от ЦТП и перенос оборудования приготовления горячей воды на бытовые нужды в зданиях (переход на ИТП);

Переход от центральных тепловых пунктов (ЦТП) к индивидуальным (ИТП), расположенным в отапливаемом здании, помимо повышения эффективности авторегулирования отопления (авторегулирование с коррекцией по температуре внутреннего воздуха, учитывающие назначение здания), позволит отказаться от распределительных сетей горячего водоснабжения, а также снизить потери тепла при транспортировке и расход электроэнергии на перекачку и циркуляцию горячей воды.

Следует отметить, что перевод лишь части абонентов на независимую схему теплоснабжения с использованием АИТП может привести

к разбалансировке гидравлического режима системы теплоснабжения в целом.

Установка в районе одного-двух АИТП не внесет особого дисбаланса в работу системы. Однако, любая система должна работать как отлаженный механизм, поэтому внедрение системы регулирования и учета у большого количества абонентов, требует к себе достаточного внимания и технически грамотных решений по регулированию системы теплоснабжения не только конкретного абонента, но и обобщенно всей системы теплоснабжения.

Библиографический список

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472с.

*Д.А. Абакин, асп., рук. Б.А. Соколов, к.т.н., доцент.
(НИУ “МЭИ”, г. Москва)*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ РАСПЛАВА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ

В данном докладе предложено использовать циркулирующие дымовые газы для охлаждения стекломассы в выработочной части стекловаренной печи и нагрева шихты и стеклобоя или для получения пара в котле-утилизаторе с последующей выработкой электроэнергии.

Рассмотрена проблема повышения энергетической эффективности стекловаренных печей и обоснована ее актуальность. Проанализирован тепловой баланс современной регенеративной стекловаренной печи и показаны основные направления повышения энергетической эффективности такой печи. Рассчитано, что при регенерации всей теплоты, выделившейся при охлаждении стекломассы в зоне студки, расход топлива снизится на 13%.

Рассмотрена конструкция студочного бассейна на примере стекловаренных печей Орехово-Зуевского стекольного завода. Рассчитано, что потери теплоты теплопроводностью через наружные ограждения невелики, большая часть теплоты расплава теряется за счет излучения через открытые отверстия в своде печи и может быть использована.

Предложена схема использования теплоты стекломассы, в которой циркулирующий по замкнутому контуру промежуточный теплоноситель забирает теплоту стекломассы в студочном бассейне 1 и затем

отдает ее в теплоиспользующем устройстве 2 (рис. 3). В роли теплоиспользующего устройства может выступать, например, подогреватель шихты или котел-утилизатор. В качестве промежуточного теплоносителя рационально использовать дымовые газы, которые непрерывно образуются при работе расположенных в студочной части печи горелок, и удаляются через отверстие 4. Для регулирования температуры газов после студочного бассейна может использоваться вентиль 5, позволяющий направить часть дымовых газов в обход и снизить температуру дымовых газов.

Рассчитан тепловой баланс стекловаренной печи при использовании теплоты стекломассы для подогрева шихты и стеклобоя. По результатам расчета теплоты стекломассы достаточно для подогрева шихты и стеклобоя до $388\text{ }^{\circ}\text{C}$, что позволяет сократить расход топлива на варку стекломассы на 10,5 %.

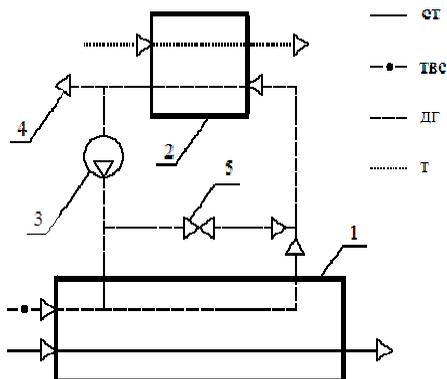


Рис. 3. Схема использования теплоты стекломассы: ст – стекломасса; твс – топливоздушная смесь; дг – дымовые газы; т – нагреваемый теплоноситель (например шихта); 1 – студочный бассейн и каналы питателей; 2 – теплоиспользующее устройство (например подогреватель шихты); 3 – вентилятор; 4 – сброс дымовых газов в атмосферу; 5 – заслонка.

Произведен расчет радиационного теплообмена между стекломассой и дымовыми газами в студочной части стекловаренной печи. Показано, что радиационный теплообмен может протекать с высокой интенсивностью, что обеспечивает небольшие размеры студочного бассейна.

Произведен расчет внутреннего теплообмена в слое стекломассы средствами ANSYSFluent. Показано, что интенсивность охлаждения стекломассы ограничена возникновением больших градиентов температур по толщине слоя стекломассы. Выведена формула для расчета

градиента температур, возникающего при верхнем охлаждении слоя стекломассы:

$$\Delta t_1 = t_{\max} - t_{\min} = \frac{q_{\text{верх}} \cdot H}{Nu_H \lambda_{\text{эф}}};$$

Где Δt_1 - температурная неоднородность стекломассы; $q_{\text{верх}}$ - плотность теплового потока на поверхности стекломассы, H - толщина слоя стекломассы; $Nu_H = 4,23$ - число Нуссельта; $\lambda_{\text{эф}}$ - эффективная теплопроводность стекломассы, равная 40-80 Вт/м/К для бесцветного стекла и 10-20 Вт/м/К для окрашенного стекла.

*С.В. Андреев, А.А. Смирнов, студенты;
рук. А.В. Коновалов к.т.н, доц., В.В. Сенников к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ ОТ КОТЕЛЬНОЙ ИГЭУ

Выполнен тепло-гидравлический наладочный и поверочный расчет тепловой сети микрорайона от котельной ИГЭУ в программном комплексе ZuluThermo 7.0 с использованием географической информационной системе (ГИС) Zulu. В расчете проверялась возможность подключения нового общежития (ул. Рабфаковская). Здание будет подключено по независимой непосредственной схеме; система горячего водоснабжения выполнена по закрытой схеме с применением в ИТП общежития пластинчатых теплообменников.

Исходные данные для наладочного расчета:

- подключенная тепловая нагрузка $Q_{\text{сумм}} = 8,528$ Гкал/ч из них на отопление $Q_o = 7,974$ Гкал/ч, на горячее водоснабжение $Q_{\text{ГВС}} = 0,554$ Гкал/ч.
- расчетный располагаемый напор на выходе из котельной $\Delta H = 30$ м.в.ст.
- расчетная температура воздуха внутри помещения $t_{\text{вр}} = 20$ °С
- расчетная температура наружного воздуха, для г. Иваново $t_{\text{нр}} = -30$ °С;
- температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетном режиме $\tau_{o1} = 95$ °С;
- температура воды в обратном трубопроводе при расчетном режиме $\tau_{o2} = 70$ °С;

- температура холодной воды, $t_x = 5^\circ\text{C}$;
- температура воды на ГВС, $t_{\text{ГВС}} = 60^\circ\text{C}$;
- температура воды в циркуляционном контуре (для 4-х трубной системы), $t_{\text{ц}} = 50^\circ\text{C}$;
- доля циркуляции ГВС (для 4-х трубной системы) 25 %;
- в ИТП на системе ГВС имеются регуляторы температуры.

В результате наладочного расчета было выявлено, что на некоторых участках тепловой сети от котельной ИГЭУ потери напора значительны, так, например, на участке Котельная ИГЭУ – ТК «Котельная» суммарные потери напора составляют 4,336 м. вод.ст.

Для снижения этого значения, предлагается изменить диаметр данного участка трубопровода с 259 мм до 309 мм. В результате замены суммарное значение потерь напора станет равным 2,004 м. вод.ст.

На основании расчетов следует сделать следующие выводы:

- Для нормальной работы системы теплоснабжения расчётный располагаемый напор на выходе из источника должен иметь значение не ниже 10,7 м вод.ст.
- Располагаемые напоры у потребителей имеют приемлемые для надежной работы системы теплоснабжения значения.
- Следует заменить трубопровод на участке Котельная ИГЭУ – ТК «Котельная».
- Результаты поверочного расчёта – удовлетворительные. Температуры на входе в систему отопления и на выходе из системы отопления соответствуют температурным графикам, так, например, у потребителя «Новое общежитие» температуры воды на входе и на выходе и системы отопления составляют 95°C и $68,1^\circ\text{C}$ соответственно.
- В результате выполнения мероприятий по наладке тепловой сети суммарный расход сетевой воды из источника можно сократить на 20%, что экономически выгодно.

Библиографический список

1. Апарцев М. М. Наладка водяных систем централизованного теплоснабжения. Справ-методич. пособие. – М. Энергоатомиздат, 1983. – 204 с., ил.

*С.В. Андреев, А.А. Смирнов, студенты;
рук. А.В. Коновалов к.т.н, доц., В.В. Сенников к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТ НАДЁЖНОСТИ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ ОТ КОТЕЛЬНОЙ ИГЭУ

Расчётная схема для определения показателей надёжности тепловых сетей микрорайона ИГЭУ составлена в программном комплексе ZuluThermo 7.0 с использованием геоинформационной системы (ГИС) Zulu.

Способность действующих и проектируемых тепловых сетей обеспечивать в течение заданного времени требуемые режимы, параметры и качество теплоснабжения (отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также технологических потребностей предприятий в паре и горячей воде) следует определять по показателям (критериям): вероятности безотказной работы [P], коэффициенту готовности [K_r].

Вероятностные показатели надёжноститепловых сетей должны удовлетворять нормативным значениям:

$$K_j \geq K_r, j \in J$$

$$P_j \geq P_{гс}, j \in J$$

где $K_r = 0,97$ – нормативное значение коэффициента готовности;
 $P_{гс} = 0,9$ – нормативное значение вероятности безотказной работы тепловых сетей.

Расчёты коэффициента готовности и вероятности безотказного теплоснабжения потребителей тепловой сети выше нормативных значений.

При вычислении вероятностей состояния тепловой сети, кроме срока службы и длины участка, учитывается его диаметр и время восстановления после отказа. Наибольший вклад в состояния тепловой сети с отказами, несут участки с большими значениями интенсивностей отказов, обусловленные длительным сроком их эксплуатации 25 и более лет: участки ТК7 - ТК8, ТК8 - Рабфаковская 36, ТК5 - ТК11, ТК11 - ТК12, ТК11 - общежитие №3. Некоторое превышение значениями интенсивностей отказов участков ТК12 - ТК13, ТК17 - ТК18 от среднего уровня обусловлено тем, что период их эксплуатации меньше периода приработки (менее трёх лет). Участки тепловой сети с длительным сроком эксплуатации подлежат замене. Общие затраты составляют 4.156 млн.руб.

Библиографический список

1.ГОСТ Р 53480-2009 «Надёжность в технике. Термины и определения»

*Н.А. Бойчук, соискатели; А.Б. Трояновский,
рук. Е.Г. Авдюнин, д.т.н., проф.,
(ИГЭУ, г.Иваново)*

ГАЗОГЕНЕРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ

Древесные отходы претерпевают в ГГУ различные физико-химические превращения, которые осуществляются по следующим стадиям. Предварительная стадия заключается в разогреве установки до оптимальной температуры начала процесса пиролиза (675-775 °К) путем термической обработки подсушенных до влажности $W=0,08-0,1$ древесных отходов (ДО) в избытке воздуха.

На первой стадии при вторичной загрузке ДО с $W=0,3-0,6$ в ГГУ происходит процесс сушки.

На второй стадии происходит пиролиз, т.е. термическое разложение подсушенных ДО в бункере ГГУ практически без допуска воздуха.

Третья стадия представляет собой процесс газификации древесного угля, а также образующихся при паровоздушном дутье ДС и ПО. При газификации древесины с использованием паровоздушного дутья и температуре до $T=1400\text{К}$ образуется ГГ с теплотворной способностью $H_u^\circ=4660-5800\text{кДж/кг}$ и характерным объемно-процентным составом: $V(\text{CO})=19,5\%$ оксид углерода, $V(\text{H}_2)=16,0\%$ водорода, $V(\text{CH}_4)=3,0\%$ метана, $V(\text{CO}_2)=12,0\%$ углекислого газа, $V(\text{O}_2)=0,5\%$ кислорода и $V(\text{N}_2)=49,0\%$ азота.

Побочными продуктами газификации ДО, как показывают экспериментальные данные, являются зола (z) до 1,5-2,0%, древесная смола (ДС) до 5,0-10,0% и несгоревший углерод (С) до 1,5-2,5% от массы абс. сух. древесины.

Схема ГГУ приведена на рис.1, будет являться экологически чистой, безопасной в эксплуатации, несложной в изготовлении. Принцип работы установки изложен в ряде работ [1,2].

Газогенератор 7 предварительно разогревают до необходимой температуры начала газификации. Для этого в бункер газогенератора 7 загружают требуемое количество ДО (примерно 15% объема бункера). Производят розжиг ДО через нижний люк 3. После достижения необходимого температурного режима газогенератора в бункер на весь объем загружают ДО. В камеру газификации при помощи центробежного вентилятора 2 (или компрессора 19) подают атмосферный воздух. Выходящий из газогенератора по трубам 9, 10 горючий газ поступает в водяной холодильник 11 для превращения смолы и водяного пара в жидкость. Смолосборник 13 для сбора жидких смол, воды, летучей

сажи и т.д. Циклон 14 предназначен для дополнительной сушки и очистки газа. Резервуар 16 нужен для подачи генераторного газа в горелку 18 камеры сгорания котельной (ЭТУ) или камеры сгорания газотурбинной установки или для сбора в газовый баллон 20 при помощи компрессора 19.

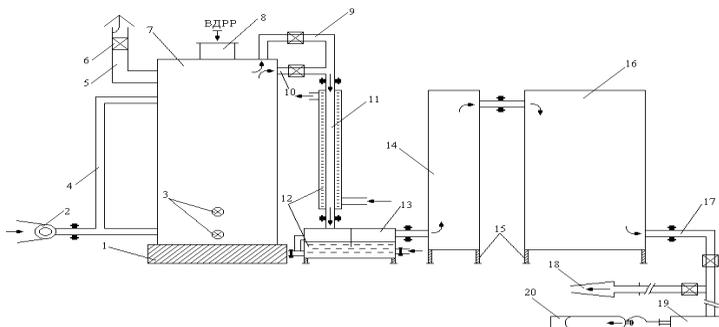


Рис.1 ГГУ на древесных отходах.

Получаемый из ДО газ практически невзрывоопасен, сгорает в воздухе с получением CO_2 и H_2O , фактически не образует экологически вредных оксидов азота, что объясняется выбором соответствующего температурного режима.

Предлагаемый процесс газификации рассчитан на 6 часов непрерывной работы при однократной загрузке ДО с влажностью $W=0,3-0,6$. Догагрузка может происходить через 1 час работы. После окончания процесса газификации один раз в сутки производится чистка газогенератора от золы, остатков древесного угля, сажи, смолы, проверяется исправность ГГУ.

ГГУ может быть использована на деревообрабатывающих предприятиях, в леспромхозах, в сельскохозяйственной местности, на автономных электростанциях и т.д.

Библиографический список

1. Корякин В.И. Термическое разложение древесины. – М.: Гослесбумиздат, 1962. – 458с.
2. Чаттерди А. Газификация топлив./Биомасса как источник энергии. – М.: Мир, 1985. – с 211-237.

*С.С. Лапшин, асп. (Ивановский институт ГПС МЧС России);
рук. Е.Г. Аююнин, д.т.н., профессор (ИГЭУ, г. Иваново)*
**МОДЕЛЬ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ РАЗВИТИИ
ПОЖАРА**

В обобщенное дифференциальное уравнение входят четыре члена: нестационарный, конвективный, диффузионный и источниковый. Зависимая переменная Φ - обозначает различные величины, такие как массовая концентрация, энтальпия, составляющие вектора скорости и т.д. При этом коэффициенту диффузии и источниковому члену следует придать соответствующий каждой из этих переменных смысл [1,2].

Для практических целей, чаще всего, достаточно знания средних значений величин, описывающих динамические и переносные свойства изучаемой системы. В таких случаях можно использовать прямые математические модели расчета коэффициентов турбулентного обмена. При этом предполагается, что имеют место быстрые случайные пульсации усредняемой величины около среднего значения. В результате операции усреднения возникают дополнительные члены - так называемые напряжения Рейнольдса, турбулентный тепловой поток, турбулентный диффузионный поток и т.д. Задачей модели турбулентности является выражение этих потоков через средние характеристики течения.

Во многих моделях турбулентности для выражения турбулентных напряжений и потоков используется концепция коэффициентов турбулентной вязкости и диффузии. Турбулентный поток описывается как

$$-\rho^* U_i' \Phi' = \mu_T / Pr_{T,\Phi} * (d\Phi / dx_i); \quad (1)$$

В этом уравнении $Pr_{T,\Phi}$ - турбулентное число Прандтля (Шмидта). Если ввести эффективный диффузионный коэффициент $D_{\Phi,\Phi} = \mu / Pr_{\Phi} + \mu_T / Pr_{T,\Phi}$, то

$$J_{\Phi,i} = D_{\Phi,\Phi} * (d\Phi / dx_i); \quad (2)$$

На практике течение в аппаратах чаще всего турбулентно. В этом случае необходимо использование моделей, состоящих из двух уравнений. Примером такой модели является широко распространенная $k - \epsilon$ [1,2] (кинетическая энергия турбулентности и скорость ее диссипации) модель Харлоу – Накайамы.

Основным является допущение о том, что свойства турбулентности можно охарактеризовать двумя величинами: k и ϵ . Они позволяют

рассчитать значение коэффициента турбулентной вязкости по соотношению Колмогорова

$$\mu_T = C_m \rho k^2 / \epsilon; \quad (3)$$

где $k = 0.5(U_i')^2$, $\epsilon = m(dU_i'/dx_i)^2/\rho$.

В аппарате турбулентного моделирования k и ϵ рассматриваются как удовлетворяющие транспортным уравнениям.

$$d(\rho k)/dt + \text{div}(\rho U k) = \text{div}(D_k \text{grad} k) + \mu_T G_k - \rho \epsilon; \quad (4)$$

где G_k - скорость генерации энергии турбулентности.

Однако уравнение для k отличается от уравнения для h присутствием добавочных членов в конце правой части. Первый из этих членов G_k выражает интенсивность порождения турбулентности в единице объема за счет сдвиговых напряжений и градиентов скорости. Второй член $\rho \epsilon$ представляет скорость диссипации энергии турбулентности в единице объема.

Турбулентная вязкость, которая для течений с высокими числами Рейнольдса эквивалентна эффективному значению, $\mu_{эф} = \mu + \mu_T$. Эмпирическая константа определяется выражением $C_m = \rho^* k^2 / \epsilon^* \mu$.

Аналогичное уравнение записывается для переменной ϵ .

$$d(\rho \epsilon)/dt + \text{div}(\rho U \epsilon) = \text{div}(D_\epsilon \text{grad} \epsilon) + C_1 \mu_T \epsilon G_k / k - C_2 \rho \epsilon^2 / k; \quad (5)$$

Оно очень близко к уравнению для переноса k . Однако, источниковый член в правой части содержат две добавочные константы C_1 и C_2 . Полагается, что они также имеют универсальные значения, которые могут быть получены из экспериментов и затем остаются пригодными и для других случаев. Численные значения констант, указаны в табл.1, включая три числа Прандтля для энергии турбулентности, температуры и диссипации.

Таблица 1 - Численные значения коэффициентов

C_m	C_1	C_2	Pr_k	Pr_ϵ	Pr_h
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3	0,9

Тот факт, что все интересующие нас дифференциальные уравнения можно рассматривать как частные случаи обобщенного уравнения, позволяют ограничиться численным решением обобщенного уравнения с соответствующими начальными и граничными условиями.

Библиографический список

1. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. - М.: Энергоатом издат, 1984- 150 с.
2. Драйздел Д. Введение в динамику пожаров. Пер. с англ.- М.: Стройиздат, 1990- 421 с.

*В.Е. Мезенцева, студ., М.А. Ихьянова, студ.;
рук. Л.И. Тимошин к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РЕКОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЛЕСОСУШИЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Целью разрабатываемого проекта реконструкции системы теплоснабжения является автономное теплоснабжение лесосушильных камер и повышение эффективности использования тепловой энергии.

На предприятии установлены две лесосушильные камеры. Объем загружаемой древесины 13,5 м³ в каждую камеру. Сушка в камере – конвективная греющим паром с давлением 0,3 МПа из котельной и возвратом конденсата греющего пара в котельную. Для циркуляции воздуха в лесосушильной камере установлены два осевых вентилятора мощностью электродвигателя у каждого вентилятора 40 кВт. Продолжительность сушки 6 дней (для нормального режима).

Работа котельной в выходные дни только на лесосушильные камеры неэкономична и поэтому их отключают.

Это приводит к увеличению продолжительности сушки древесины и к снижению годовой продолжительности.

Переход от централизованной системы теплоснабжения от котельной лесосушильных камер к децентрализованной позволит увеличить производительность лесосушильных камер за счет уменьшения срока обработки материала.

Одновременно с децентрализацией теплоснабжение необходимо провести реконструкцию лесосушильных камер с целью улучшения качества получаемой продукции и уменьшения энергозатрат на процесс сушки.

В качестве источника децентрализованного теплоснабжения предлагается автономная котельная установка. Теплоноситель – горячая вода с температурным графиком 95/70 °С. Топливо – природный газ. Автономная котельная установка должна быть полностью автоматизирована, оборудована регуляторами и контрольно – измерительными приборами, снабжена циркуляционными насосами для теплоносителя.

Реконструкция лесосушильной камеры заключается в замене неэкономичных осевых вентиляторов и организации эффективной циркуляции сушильного агента в массе высушиваемого материала.

При расчете теплового баланса лесосушильной камеры определили затраты теплоты на сушку древесины $Q_{\text{исп}} = 12,34$ кВт и потери теплоты через ограждающие конструкции $Q_{\text{хпот}} = 8,35$ кВт.

Общие затраты теплоты с учетом коэффициента неучтенного расхода теплоты $\epsilon = 1,3$; равны $Q_{\text{эк}} = 26,6$ кВт. По наибольшему расходу теплоты определили тепловую мощность калорифера. Выбрали калорифер КСк 3-7-02 АХЛЗ.

При аэродинамическом расчете лесосушильной камеры определили сопротивление движения сушильного агента $P = 184,1$ Па.

По сопротивлению и расходу сушильного агента $L = 7000$ м³/ч выбрали вентилятор ВО-06-300-6,3; $\Pi = 1500$ об/мин.

Выбрали по $Q_{\text{эк}} = 24,5$ кВт источник теплоснабжения лесосушильной камеры: газовый котел "СТАВАН -30Е", $N = 30$ кВт.

Библиографический список

1. Соколов В.П., Харитонов Г.Н., Добрынин С.В. Лесосушильные камеры – М.: Лесная промышленность, 1987. - 184 с.
2. Справочник по сушке древесины / Е.С. Богданов, В.А. Козлов, В.Б. Куншыш, В.И. Мелехов / Под ред. Е.С. Богданова. – М.: Лесная промышленность., 1990. – 304 с.

*Е.Е. Пшеничнова, студ.; рук. В.К. Пыжов, к.т.н, проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛООВОГО НАСОСА «ВОЗДУХ-ВОДА» ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

В настоящее время одной из актуальных задач является рациональное использование топливно-энергетических ресурсов. Возможность применения новых энергосберегающих технологий и оборудования на основе нетрадиционных источников энергии позволяет найти пути ее решения.

Одним из крупнейших потребителей топливно-энергетических ресурсов является область тепло-хладоснабжения, что обуславливает необходимость поиска путей минимизации затрат в этой сфере.

В соответствии с [1] теплоснабжение систем кондиционирования воздуха следует осуществлять от централизованных тепловых сетей, а холодоснабжение – от систем централизованного холодоснабжения, оборудованных компрессионными холодильными машинами. Этот способ тепло- и холодоснабжения является дорогостоящим и часто малоэффективным. Одним из перспективных путей снижения затрат на передачу требуемого количества теплоты и холода можно считать использование низкопотенциальных источников энергии с помощью тепловых насосов.

В лаборатории «Энергосберегающих технологий и энергоэффективного оборудования» кафедры «Промышленная теплоэнергетика» ИГЭУ разработана система тепло- и холодоснабжения центрального кондиционера CLIVET (Италия), моделирующего создание многозонального микроклимата. Функционально схема энергоснабжения делится на схему обвязки источников теплоты и холода (тепловые насосы CLIVET (Италия) и TRITON (Россия) и два водогрейных котла французской фирмы DeDietrich)) и схему потребителей теплоты и холода (поверхностные воздухонагреватели первой и второй ступеней и поверхностный воздухоохладитель кондиционера CLIVET).

Водяной тепловой насос WSAN-EE (итальянская фирма CLIVET) предназначен для охлаждения и подогрева воды для систем кондиционирования и вентиляции воздуха [2]. Фирмой-изготовителем тепловой насос спроектирован для наружной установки и, следовательно, использования низкопотенциальной энергии наружного воздуха.

В холодный период с учетом климатических условий г. Иваново установка теплового насоса снаружи помещения по ряду причин нецелесообразна.

Для работы теплового насоса необходимо поступление парообразного хладагента из испарителя в конденсатор с повышенными до требуемого уровня параметрами (давление и температура). Для этого в холодильном цикле между испарителем и конденсатором установлен компрессор типа SCROLL, в котором за счет совершения работы происходит процесс сжатия паров хладагента R 407C.

В холодный период года при расчетной температуре наружного воздуха г. Иваново равной минус 30°C [3] работа, необходимая для сжатия паров хладагента, будет превышать максимальную мощность, на которую данный компрессор рассчитан. Следовательно, компрессор не может обеспечить требуемой степени сжатия и параметры хладагента на входе в конденсатор, а, следовательно, и параметры нагреваемой воды будут занижены и, как следствие, коэффициент преобразования энергии тепловым насосом значительно снижается.

Для обеспечения работоспособности теплового насоса в холодный период в режиме получения теплоты потребовалось бы установка компрессора с электродвигателем большей мощности для обеспечения требуемой степени сжатия паров хладагента. Данное мероприятие является экономически неоправданным и технически весьма трудоемким. Поэтому и принято решение об установке теплового насоса WSAN-EE внутри помещений лаборатории.

За счет использования воздуха из рабочей зоны помещений в качестве охлаждающей или греющей среды тепловой насос способен эф-

фективно работать: в теплый период холодильный коэффициент равен 5,0; в холодный период коэффициент преобразования составляет 3,7.

Для исключения внесения используемым в тепловом насосе воздухом теплоты и холода в помещения лаборатории и устранения негативного воздействия его на уровень комфортности этих помещений энергию воздуха предлагается использовать для предварительного нагрева или охлаждения воды. Нагретый или охлажденный воздух можно также использовать для получения требуемых параметров приточного воздуха в различных зонах поддержания заданного микроклимата, направляя его в фанколы (доводчики). В докладе представлена схема и оборудование для реализации предлагаемого решения.

Библиографический список

1. СП 60.13330.2012 Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция, кондиционирование / Минрегион России. – М.: ЦПП, 2012. – 68 с
2. Каталог продукции «CLIVET». ч.2. Полный спектр профессионального климатического оборудования / CLIVET. – М. 2003. – 320 с.
3. СП 131.13330.2011 Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* Строительная климатология / Минрегион России. – М.: ЦПП, 2012. – 109 с.

*Д.М. Рубанов, студ.; рук. В.И. Субботин, к.т.н, проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

СФЕРА ПРИМЕНЕНИЯ ВАКУУМНЫХ ДЕАЭРАТОРОВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Анализ сферы применения вакуумных деаэраторов необходим для правильного выбора типа деаэрационного устройства при проектировании различных теплоэнергетических установок и определения перспектив дальнейшего совершенствования вакуумных деаэраторов. Проанализируем техническую и экономическую целесообразность применения вакуумных деаэраторов в наиболее характерных теплоэнергетических установках [1].

Схемы подготовки воды для подпитки теплосети ТЭЦ.

В зависимости от состава деаэрируемой воды, вакуумная дегазация может дополняться недорогостоящими и экологически безвредными химическими методами связывания углекислоты. Существенное преимущество вакуумных деаэраторов перед деаэраторами другого типа обеспечивают следующие факторы: использование пара низкого потенциала отборов и отработавшего пара турбин для подогрева теплоносителей в ВДУ, а также устранения потери конденсата греющего

пара за счёт использования в качестве греющего агента перегретой сетевой или подпиточной воды.

Если учесть постоянное возрастание масштабов теплофикации, отпуская тепла и горячей воды от ТЭЦ, то следует признать вакуумные основным средством противокоррозионной обработки подпиточной воды на ТЭЦ.

Схемы дегазации питательной воды ТЭЦ.

Промышленно-отопительные ТЭЦ характеризуются относительно большими добавками химически очищенной воды. В связи с этим для дегазации добавочной воды, как и конденсата, возвращаемого с производства, должны устанавливаться деаэраторы. Нормами ПТЭ [2] предусматривают содержание кислорода перед основным деаэратором (второй ступенью дегазации), за последним ПНД не более 30мкг/кг. Такая глубина удаления кислорода достигается в широком диапазоне изменения режимов работы горизонтальных вакуумных деаэраторов при использовании в качестве греющего агента перегретой деаэрированной воды. Связывание остаточных количеств свободной углекислоты в деаэрированной воде осуществляется, как правило, аммиаком. Освоение вакуумных деаэраторов в таких схемах сопряжено с определенными трудностями [3].

Однако возможности значительного повышения тепловой экономичности ТЭЦ за счёт подогрева деаэрированного добавка питательной воды в подогревателях систем регенерации турбин и снижения давления теплофикационных отборов до величин, определяемых температурным графиком теплосети, делают использование вакуумных деаэраторов в качестве первой ступени дегазации питательной воды ТЭЦ весьма перспективным.

Промышленные котельные.

Применение вакуумных деаэраторов в схемах дегазации питательной воды таких котельных позволяет значительно понизить температуру деаэрированной воды, благодаря чему появляется возможность уменьшить потери тепла с уходящими газами. Однако понижение температуры уходящих газов на котлоагрегатах, сжигающих высокосернистый мазут, ограничено из-за возрастания при этом интенсивности коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева. В то же время очевидной является выгода от применения вакуумных деаэраторов в котельных, сжигающих природный газ.

Отопительные (водогрейные) котельные.

В таких схемах обычно предусматривается использование в качестве греющего агента вакуумных деаэраторов сетевой воды, отбираемой после водогрейных котлов. При анализе характеристик деаэраторов

горизонтального типа показано, что технологически достаточен и экономически оправдан подогрев воды, используемой в качестве греющего агента, паром отопительных отборов турбин. Применение же в качестве греющего агента сетевой воды, нагретой в водогрейных котлах, снижает экономичность ТЭЦ, так как тепло, полученное подпиточной водой в деаэраторе от греющего агента, вытесняет при дальнейшей подогреве подпиточной и сетевой воды низкопотенциальных отборов турбин и снижает выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Для изолированных водогрейных котельных, а также центральных тепловых пунктов, не имеющих источника пара, вакуумная дегазация с использованием в качестве греющего агента перегретой сетевой воды является единственным эффективным способом удаления из воды коррозионно-агрессивных газов.

Библиографический список

1. Немцев З.Ф., Шарапов В.И. О сфере применения вакуумных деаэраторов в теплоэнергетических установках. – Изв. Вузов СССР Энергетика, 1978, №12, с.59-64.
2. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. М., 2003.
3. Шарапов В.И. Применение вакуумных деаэраторов для дегазации питательной воды ТЭЦ. – Электрические станции, 1980, №4, с.29-32.

*К.П. Смирнова, студ., рук. С.В. Васильев, к.т.н., доц.,
А.В. Банников, к.т.н., доц., (ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕРНИЗАЦИЯ ВОДОГРЕЙНОЙ КОТЕЛЬНОЙ В МИНИ-ТЭЦ НА ОСНОВЕ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Энергосбережение и энергетическая эффективность в первую очередь определяется оптимальным соотношением количества потребляемых ресурсов к величине капитальных затрат, причем для населения такая эффективность выражается в уменьшении стоимости коммунальных услуг, а для промышленной сферы – в экономии ресурсов и модернизации производства. Основным направлением повышения энергетической эффективности в системах теплоснабжения является модернизация всех её элементов.

В данной работе рассмотрена система теплоснабжения на базе водогрейной котельной. Повышение энергетической эффективности источника тепла достигается путем использования теплообменника в

газоходе котла [1], а также присоединением когенерационной установки.

Автором рассмотрен вариант повышения энергетической эффективности источника на примере водогрейной котельной г. Подольск Московской области. Котельная оборудована водогрейными котлами КВ-Г-4,65 и КВ-ГМ-1,16.

Котельные, работающие на газе, теряют с уходящими газами не менее 5 – 9 % теплоты. Поэтому для наиболее эффективного использования теплоты уходящих дымовых газов и снижения расхода топлива в котельных устанавливается теплоутилизатор. По результатам расчета в качестве теплоутилизатора принимаем калорифер КСК 3-11-02 ХЛЗА [2].

Вариантом повышения эффективности когенерационных установок является технология на основе цикла Стирлинга, использующая в качестве рабочего тела газообразное вещество [3]. Таким образом, следующим шагом, ведущим к повышению эффективности работы котельной, является присоединение контура с двигателем Стирлинга.

Особенностью данного технического решения является тот факт, что дымовые газы, удаляющиеся из котла, поступают в промежуточный теплообменник, где передают тепло рабочему телу промежуточного контура подогрева. После этого нагнетатель подает газообразное вещество в двигатель Стирлинга, который преобразует высокотемпературную теплоту в механическую энергию, с помощью которой приводится в работу электрогенератор. Использование теплоты уходящих газов позволяет обеспечить выработку дополнительной электрической энергии и, следовательно, снизить затраты и повысить эффективность теплоэнергетической системы.

Выполнен расчет параметров внутреннего теплообменника контура двигателя Стирлинга β -конфигурации мощностью 150 кВт, который состоит из следующих элементов: вытеснитель (объем, описываемый вытеснителем V_1), рабочий поршень, нагреватель (внутренний объем $V_{ГМ}$, проходное сечение $S_{Г}$), холодильник (внутренний объем $V_{ХМ}$, проходное сечение $S_{Х}$) и регенератор (высота H , фронтальное сечение $S_{фф}$) [3].

Предлагаемая технология может быть эффективно использована при модернизации котельных различной мощности. Полученная электрическая энергия может быть использована как для покрытия потребностей в электроэнергии на собственные нужды котельной, так и для покрытия внешней электрической нагрузки.

Кроме этого в работе была рассмотрена экономическая целесообразность модернизации котельной с использованием вышеперечисленных мероприятий.

Библиографический список

1. Пат. 2261335 (RU). Комбинированная система для одновременного производства тепловой и электрической энергии на основе водогрейной котельной установки / Н.Г. Кириллов, В.В. Ковалев, П.В. // Б. И. 2004. №27.
2. Технические решения по использованию утилизаторов в котельных малой мощности. Сектор научно-технической информации. – Москва, 1992. – 90 с.
3. Трухов В.С., Турсунбаев И.А., Умаров Г.Я. «Расчет параметров внутреннего теплообменного контура двигателя Стирлинга» //Ташкент, «Фан», 1979, с.-80.
4. Электронный ресурс: Viessmann Аквадом: <http://www.viessman.com>

*А.Н. Чугунова, студ., рук. С.В. Васильев, к.т.н., доц.,
А.В. Банников, к.т.н., доц.,
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОДОГРЕЙНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Важнейшим направлением Энергетической программы до 2020 г., принятой Правительством РФ в 2003 г., является энергосбережение в различных отраслях промышленности. Основным направлением повышения энергетической эффективности в системах теплоснабжения является модернизация всех её элементов.

В данной работе предложено решение задачи повышения энергетической эффективности источника тепловой энергии в составе системы теплоснабжения. Задача решается путем использования теплоутилизатора в газоходе котла [1], а также присоединением когенерационной установки.

Автором рассмотрен вариант повышения энергетической эффективности источника на примере водогрейной котельной г. Можайска Московской области. Котельная оборудована водогрейными котлами КВ-Г-4,65-95Н. Максимальный КПД действующей системы равен 93,3% при температуре наружного воздуха - 25°С.

Для наиболее эффективного использования теплоты уходящих дымовых газов и снижения расхода топлива, в котельных устанавливается контактный теплообменный аппарат с активной насадкой. По результатам расчета к установке принят теплообменный аппарат КТАН-0,5 УГ [2].

Вариантом повышения эффективности когенерационных установок является технология на основе цикла Ренкина, использующая в качестве рабочего тела низкокипящий агент [3]. Таким образом, следующим шагом, ведущим к повышению эффективности работы котельной, является присоединение контура с низкокипящим рабочим агентом, состоящим из турбины с электрогенератором, теплообменника-испарителя, конденсатора и питательного насоса.

Особенностью данного инженерного решения является то обстоятельство, что для нагрева рабочего агента в низкокипящем контуре теплообменник-испаритель встроен в газоход котла. Использование теплоты уходящих газов для нагрева рабочего агента в теплообменнике-испарителе до необходимой температуры, позволяет отказаться от применения контура промежуточного теплоносителя, т.е. повысить энергетическую и экономическую эффективность котельной.

Для реализации данной идеи необходимо решить задачи выбора рабочего тела, при решении которых следует учитывать различные факторы, такие как: экологическая безопасность технологии, теплофизические свойства рабочего тела (теплопроводность и теплоемкость, вязкость, критические параметры), термохимические характеристики, стоимость НРТ, его доступность и изученность.

Фреон R-134a имеет отличные термодинамические свойства, химически неактивен и безопасен, характеризуется нулевым озоно-разрушающим потенциалом ($ODP = 0$) и невысоким потенциалом парникового эффекта ($GWP = 1300$), нетоксичный и взрывобезопасный газ. Хладон 134a – подходящий хладагент для областей применения, где особое значение придается безопасности и постоянству эксплуатационных характеристик [4,5].

В качестве когенерационной установки в работе принята ORC-турбину (ORC – органический цикл Ренкина). Принцип действия ORC-турбины похож на работу стандартной паровой турбины, за исключением того, что рабочим телом является органическая низкокипящая жидкость (типа фреона), которая и позволяет системе эффективно работать на низкотемпературных источниках тепла для производства электричества в широком диапазоне выходной мощности [6].

Так же в работе была рассмотрена экономическая целесообразность модернизации котельной с использованием вышеперечисленных мероприятий. В результате расчетов срок окупаемости проекта составил 4,04 года, а чистый дисконтированный доход – 1 267,38 тыс. руб/год.

Библиографический список

1. Пат. 2189525 (RU). Пиковая водогрейная котельная / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов // Б. И. 2002. №26.

2. Технические решения по использованию утилизаторов в котельных малой мощности. Сектор научно-технической информации. – Москва, 1992. – 90 с.
3. **Репин Л.А., Тарасов Д.Н., Макеева А.В.** Возможности производства электроэнергии в водогрейных котельных//Новости теплоснабжения. 2008, №9.
4. УралХладПром [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.uralhlaprom.ru/hladon22\(r-22\).html](http://www.uralhlaprom.ru/hladon22(r-22).html) – Загл. с экрана.
5. Transcool [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.transcool.ru/freon/hladon-r22.html> - Загл. с экрана.
6. ССС-Энерго [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://cccenergo.com/-_orc-infinity_турбины_ренкина – Загл. с экрана.
7. Пат. №145822 (RU). Тепловая схема водогрейной котельной /С.В. Васильев, А.А. Гуськова, А.В. Банников // Б. И. 2014 №24.

Секция 3. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Председатель секции

Профессор кафедры «Автоматизация технологических процессов»

к.т.н., проф. А.В. Кондрашин

Секретарь секции ст. преподаватель Е.Л. Малкова

*Д.А. Чуланов, асп.; рук. А.В. Кондрашин к.т.н., проф.
ИГЭУ, г. Иваново*

ПОВЫШЕНИЕ СТЕПЕНИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЦЕССА РАЗРАБОТКИ ПРОЕКТА АСУ ТП В SCADA СИСТЕМЕ «ТЕКОН»

В процессе интеграции современных SCADA - SoftLogic (SupervisoryControlandDataAcquisition – диспетчерское управление и сбор данных) систем с системами автоматизированного проектирования (САПР) открываются новые возможности по повышению степени автоматизации процесса разработки прикладного проекта автоматизированной системы управления технологическими процессами (АСУТП) за счёт обеспечения возможности обмена данными между SCADA и САПР по средствам интерфейсов программирования приложений (API - ApplicationProgrammingInterface). Одновременный доступ к данным SCADA и САПР обеспечивает возможность автоматизации действий, в процессе выполнения которых, разработчик руководствуется как проектной документацией, так и информацией, представленной в прикладном проекте.

Для SCADA системы «ТЕКОН» на уровне стороннего приложения реализован ряд механизмов, применение которых позволяет значительно сократить временные затраты на разработку и повысить качество прикладного проекта АСУТП:

1. Механизмы автоматического создания прикладных программ. Принцип работы механизмов заключается в анализе проектной информации, анализе прикладного проекта и создании прикладных программ, реализующих один из доступных технологических алгоритмов.
2. Механизмы автоматического создания элементов операторского интерфейса. Принцип работы механизмов заключается в анализе проектной информации, анализе прикладного проекта и создании определённого класса элементов операторского интерфейса.

В качестве примера, демонстрирующего преимущества описанных выше механизмов, рассмотрим процесс разработки прикладного проекта АСУТП энергоблока №2 Рязанской ГРЭС-2. Сигнальный состав системы управления: одиночные аналоговые и дискретные сигналы - 3030, запорная и регулирующая арматура – 542, механизмы собственных нужд – 95. Суммарное количество сигналов ввода/вывода - 6278. Разработка прикладных программ, реализующих алгоритмы ввода/вывода, при использовании стандартного механизма фиксированных шаблонов, реализованного в СКАДА «ТЕКОН», для системы управления с приведённым выше сигнальным объёмом, занимает у одного разработчика ориентировочно 6 рабочих дней (75% времени занимает процесс подготовки исходных данных и импорт в базу данных прикладного проекта и 25% времени - процесс разработки шаблонов и прикладных программ). Разработка прикладных программ, реализующих алгоритмы управления запорной, регулирующей арматурой и механизмами, занимает у одного разработчика ориентировочно 10 рабочих дней (100% времени занимает процесс привязки переменных, соответствующих каналам ввода/вывода к алгоритмическим блокам, реализующим алгоритмы управления). Учитывая значительную долю участия человека в процессе, процент ошибок, вызванных человеческим фактором, может достигать 10%. Использование механизмов автоматического создания программных модулей, реализующих алгоритмы ввода/вывода и управления запорной, регулирующей арматурой и механизмами, позволило сократить время, необходимое на разработку прикладных программ с 16 рабочих дней до четырёх часов (75% времени занимает процесс настройки библиотеки компонентов и 25% - процесс создания программных модулей), а процент ошибок, обусловленных человеческим фактором, до нуля.

Высокие показатели эффективности механизмов автоматического создания прикладных программ и элементов операторского интерфейса являются предпосылкой для дальнейшего развития, то есть разработки механизмов, обеспечивающих возможность автоматического создания более сложных элементов операторского интерфейса и прикладных программ, реализующих алгоритмы технологической сигнализации, технологических защит, технологических блокировок, автоматического регулирования и так далее. Автоматизации может подвергаться как весь процесс разработки алгоритма так и его отдельные части.

*Н.А. Зуев, М.С. Смирнов, студ.; рук. И.В. Тетеревков, ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ОБЪЕКТОВ УПРАВЛЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ГЕНЕТИЧЕСКИХ АЛГОРИТМОВ

В процессе настройки элементов АСР часто возникает потребность провести идентификацию свойств объекта управления. Достаточно хорошо изучена задача идентификации объекта в разомкнутом контуре управления. Гораздо хуже обстоит дело с идентификацией в замкнутом контуре, то есть с проведением идентификации параллельно с работой регулятора в автоматическом режиме. В этом случае не только выходная величина объекта коррелирована с входной, но и входная статистически зависит от значения выходной переменной. Традиционно применяемые частотные методы в этом случае дают крайне низкое качество идентификации.

В этом случае перспективным способом решения задачи идентификации является применение генетических алгоритмов (ГА). Они реализуют поиск решения (см. рис. 1) с помощью имитации процесса естественного отбора: шансы "выжить" и передать свои свойства будущим поколениям имеют особи, обладающие признаками, наилучшими с точки зрения выбранного критерия.

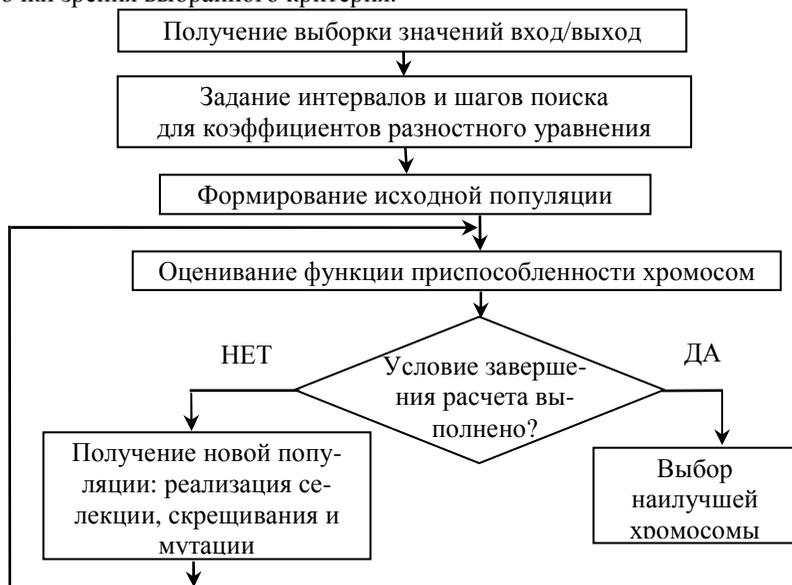


Рис. 1. Блок-схема алгоритма генетической идентификации

В отличие от классических градиентных методов оптимизации вычислительный процесс происходит в более устойчивом режиме, а выход из области локального экстремума может быть обеспечен за счет использования операции мутации.

ГА реализуются на нескольких этапах, основными из которых являются формирование начальной популяции, проведение генетических операций (селекция, скрещивание и мутация) и итерационный расчет имитации процесса естественного отбора, который проводится до момента срабатывания критерия останова итерационной процедуры.

Разработанные авторами программные средства позволяют получить модель объекта в виде разностного уравнения. В качестве функции приспособленности рассматривается величина, обратная сумме квадратов рассогласований между значениями выходной переменной, получаемыми с реального объекта, и значениями, рассчитываемыми по модели.

На рис. 2. показан результат идентификации объекта второго порядка при входном воздействии в виде марковского процесса второго порядка (одна из линий соответствует данным, полученным от объекта управления, другая – процессу, рассчитанному по построенной модели).

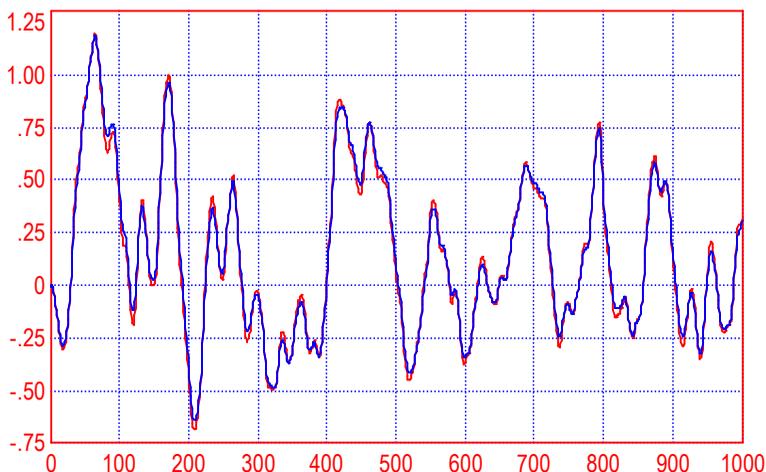


Рис. 2. Результат идентификации

В докладе также показано влияние количества особей в начальной популяции, количества поколений и влияние типа тестирующего сигнала (для задачи идентификации в разомкнутом контуре управления) на качество получаемого решения.

*А.Н. Литова, студ.; рук. И.В. Тетеревков, ст. преподаватель
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОСТРОЕНИЕ АДАПТИВНЫХ СИСТЕМ С УПРАВЛЕНИЕМ ПО ВЫХОДУ

Особенностью работы теплоэнергетических объектов является то, что их динамические характеристики зависят от режимных факторов (в частности, постоянная времени будет зависеть от расхода), а также могут изменяться с течением времени (например, коэффициент усиления для канала "расход топлива – давление пара" для котла будет снижаться за счет зашлакованности поверхностей нагрева). Таким образом, эти объекты являются нестационарными и применение для управления ими обычного ПИД-регулятора не всегда эффективно. В этом случае полезно использование адаптивных систем, специально предназначенных для обработки параметрических возмущений.

Одним из наиболее распространенных типов являются адаптивные системы с эталонной моделью (ЭМ), свойства которой задают желаемое качество процессов. Целью работы такой системы является максимально возможное приближение состояния объекта к состоянию эталонной модели.

На практике некоторые из координат объекта могут являться ненаблюдаемыми. Поэтому возникает задача создания адаптивной системы, использующей только доступные для измерения входной и выходной сигналы объекта $u(t)$ и $y(t)$, а также сигнал задающего воздействия $g(t)$ (так называемая система с управлением по выходу).

Алгоритм функционирования такой системы показан на рис. 1. Для работы необходимо знать знак коэффициента усиления объекта k_0 , что (с учетом параметра γ , определяющего скорость адаптации) позволяет рассчитать значение $\xi = -\text{sign}(k_0) \cdot \gamma$. Особенности задания дополнительной матрицы \mathbf{E} обуславливаются видом применяемой эталонной модели. Например, для ЭМ с единичным относительным порядком (то есть при $m - n = 1$, где m и n – порядки соответственно полиномов числителя и знаменателя ПФ модели) матрица имеет вид

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ -\beta_{n-1} & -\beta_{n-2} & -\beta_{n-3} & \dots & -\beta_1 \end{bmatrix},$$

где $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_{n-1}$ – коэффициенты полинома числителя ЭМ.

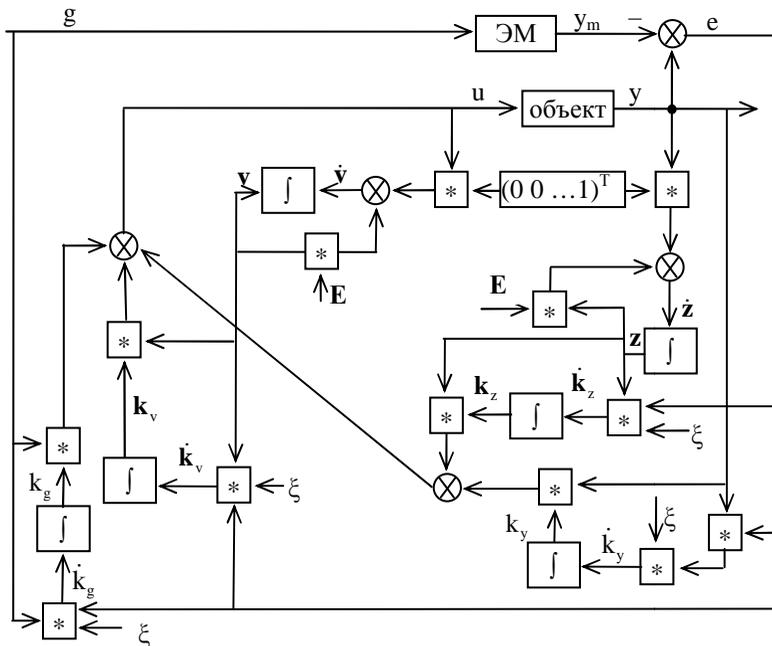


Рис. 1. Схема адаптивной системы управления по выходу

Реализация приведенного алгоритма показала его хорошую работоспособность в условиях действия как координатных, так и параметрических возмущений. Пример работы системы показан на рис. 2 (параметрическое возмущение подано в момент 1400 с).

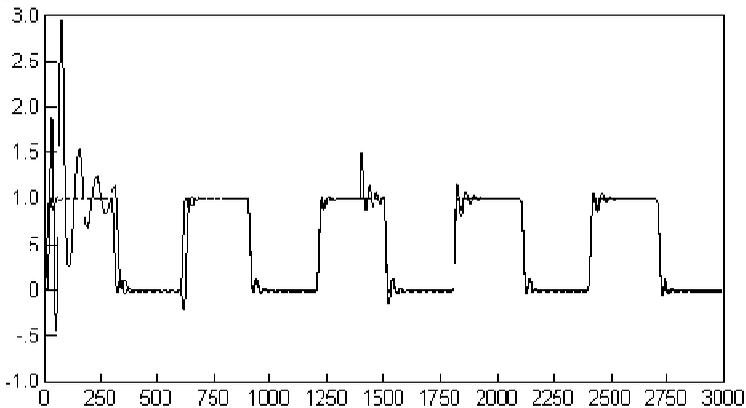


Рис. 2. Переходные процессы в системе регулирования

*Ю.С. Колосова, асп.; рук. А.В. Кондрашин к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г.Иваново)*

О ЗНАЧИМОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ОБЪЕКТА В ЗАДАЧЕ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ

Современное промышленное предприятие является сложным объектом автоматизации, который характеризуется тесной взаимосвязью отдельных технологических процессов, большим количеством технологических и технических параметров, распределенностью в пространстве. Поэтому практически любой объект выступает многосвязным, многомерным, с распределенными параметрами. Объекты представляют собой единую взаимосвязанную структуру, состоящую из отдельных технологических процессов, которые территориально распределены. Возникает необходимость эффективного управления сложным многомерным территориально и функционально распределенным объектом.

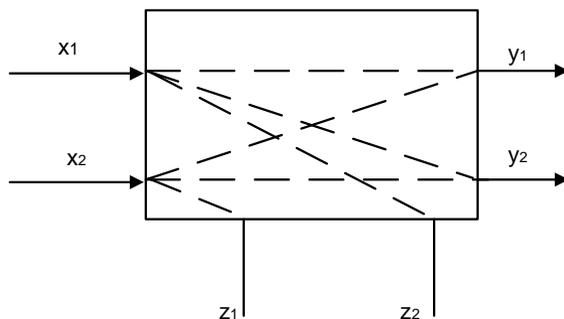


Рис.1 Структурная схема многомерного объекта ,где $x_{1,2}$ – управляющие воздействия; $y_{1,2}$ – управляемые переменные, $z_{1,2}$ –вспомогательные переменные

Следует отметить, что при управлении многомерными объектами их перекрестные связи потенциально могут приводить к потере устойчивости автоматических систем регулирования (АСР). В частности, для объекта, представленного на рис.1, при использовании традиционных регуляторов, обеспечивающих управление выходными переменными y_1 и y_2 , с помощью управляющих воздействий x_1 и x_2 , высока вероятность формирования контура с положительной обратной

связью. Это может вызвать непреодолимые трудности в задаче синтеза общей системы управления.

Реальный сложный объект управления допускает много различных технологических возможностей организации управления, отличающихся способом влияния расходов теплоносителей на поведение управляемыми переменными. К таковым можно отнести использование байпасов, линий рециркуляции, перекрещивающихся потоков и т.п. Поэтому при функциональной проработке систем управления новыми технологическими объектами, для которых ещё не сформировано типовых решений, на первый план выходят вопросы выбора (обоснования) технологического способа управления.

Вполне понятно, что в процессе сопоставления вариантов должны быть приняты во внимание не только отмеченные выше вероятности возникновения контуров с положительными обратными связями, но и динамические особенности каналов, через которые может передаваться управляющее воздействие. Последнее исключительно важно для обеспечения необходимого запаса устойчивости при максимально достижимой скорости управления

Вопрос об этой достижимой скорости также зачастую связан с применением в технологической установке регулирующих органов с встроенными приводами. К выбору таких приводов в большинстве случаев специалисты по автоматике не привлекаются.

В конечном счёте, разработчики систем управления получают объект в виде «как есть». Это может существенно снизить гипотетически достижимое качество управления.

В докладе выявленные обстоятельства иллюстрируются конкретной задачей управления, свойственной системам управления теплоснабжения. Сопоставление вариантов позволяет сделать ряд обобщений, полезных при последующей проработке темы.

Таким образом, доклад обосновывает целесообразность постановки актуальной задачи, целью которой является обоснование технологических принципов организации управления, обеспечивающих достижение максимального технического и экономического эффектов от внедрения разрабатываемых впоследствии систем управления.

*Э.И. Бусурманова, асп.; рук. К.Т. Тергемес, к.т.н., профессор
(КГУТиИ им. Ш.Есенова, г. Актау)*

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ С ВЫСОКОВОЛЬТНЫМИ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ

В настоящее время злободневным является вопрос внедрения частотно-регулируемых приводов (ЧРП) на вспомогательных механизмах собственных нужд ТЭЦ. Технико-экономическая эффективность подобной модернизации доказана в трудах известных ученых Н.Ф. Ильинского, Б.С. Лезнова, Н.Н. Чистякова, Ю.Г. Шакаряна. Существует множество пути энергосбережения в промышленных предприятиях. Остановимся подробно на методе экономии электро-энергии за счет применения преобразователя частоты для питательных электронасосах.

Подача питательной воды в водяной тракт котлов энергоблоков ТЭЦ (1,2,3) ТОО «МАЭК-Казатомпром» производится питательными электрическими насосами (ПЭН) через регуляторы питания котла (РПК). Каждый блок ТЭЦ снабжен двумя питательными насосами, поддерживающими заданный уровень воды в барабане котла. Схема подачи питательной воды через РПК показана на рисунке 1. Подача воды в барабан котла обеспечивается работой двух питательных насосных агрегатов с максимальной подачей 580 м³/час. Рабочие колеса насосов приводятся в движение асинхронным электродвигателем номинальной мощностью 5 мВт. Регулирование уровня в барабане осуществляется регуляторами питания котла РПК-65 (игольчатый), РПК-100 (шиберный) и РПК-250 (дисковый) [1].

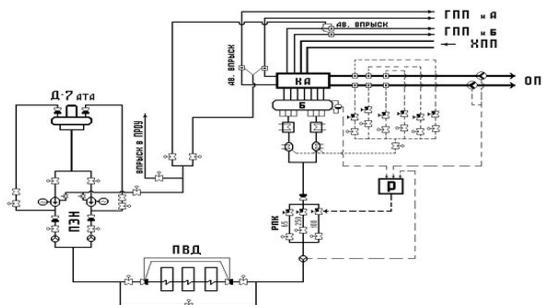


Рис. 1 -Схема подачи питательной воды через РПК

Изменение расхода питательной воды на котёл производится дросселированием. Указанный способ имеет ряд недостатков: из-за

отсутствия регулирования скорости вращения ЭД питательного насоса создается большой перепад давления на регуляторах узла питания котла, который может достигать величины 180 кгс/см^2 , особенно в пусковых режимах энергоблоков, а нормальный перепад давления на регуляторах не должен превышать 20 кгс/см^2 ; происходит интенсивный износ участка трубопровода питательной воды за РПК, который приходится менять при капитальном или текущем ремонте энергоблоков; интенсивный износ электрического привода РПК из-за больших перестановочных усилий, обусловленных повышенным перепадом давления на регулирующий орган [2]. Таким образом, чем глубже производится дросселирование регулирующим элементом, тем больше энергетических потерь имеет весь технологический процесс.

Для решения задачи минимизации потерь, связанных с регулированием давления в сети, необходимо исключить дополнительные гидравлические сопротивления на участке от насосного агрегата до сетевого трубопровода, то есть необходимо полностью открыть всю запорно-регулирующую арматуру. Это можно сделать, если процесс регулирования давления передать насосному агрегату [3].

В ходе расчета установлены, что применения ВПЧ на насосные агрегаты имеют следующие преимущества: устраняет при пуске насосного агрегата гидроудар и динамические перегрузки в трубопроводах; значительно снижает энергопотребление, ремонтные и эксплуатационные затраты при поддержании прежней производительности машин и механизмов; увеличивает срок службы электродвигателя; снижает эксплуатационные затраты в системах управления насосами, вентиляторами, центрифугами и т.п.; экономит электроэнергию в насосных, компрессорных и других агрегатах, работающих с переменной нагрузкой (до 50%) [4].

Результаты проведенные зарубежными странами по внедрению ПЧ на насосные страны показали, что экономический эффект после внедрения не только повышение КПД, а еще увеличение срока службы насосного агрегата, а также минимизация затрат на насосные трубопроводы.

Библиографический список

1. **Тергемес К.Т.** Отчет НИР «Исследование расходных характеристик основных и подпорных насосных станций (НПС ГУУ, ГНПС Атырау)». Алматы. 2006.
2. **Лезнов Б.С.** Энергосбережение и регулируемый привод в насосных установках. М.: Энергоатомиздат. 1998.
3. **Березовский Н.И.** Технология энергосбережения. БИП – с Плюс: Минск. 2007.
4. **Ильинский Н.Ф.** Энергосбережение в электроприводе. М.: Высшая школа. 1999.

*Н.Г. Ашмарина, Е.Н. Буянова, студ.;
рук. А.В. Кондрашин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН АЭС И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ РАЗВИТИЯ

Эксплуатируемые в настоящее время системы автоматического регулирования и защит турбин (САРЗ) являются устаревшими и имеют ряд существенных недостатков.

В этих системах на гидравлический исполнительный орган регулирования воздействует электрогидравлический преобразователь (ЭГП), качественное и надежное функционирование которого сильно зависит от качества фильтрации масла, его температуры и завоздушивания. Необходимо регулярное проведение процедуры очистки масла.

Кроме того ЭГП не обладает достаточной точностью позиционирования, что во многих случаях не позволяет обеспечить требуемую точность регулирования частоты вращения турбины.

Другой недостаток этих систем – необходимость принудительного вывода турбины на повышенные обороты для регулярных регламентных проверок надежности срабатывания системы защит. Такой режим работы увеличивает износ турбины и снижает ее ресурс.

Отсутствие современной вычислительной техники в структуре эксплуатирующихся систем создает дополнительные неудобства - информационная поддержка оператора слаба, возможность последующего анализа режимов и событий ограничена.

Основанием для модернизации главного сервомотора (ГСР) турбин для реакторов типа РБМК послужили следующие причины:

1. Нечувствительность ГСР 0,2...0,3%, требуемая в соответствии с действующей нормативно-технической документацией 0,04...0,06%.

2. Золотник регулятора скорости САРЗ чувствителен к ухудшению качества, загрязнению и завоздушиванию масла, что приводит к повышению нечувствительности по основному параметру – частоте.

3. Местная неустойчивость, связанная с нестабильной работой импеллера и ограниченным запасом устойчивости узлов и контуров регулирования, приводящая к постоянной пульсации главных сервомоторов в установившихся режимах и повышенной колебательности регулируемых параметров в переходных режимах.

4. Для гарантии работоспособности защит необходимы многократные испытания противоразгонной защиты с реальным повышением

оборотов турбины на 10-12% выше номинального значения, что способствует ускоренному накоплению механической усталости в деталях ротора турбины отрицательно сказывающемуся на надежности и сроке службы.

Преимущества САРЗ с использованием электромеханического преобразователя (ЭМП):

1. Независимость качества регулирования от качества масла. Система оснащена ЭМП, развивающим перестановочное усилие более 500 кг, и лишена ключевого недостатка ГСР – зависимости от качества масла. Отсутствует уязвимость работы золотниковых элементов от попадания механических частиц, которые всегда присутствуют в масле, даже имеющем по результатам контрольного отбора безукоризненные показатели.

2. Высокая точность поддержания положения регулирующих клапанов. Жесткое соединение штока ЭМП и отсечного золотника (ОЗ) дало возможность позиционировать ОЗ с точностью 1мкм, обеспечив высокую точность позиционирования главного сервомотора (ГСР) – 0,5 мм.

3. Реализация дополнительной функции стабилизации ОЗ. Применение в САРЗ запатентованного алгоритма автоподстройки под динамически изменяющиеся условия работы ОЗ позволит компенсировать влияние отклонений от точности изготовления деталей ГСР, температуры, завоздушенности, давления масла, износа трущихся деталей, паровых усилий и т.д. Это делает систему инвариантной к любому состоянию гидравлических исполнительных устройств.

4. Улучшенные пусковые и маневренные характеристики. Предусматриваемые в САРЗ алгоритмы автоматизированного пуска, разворота, набора нагрузки, плановой и аварийной разгрузки турбины улучшают пусковые, оптимизируют маневренные характеристики турбины и приводят к сокращению времени, затрачиваемого на ее разворот, одновременно исключая ошибки оператора. Автоматизация процессов управления, реализуемая в разумном с точки зрения безопасности и надежности объеме, позволяет разворачивать турбину в соответствии с графиком разворота, учитывающим тепловое состояние турбины, а также необходимость ускоренного прохождения критических (резонансных) частот, что положительно сказывается на ресурсе лопаток и турбины в целом.

5. Высокая точность поддержания частоты вращения. Планируется с помощью алгоритма для точной оценки скорости вращения ротора турбины и с помощью встраиваемых регуляторов поддержать частоту вращения с точностью 0,5 об/мин. Это обеспечит не только экономич-

ность режима, но и высокое качество генерируемой электрической энергии.

*Д.С. Махов, Я.Н. Бойцова, студ.; рук. А.В. Кондрашин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ЗАДАЧИ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ЭНЕРГОБЛОКЕ №3 БЕЛОЯРСКОЙ АЭС

Большинство российских АЭС вводилось в эксплуатацию в период с 1961 по 1993 год, в период с 1993 по 2001 не было введено в эксплуатацию ни одного нового энергоблока. Срок службы каждого без проведения мероприятий по продлению этого ресурса энергоблока составляет 30 лет и на сегодняшний день практически для всех энергоблоков АЭС этот срок выработан. Строительство энергоблоков-заместителей начато только в 2008 году.

Оборудование многих АЭС разработано на элементной базе, выпускавшейся еще в СССР, и с применением технических решений 70-90-х годов XX века. Поддержание оборудования этих систем в эксплуатации затруднено, так как выпуск отдельных видов запасных частей и комплектующих изделий прекращен.

Большинство действующих САУ АЭС (кроме модернизированных в период с 2004 по настоящее время) не соответствуют требованиям современных нормативных документов по диапазонам измерения основных параметров, показателям надежности и помехоустойчивости, информативность действующих подсистем очень низкая — отсутствуют функции самодиагностики, расширенного тестирования, степень детализации представляемой информации крайне низкая.

Белоярская АЭС – это единственная АЭС в России с реакторами разных типов на одной площадке: канальными водографитовыми АМБ и реакторами на быстрых нейтронах БН.

В настоящее время на Белоярской АЭС успешно эксплуатируется энергоблок с реактором на быстрых нейтронах БН-600 уже более 30 лет. Он был введен в работу в апреле 1980г. Это единственный в мире энергоблок с быстрым реактором такого уровня мощности, надёжно и безопасно работающий столь продолжительное время.

Проектный срок эксплуатации БН-600 завершился 8 апреля 2010г. В результате проведения работ по продлению срока эксплуатации установлен дополнительный 15-летний период(с перспективой после-

дующего продления). В ходе подготовки к продлению срока эксплуатации была частично выполнена модернизация турбогенераторов, информационных систем и органов управления, замена парогенераторов, материаловедческие исследования.

И по сей день происходит модернизация САУ энергоблока №3 Белоярской АЭС, путем замены старого оборудования на более новое, отличного от эксплуатирующегося в настоящее время и удовлетворяющего всем требованиям современных нормативных документов, в котором сохранена преемственность основных методов эксплуатации и обслуживания.

Модернизированная САУ будет разрабатываться на основе следующих базовых принципов:

- архитектура системы должна быть двухуровневой (нижний и верхний уровни);
- базовым элементом нижнего уровня САУ должны быть “интеллектуальные” датчики;
- связь верхнего уровня с нижним должна обеспечиваться без дополнительного оборудования обработки информации;
- каждая точка контроля должна содержать минимальное количество оборудования и нести максимальную функциональную нагрузку;
- оборудование должно обладать высокой надёжностью, адекватной требуемой общей надёжности системы;
- оборудование должно отвечать техническим условиям, представленным в государственных, отраслевых нормативных документах и в стандартах организации (это относится как к выбору типа средств, так и к способу обеспечения информационной безопасности);
- должна быть предусмотрена возможность выполнения сервисных работ с оборудованием удаленно с АРМ инженерного персонала;
- новое оборудование должно иметь возможность проведения значительного количества операций настройки на предприятии-изготовителе, т.к. длительность периодов планово-принудительных ремонтов короткая.

Принципиально важное значение имеет последовательность работ, связанных с модернизацией. Ограниченность финансирования требует тщательного анализа экономически обоснованного порядка вывода на модернизацию отдельных подсистем общей АСУ ТП. В докладе рассматриваются некоторые аспекты этой проблемы.

*Ю.Ю. Кольчугина, студ.; рук. А.В. Кондрашин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

АКТУАЛЬНОСТЬ МОДЕРНИЗАЦИИ АВТОМАТИКИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТА ТЭЦ-3

Ивановская ТЭЦ-3 снабжает тепловой энергией жилой сектор и промышленные предприятия городов Иваново и Кохмы и поставляет электрическую энергию на оптовый рынок электроэнергии России. В связи с отсутствием внешних потребителей пар из производственных отборов станционных турбин используется только для покрытия собственных нужд станции. Система теплоснабжения представляет собой сложный комплекс установок, устройств и агрегатов, режимы которых взаимосвязаны в непрерывном теплоэнергетическом процессе.

Как известно, сбережение любого вида энергии начинается с ее учета. Электроэнергию сберегают уже давно, а тепловую относительно недавно. Так как в настоящее время генерирующие предприятия и сети разделены на разные юридические лица, источник тепловой энергии в первую очередь заинтересован в точном и оперативном учете.

Современными автоматизированными системы учета тепловой энергии и теплоносителя являются трехуровневые иерархические системы. Нижним уровнем служат датчики параметров теплоносителей - расхода, давления и температуры. На втором уровне находятся контроллеры, к которым подключены датчики. Как правило в качестве контроллеров используются теплосчетчики. Третьим уровнем иерархии является специализированный вычислитель, к которому подключены контроллеры.

На ТЭЦ-3 учет тепловой энергии организован аналогичным образом. Проектная документация выполнена ЗАО НПО «Системотехника» г. Иваново с учетом требований действующих нормативных документов.

Рассмотрим конкретнее проект 2005 года «Узел коммерческого учета тепловой энергии выводов «D», «E» теплосети». Установленное на этих трубопроводах оборудование предназначено для учета горячей воды на нужды потребителей г. Иваново. Из этого документа следует, что в состав узла учета входят:

- Тепловычислитель СПТ 961.2;
- Расходомер-счетчик жидкости ультразвуковой US-800;
- Датчик избыточного давления Метран 55-ДИ-МП;
- Комплект термометров платиновых технических разностных КТПТР-01.

Расчет тепловой энергии по каждому направлению осуществляется по следующей формуле:

$$Q = G_{np} h_{np} - G_{обр} h_{обр}, \text{ где}$$

$G_{np}, G_{обр}$ - соответственно массовый расход воды по прямому и обратному трубопроводу, т/ч.

$h_{np}, h_{обр}$ - соответственно энтальпия воды в прямом и обратном трубопроводах.

Для подпитки всех выводов сети используется артезианская и водопроводная холодная вода. Учет расхода подпиточной воды и параметров холодной воды, используемой для подпитки, реализован на одном, общем для всех выводов теплосети, коммерческом узле учета подпиточной воды. В связи с этим, в формулах расчета тепловой энергии по направлениям «D» и «E» теплосети не учитывается энтальпия холодной воды, используемой для подпитки.

Узел учета обеспечивает выполнение следующих функций:

- Измерение объемного расхода теплоносителя;
- Измерение температуры и давления теплоносителя в прямом и обратном трубопроводах;
- Измерение тепловой мощности и количества тепловой энергии;
- Измерение времени наработки;
- Регистрацию и хранение информации, отображение текущей информации на дисплее тепловычислителя;
- Передачу архивных и текущих данных по информационной сети (проводным линиям связи) на ПЭВМ для оперативного контроля и управления системой теплоснабжения и распечатки отчетов.

Одним из путей решения экономичности теплоснабжения является автоматизация и модернизация технологического оборудования.

На ТЭЦ-3 нет единой автоматизированной системы, обеспечивающей эффективное управление оборудованием теплового пункта. В докладе рассматриваются пути развития подсистем АСУ, направленные на комплексное решение всех необходимых задач управления, а именно: автоматического регулирования, защит, блокировок, расчёта технико-экономических параметров, оценивающих эффективность режимов работы технологической системы.

При функциональном расширении АСУ учитывается всё оборудование, в том числе сетевые подогреватели, пиковые водогрейные котлы и насосы.

*Д.А. Матюшкин, студ.; рук. И.В. Тетеревков, ст. преподаватель
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА ПОДСИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ДЛЯ АСР ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

Качество работы систем управления оценивается множеством факторов. Так, для системы регулирования температуры перегретого пара за котлом точность поддержания температуры влияет на экономический эффект как через прямые показатели экономичности (например, через изменение КПД паротурбинной установки), так и через изменение показателей надежности. Уровень колебаний температуры не определяет число ослабленных элементов поверхностей нагрева, но влияет на срок службы ослабленного элемента до его внезапного отказа. Снижение дисперсии температуры перегретого пара за счет более качественной работы АСР приводит к более редким отказам пароперегревателя, вследствие чего снижается и число остановов блока в год, то есть появляется технико-экономический эффект.

Интенсивность потока отказов λ может быть определена [1] из интегрального уравнения

$$\lambda = \frac{\lambda_0}{0,95\sqrt{2\pi}\sqrt{D_t}} \int_{-\sqrt{D_t}}^{2\sqrt{D_t}} e^{\left(bx - \frac{x^2}{2D_t}\right)} dx,$$

где λ_0 – интенсивность потока отказов для случая нулевой дисперсии температуры; D_t – дисперсия температуры перегретого пара; b – параметр уравнения, также как и λ подлежащий определению и зависящий от времени до разрушения жаропрочного материала τ .

Получить решение этого уравнения аналитическим путем невозможно. Поэтому для нахождения λ на практике переходят к так называемой эквивалентной температуре

$$t_{\text{эkv}} = \bar{t} + \Delta t_s = \bar{t} + b^{-1} \ln(1 + 0,5b^2 D_t),$$

где \bar{t} – средний уровень температуры перегретого пара.

В [1, с. 96–99] приведены графические зависимости для коэффициента b от времени τ и для интенсивности потока отказов пароперегревателя λ (для различных материалов пароперегревателя) от эквивалентной температуры $t_{\text{эkv}}$. В докладе рассмотрены различные варианты построения аппроксимирующих зависимостей $\lambda=f(t_{\text{эkv}})$ для пылеугольных котлов. Построение интерполяционных полиномов проводилось с помощью полиномов Лагранжа, методом наименьших квадратов и сплайнами. В результате для параметра b построена следующая зависимость:

$$b = 0,0766667 + 0,018\tau / 1000 - 0,000666667 (\tau / 1000)^2,$$

а для λ получены аппроксимирующие полиномы четвертого порядка вида (коэффициенты a_i приведены в табл. 1)

$$\lambda = \sum_{i=0}^4 a_i (\tau) t_{\text{ЭКВ}}^i.$$

Таблица 1 – Коэффициенты зависимости $\lambda=f(t_{\text{КВ}})$

τ , час	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
5000	105832,982	-799,47702	2,26465	-0,002851	$1,34588 \cdot 10^{-6}$
7000	116381,5421	-877,39225	2,480298	-0,003116	$1,46795 \cdot 10^{-6}$
10000	204410,8593	-1528,17226	4,28422	-0,005338	$2,49425 \cdot 10^{-6}$

Дальнейшая аппроксимация коэффициентов этих полиномов позволила (см. табл. 2) получить единую аппроксимирующую зависимость $\lambda=f(t_{\text{ЭКВ}}, \tau)$:

$$\lambda = \sum_{i=0}^4 (k_{1i} + k_{2i} e^{k_{3i}\tau}) t_{\text{ЭКВ}}^i.$$

Таблица 2 – Коэффициенты k_{ji} зависимости $\lambda=f(t_{\text{ЭКВ}}, \tau)$

j/i	0	1	2	3	4
1	101909	-770,515	2,18461	-0,00275282	$1,3008 \cdot 10^{-6}$
2	150,249	-1,10708	0,00305117	$-3,72738 \cdot 10^{-6}$	$1,70271 \cdot 10^{-9}$
3	0,0006524	0,0006529	0,0006534	0,0006542	0,0006552

Это дает возможность создать в микропроцессорной системе регулирования температуры перегретого пара пылеугольного котла подсистему диагностики, которая рассчитывает дисперсию температуры, с помощью полученных зависимостей определяет эквивалентную температуру и делает прогноз по изменению предполагаемой интенсивности потока отказов (рис. 1). Это позволяет не только более полно оценить качество работы системы регулирования, но и планировать частоту проведения профилактических ремонтов пароперегревателя.

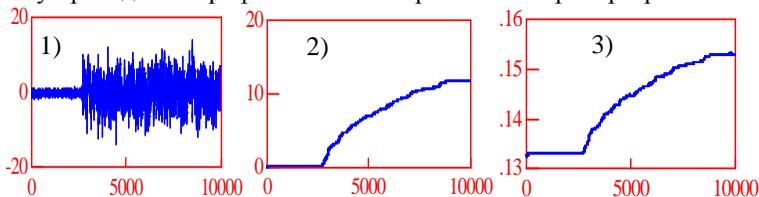


Рис. 1. Пример работы подсистемы диагностики

1 – отклонение температуры перегретого пара от базового уровня (545 C), C; 2 – дисперсия температуры пара, C²; 3 – интенсивность потока отказов пароперегревателя, 1/(тыс. ч)

Библиографический список

1. Эффективность АСУ теплоэнергетическими процессами/ Корецкий А.С., Ринкус Э.К., Остер-Миллер Ю.Р. и др.: Под ред. А.С. Корецкого и Э.К. Ринкуса. – М.: Энергоатомиздат, 1984.

*П.Г. Дозморов, студ.; рук. И.В. Тетеревков, ст. преподаватель
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРИМЕНЕНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

В условиях повышения требований к экономической эффективности работы систем управления одним из существенных аспектов является надежность этих систем. В реальных условиях эксплуатации для большинства АСУ необходимо определять показатели надежности, характерные для восстанавливаемых систем (например, функцию и коэффициент готовности). Традиционными для определения таких показателей являются метод переходных вероятностей (МПВ) и метод переходных интенсивностей (МПИ), представляющие процесс перехода системы из состояния в состояние как марковский с дискретным и непрерывным временем соответственно.

МПВ приводит к необходимости многократно решать систему линейных алгебраических уравнений или возводить матрицу в степень при решении матричного уравнения

$$\mathbf{P}(i) = \mathbf{P}(0) \cdot \mathbf{M}^i,$$

где $\mathbf{P}(0)$ – вектор начального состояния; \mathbf{M} – матрица переходов; $\mathbf{P}(i)$ – вектор вероятностей нахождения в состояниях через i дискретных интервала времени. При этом найти общий вид решения, когда для $\mathbf{P}(i)$ будет получена общая функциональная зависимость, а не набор числовых значений, невозможно.

Принципиально другой подход к нахождению решения позволяет получить применение так называемого z -преобразования

$$x(z) = \sum_{k=0}^{k=\infty} x(kT_0) \cdot z^{-k},$$

где переменная $z = e^{T_0 s}$ связана с оператором Лапласа s и шириной одного дискретного интервала времени T_0 . Z -преобразование исходного матричного уравнения приводит к выражению

$$\mathbf{V}(z) = \mathbf{P}(0) \cdot [\mathbf{I} - z \cdot \mathbf{M}]^{-1} = \mathbf{P}(0) \cdot \mathbf{A},$$

где \mathbf{I} – единичная матрица; $\mathbf{V}(z)$ – z -преобразование вектора вероятностей $\mathbf{P}(i)$. Каждый член матрицы \mathbf{A} является функцией от z и может быть представлен в виде суммы n слагаемых (n – число состояний в рассматриваемой системе). Поэтому, применив разложение на простейшие дроби, получим вид матрицы \mathbf{A} , позволяющий легко найти ее

обратное z-преобразование $\mathbf{S}(i)$, так что исходное матричное уравнение приобретает вид, напрямую дающий аналитическое решение в виде функциональной зависимости

$$\mathbf{P}(i) = \mathbf{P}(0) \cdot \mathbf{S}(i).$$

Проанализируем матрицу $\mathbf{S}(i)$. Среди ее "слагаемых" всегда есть матрица, соответствующая члену матрицы $[\mathbf{I} - z \cdot \mathbf{M}]^{-1}$ с множителем $1/(1 - z)$. Ее строки равны между собой и представляют собой вектор предельных вероятностей. Эта часть матрицы является "стационарной частью", так как она не зависит от номера дискретного интервала i . Обозначим эту часть как $\mathbf{S}_{\text{ст}}$. Остальные "слагаемые" соответствуют "переходной части" $\mathbf{S}_{\text{пер}}(i)$. Все матрицы, составляющие эту часть, являются дифференциальными и домножены на коэффициенты вида c^i (где $|c| < 1$), убывающие по геометрической прогрессии. Таким образом,

$$\mathbf{S}(i) = \mathbf{S}_{\text{ст}} + \mathbf{S}_{\text{пер}}(i).$$

При стремлении числа дискретных интервалов i к бесконечности матрица $\mathbf{S}_{\text{пер}}(i)$ становится бесконечно малой и $\mathbf{S}(i)$ приходит к $\mathbf{S}_{\text{ст}}$.

МПИ для своей реализации требует решения системы дифференциальных уравнений (часто большой размерности) вида

$$\frac{d}{dt} \mathbf{P}(t) = \mathbf{P}(t) \cdot \mathbf{M},$$

где $\mathbf{P}(t)$ – вектор вероятностей состояния системы $[P_0(t), P_1(t), \dots, P_n(i)]$; \mathbf{M} – матрица интенсивностей переходов. И в этом случае значительно упростить расчеты позволяет интегральное преобразование Лапласа, приводящее к матричному уравнению вида

$$\mathbf{V}(s) = \mathbf{P}(0) \cdot [s \cdot \mathbf{I} - \mathbf{M}]^{-1},$$

где $\mathbf{V}(s)$ – преобразование Лапласа вектора вероятностей нахождения в состояниях в момент времени t $\mathbf{P}(t)$. После разложения на простые дроби обратное преобразование Лапласа для матрицы $[s \cdot \mathbf{I} - \mathbf{M}]^{-1}$ дает матрицу $\mathbf{S}(t)$, причем

$$\mathbf{P}(t) = \mathbf{P}(0) \cdot \mathbf{S}(t) \text{ и } \mathbf{S}(t) = \mathbf{S}_{\text{ст}} + \mathbf{S}_{\text{пер}}(t).$$

Одинаковые свойства матриц $\mathbf{S}(i)$ и $\mathbf{S}(t)$ показывает единство переходных методов и облегчают нахождение показателей надежности. Матрицы $\mathbf{S}_{\text{ст}}$ состоят из предельных вероятностей и позволяют (после разделения всех состояний на работоспособные и неработоспособные с точки зрения принятого критерия отказа) рассчитать коэффициенты готовности. "Переходные части" $\mathbf{S}_{\text{пер}}(i)$ и $\mathbf{S}_{\text{пер}}(t)$ дают возможность получить выражение для функции готовности.

В докладе приведены примеры нахождения показателей надежности систем регулирования, рассчитанные с помощью переходных методов с применением интегральных преобразований.

*В.О. Шатских, студ.; рук. И.В. Тетеревков, ст. преподаватель
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОЛУМАРКОВСКИХ ПРОЦЕССОВ

Качество работы АСУ определяется не только по переходным процессам, но также связано с надежностью работы системы автоматизации. Расчет показателей надежности позволяет сделать важные практические выводы как на этапе проектирования, так и во время эксплуатации АСУ. Реальные системы автоматизации обычно рассматривают как восстанавливаемые, а для расчета надежности подобных систем применяют переходные методы. Наиболее полный набор показателей надежности (ВБР, функция и коэффициент готовности, интенсивность потока отказов, средняя наработка до отказа) позволяет определить метод переходных интенсивностей. Существенным ограничением на реализуемость этого метода является требование экспоненциальности законов распределений всех наработок, хотя в реальных условиях время восстановления и длительность проведения диагностических работ чаще распределены равномерно или нормально. Метод переходных вероятностей работает с дискретным временем, требуя стационарности потока отказов, но не накладывая ограничение на вид законов распределений. Это не позволяет получить решение в виде формулы. Результат всегда имеет численный вид, а из показателей надежности можно найти только коэффициент готовности.

Совместить достоинства обоих методов можно за счет применения полумарковского процесса, при котором вероятности и направления переходов из состояния в состояние не зависят от времени, а время пребывания в каждом состоянии – случайная величина с произвольным законом распределения. В соответствии со сформированным графом состояний формируется матрица переходов

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} P_{11} & P_{12} & \dots & P_{1n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{n1} & P_{n2} & \dots & P_{nn} \end{pmatrix},$$

где n – количество возможных состояний; p_{ij} – вероятность перехода из j -го состояния в i -ое, причем

$$p_{ij} = \int_0^{\infty} F_{ij}(t) dt,$$

где $F_{ij}(t)$ – функция распределения длительности нахождения процесса в состоянии i при условии перехода в состояние j .

Если из состояния i возможен только один переход – в состояние j , то $p_{ij} = 1$. Естественно, что сумма всех вероятностей переходов в каждом столбце матрицы \mathbf{M} должна быть равна единице.

Для нахождения показателей надежности необходимо рассчитать предельные вероятности P_i , получаемые в результате решения системы

$$\left\{ P_1 = \sum_{k=1}^n P_k \cdot p_{k1}; \dots; P_n = \sum_{k=1}^n P_k \cdot p_{kn}; \sum_{j=1}^n P_j = 1. \right.$$

Рассмотрев каждое состояние системы и применив теорему об умножении вероятностей, можно определить зависимости вероятностей пребывания в i -ых состояниях с учетом всех возможных выходов из этих состояний от времени $P_i(t)$. Это позволяет найти среднее время пребывания полумарковского процесса в i -ом состоянии как

$$\tau_i = \int_0^{\infty} P_i(t) dt.$$

Зная значения P_i и τ_i , можно найти среднюю наработку на отказ и среднее время простоя, связанное с восстановлением и заменой

$$\tau = \frac{\sum_{ir=1}^{kr} P_{ir} \cdot \tau_{ir}}{\sum_{ir=1}^{kr} P_{ir} \cdot \sum_{in=1}^{kn} p_{irin}} \quad \text{и} \quad \tau_n = \frac{\sum_{in=1}^{kn} P_{in} \cdot \tau_{in}}{\sum_{ir=1}^{kr} P_{ir} \cdot \sum_{in=1}^{kn} p_{irin}},$$

где индексом ir отмечены работоспособные состояния (в количестве kr), а индексом in – неработоспособные (в количестве kn). Эти значения позволяют рассчитать коэффициент готовности

$$K_G = \frac{\tau}{\tau + \tau_n}.$$

Параметр потока отказов можно определить как

$$\omega(t) = \frac{1}{t} \sum_{in=1}^{kn} \frac{P_{in} \cdot t}{\sum_{i=1}^n P_i \cdot \tau_i}.$$

Таким образом, реализация метода позволяет получить аналитические выражения для таких показателей надежности, как средняя наработка на отказ, коэффициент готовности и параметр потока отказов.

В докладе приведен пример расчета показателей надежности подсистемы измерения с диагностикой метрологических отказов на основе применения полумарковского процесса.

*И.Д. Сеницына, А.С. Штыкова, студ.;
рук. А.Р. Горнушкин к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРОВЕРКА РАСЧЁТНЫХ СООТНОШЕНИЙ ПРИ ВЫЧИСЛЕНИИ ВЕРОЯТНОСТЕЙ СОБЫТИЙ В ПОВТОРНЫХ НЕЗАВИСИМЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Обсуждается возможность замены расчетной формулы

$$P_{m,n} = C_n^m p^m q^{(n-m)}, \text{ где } C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}, \quad (1)$$

задающей вероятность наступления случайного события ровно m раз, при n независимых испытаниях, приближённой формулой

$$P_{m,n} \approx \frac{1}{\sqrt{2\pi npq}} * e^{\left(\frac{-x^2}{2}\right)}, \text{ где } x = \frac{m-np}{\sqrt{npq}}, \quad (2)$$

полученной согласно теореме Лапласа. В них:

p - вероятность успеха,

$q = 1-p$ – вероятность неудачи, на приближенную

Об этой возможности говорит теорема Бернулли, согласно которой вероятность того, что частота $\frac{m}{n}$ наступления m раз этого события удовлетворяет неравенству $\left| \frac{m}{n} - p \right| < \varepsilon$ ($\varepsilon > 0$ – произвольно), сколь угодно близка к 1 при достаточно большом числе n испытаний.

Сложность расчета $P_{m,n}$ по формуле (1) заключается в том, что необходимо вычислять факториал, и при больших количествах испытаний n это становится затруднительно. В таких случаях можно воспользоваться формулой приближенного вычисления (2). Рекомендованное минимальное количество испытаний – примерно 50-100, в противном случае результат, посчитанный по формуле (2), может оказаться далёким от истины. Кроме того, теорема Лапласа работает тем лучше, чем вероятность p ближе к 0,5, и наоборот – даёт существенную погрешность при значениях p , близких к нулю либо единице. По этой причине

ещё одним критерием эффективного использования формулы (2) является выполнение неравенства $prq > 10$ (≈ 10).

Так, например, если $n = 50$, $p = 0.5$, то $prq = 50 * 0.5 * 0.5 = 12.5 > 10$ и применение теоремы Лапласа для 50-ти испытаний оправдано. Но если $n = 50$ и $p = 0.1$, то $prq = 50 * 0.1 * 0.9 = 4.5 < 10$ и приближение будет плохим.

Воспользовавшись стандартными функциями MicrosoftExcel, мы рассчитали вероятность P_n^m по обеим формулам, для различных значений n и m , а так же посчитали относительную погрешность. Полученные результаты свели в таблицу 1, приведенную ниже (значение p принято равным 0,6).

Таблица 1 – Результаты расчетов

	По формуле 1	По формуле 2	Относительная погрешность (%)
$n=10, m=6$	0,2508	0,2575	2,67
$n=50, m=35$	0,0415	0,0406	2,17
$n=200, m=134$	0,00741	0,00747	0,81
$n=400, m=245$	0,0359	0,0357	0,56

Результаты расчётов показывают, что при увеличении количества испытаний относительная погрешность стремится к 0. Это означает, что на практике вполне допустимо использование формулы (2) для оценки значений вероятности в повторных независимых испытаниях.

Библиографический список

1. **Математический** энциклопедический словарь / Гл. ред. Ю. В. Прохоров;— М: Советская энциклопедия, 1988.
2. **Гутер Р. С.** Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта / Р. С. Гутер, Б. В. Овчинский.—М.: Физматгиз, 1962.

*Д.А. Усачев, студ.; рук. А.Р. Горнушкин к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕАКЦИИ СИСТЕМЫ НА ИМПУЛЬСНЫЙ ВХОДНОЙ СИГНАЛ

При определении частотных характеристик систем во многих случаях в качестве входного сигнала удобно использовать импульс. Трудность состоит в том, что физическая реализация данного сигнала невозможна. Поэтому решим задачу за счёт применения другой, физически реализуемой функции со свойствами близкими к требуемым.

В качестве входного сигнала выберем произвольную по характеру функцию $f(t)$ такую, что $f(t)$ представляет собой периодическую функцию с периодом T , которая начинается с нуля при $t=0$ и снова сходится на нуль после некоторого промежутка времени. В качестве выхода получим наблюдаемую функцию $g(t)$, которая также является периодической и практически исчезает после промежутка времени T . При помощи ряда Фурье можно разложить $f(t)$ и $g(t)$ по гармоникам в интервале $(0;T)$:

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} c_k e^{\frac{ik2\pi}{T_1} t}, \quad g(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \bar{c}_k e^{\frac{ik2\pi}{T_1} t}.$$

Практически в обоих разложениях будет лишь конечное число членов. Входная функция $f(t)$ и выходная функция $g(t)$ теперь есть суперпозиции строго синусоидальных функций. При условии, что одна и та же входная функция $f(t)$ подается снова и снова до и после $t=0$ через интервалы T , по определению передаточной функции имеем

$$\varphi\left(\frac{k}{T_1}\right) = \frac{\bar{c}_k}{c_k} \quad (k=0, \pm 1, \pm 2, \dots).$$

В результате получаем значения $\varphi(v)$ лишь для дискретного ряда равноотстоящих точек; для других значений v можно найти $\varphi(v)$ при помощи линейной или квадратичной интерполяции.

Остается неразрешенным то затруднение, что функция $f(t)$ могла быть слишком гладкой для наших целей. Если $f(t)$ не содержит достаточного количества гармоник, то определение передаточной функции при k , большем некоторого значения, оказывается невозможным ввиду малости знаменателя. Тогда придется оставить значение $\varphi(v)$, которое ещё не пренебрежимо мало. Для нас является достаточным установление асимптотического закона для функции $\varphi(v)$. Скорость, с которой $\varphi(v)$ уменьшается до нуля, по меньшей мере равна v^{-1} . Если последние несколько наблюдаемых значений $\varphi(v)$ согласуются со схемой

$$\varphi(v) = \frac{i\alpha_1}{v} + \frac{\alpha_2}{v^2},$$

то мы можем быть удовлетворены, так как для всех частот вне интервала наших измерений значение $\varphi(v)$ модулирующих сигналов можно получить экстраполяцией.

Если установившаяся реакция была получена таким образом, то импульсная реакция может быть найдена на основе тех же данных. Воспользуемся приемом, при котором импульсный вход повторяется

через правильные интервалы T_0 . Ряд Фурье для этого импульса есть расходящийся ряд, который становится сходящимся, если применить передаточную функцию к каждой имеющейся частоте:

$$K(t) = \frac{1}{T_0} \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \varphi\left(\frac{k}{T_0}\right) e^{\frac{2\pi i k t}{T_0}}.$$

Хотя этот бесконечный ряд и сходится, его сходимости может оказаться слишком слабой для практических целей. Ускорим сходимости, полагая

$$K(t) = A_1 e^{-\alpha t} + A_2 t e^{-\alpha t} + K_1(t).$$

Передаточной функцией для $K(t)$ теперь служит

$$\varphi(v) = \frac{A_1}{\alpha + 2\pi i v} + \frac{A_2}{(\alpha + 2\pi i v)^2} + \varphi_1(v).$$

Следовательно, для больших значений v

$$\varphi_1(v) = \varphi(v) + \frac{A_1 i}{2\pi v} + \frac{A_2 + \alpha A_1}{(2\pi v)^2}.$$

Выберем теперь

$$A_1 = -2\pi\alpha_1,$$

$$A_2 = -4\pi^2\alpha_2 - \alpha A_1$$

Тогда асимптотическая схема $\varphi(v)$ искажается поправочными членами, и $\varphi(v)$ стремится к нулю, как третья степень v^{-1} . Разложение функции $K_1(t)$ сходится теперь достаточно быстро.

Степень α можно принять равным $\alpha = 2\pi/T_0$, так как $e^{-2\pi}$ достаточно мало, чтобы можно было им пренебречь.

Секция 4. ТЕХНОЛОГИЯ ВОДЫ И ТОПЛИВА

*Председатель секции профессор «Химии и химических технологий в энергетике» д.т.н. Б.М. Ларин
Секретарь секции к.т.н., доцент Н.А. Еремина*

*О. В. Ильин, асп.; рук. Н.Д. Чичирова д.х.н., проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

БЕСКОНТАКТНЫЙ ПОДХОД ИЗМЕРЕНИЯ ЭП ОСНОВАННЫЙ НА ТРАНСФОРМАТОРНОМ МЕТОДЕ

Качественная водоподготовка является необходимым условием для нормального функционирования сетей тепло и водоснабжения. Несоблюдение нормативных правил в подготовительном периоде может активизировать нежелательные химические реакции в рабочем растворе и на границе рабочий раствор/внутренняя стенка трубопровода, что приведет к усилению процессов образования накипи, отложений и коррозии, которые будут причиной перерасхода энергоресурсов и сокращения сроков эксплуатации оборудования [1]. Известно, что для решения данных проблем проводится регулярный мониторинг химического состава водного потока, поступающего в рабочий трубопровод. В рамках кондуктометрического метода это можно сделать либо непрерывным образом, либо в лабораторных условиях.

В кондуктометрии существует два подхода: в контактном рабочий электролит соприкасается с электродами измерительной ячейки, в бесконтактном электроды не интегрированы в рабочий участок измерительной ячейки, поэтому их гальванический контакт с анализируемым раствором отсутствует.

В данной работе рассматривается бесконтактный подход измерения электрической проводимости (ЭП) основанный на трансформаторном методе или методе потерь. Схема предлагаемого бесконтактного кондуктометрического преобразователя представлена на рис. 1. Он состоит из двух измерительных каналов, генератора низкой частоты 1, являющийся общим источником питания каналов измерений и измерительного прибора 22. Каждый канал включает в себя питающий трансформатор 3, 13, собранный на ферромагнитном сердечнике с обмоткой возбуждения 2, 12; жидкостной контур 5, 15; измерительный трансформатор 7, 17, собранный на ферромагнитном сердечнике с измерительной об-

моткой 8, 18; выходной согласующий трансформатор напряжения 10, 20 с первичной обмоткой 9, 19 и вторичной обмоткой 11, 21.

На основе предложенной схемы была собрана лабораторная установка и проведен эксперимент в ходе которого мы наполняли ванну термостата 10 литрами обессоленной воды (исходная вода), затем подключали термостат к бесконтактному кондуктометрическому преобразователю, таким образом, что циркуляционный насос прокачивал воду через жидкостной контур, поддерживая постоянную температуру в 25°C.

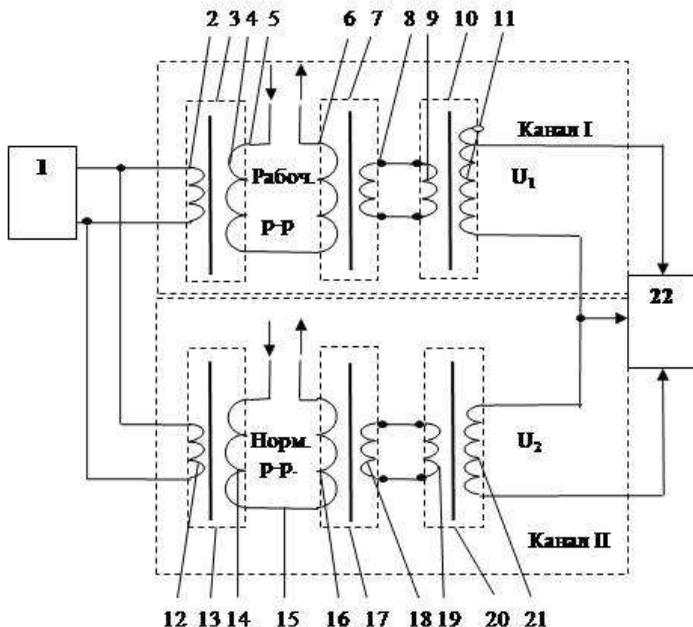


Рис.1 Схема бесконтактного кондуктометрического преобразователя

Следующим этапом проводились замеры ЭП исходной воды при разной частоте питающей сети с целью определения её качества и значений выходного сигнала до добавления различных концентраций, рассматриваемой соли.

Программой экспериментов был исследован водный раствор NaCl с концентрацией, начиная от 1,25 мг/л с последовательным увеличением концентрации до 10 мг/л. Результаты эксперимента представлены на рис. 2

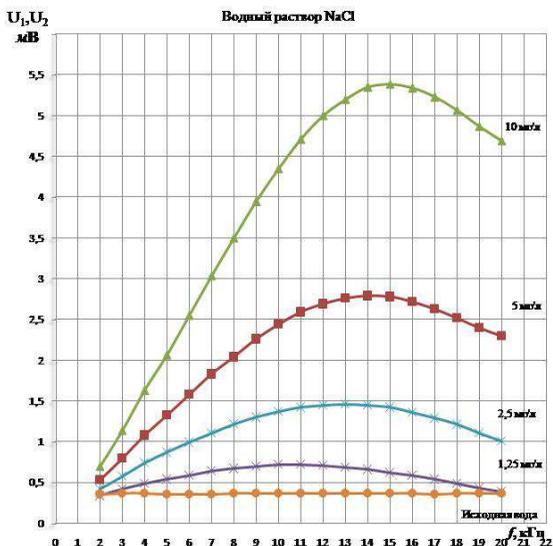


Рис.2 Результаты эксперимента на водном растворе NaCl

Библиографический список

1. **Марченко Е.М.,** Пермяков А.Б., Семенова И.Ц. Метод водоподготовки для предотвращения накипи и коррозии в системах теплоснабжения промышленной энергетики // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. № (72). С. 44-48.

*Е.В. Родина, маг.т.н.; Е.Д. Римашевская, студ.;
рук. В.А. Чиж, к.т.н., доц.
(БНТУ, г. Минск)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОГРАММНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВПУ ТЭС И АЭС

Актуальность проблемы. Бесспорным является то, что метод ионного обмена позволяет получить воду любого требуемого качества для использования на ТЭС и АЭС [2]. Компьютерные программные расчеты дают возможность оптимизировать выбор технологии ионного обмена ещё на стадии проектирования водоподготовительной установки (ВПУ) [4].

Целью настоящей работы является исследование программного проектирования ВПУ ТЭС и АЭС с использованием различных техно-

логий регенерации ионитных фильтров. Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

- выполнение расчетов ВПУ с использованием программ Cadix и IonExchangeDesign и различных технологий регенерации ионитных фильтров;
- анализ полученных результатов для выявления оптимального способа регенерации и оптимальной компьютерной программы расчета.

Объект исследования - технологии регенерации ионного обмена.

Предмет исследования - компьютерные программы проектирования ВПУ Cadix и IonExchangeDesign.

Научная новизна проведенных исследований состоит в следующем: проведен сравнительный анализ программ Cadix и IonExchangeDesign при проектировании условной ВПУ с использованием различных способов регенерации ионитных фильтров.

Личный вклад авторов. Проведена сравнительная оценка работы программ Cadix и IonExchangeDesign.

Практическая ценность и перспективы использования полученных результатов. Результаты работы могут использоваться для решения широкого класса задач по очистке природных и технологических вод ТЭС при проектировании новых и модернизации существующих ВПУ.

При сравнении программ Cadix и IonExchangeDesign при проектировании условной ВПУ использована природная вода одного качества и ВПУ одной производительности.

В результате анализа полученных результатов проектирования, расчета и сравнения ВПУ с различными технологиями регенерации можно сделать следующие **выводы**:

- при одинаковых условиях работы и качестве используемой воды объем фильтрующего материала в фильтрах должен быть одинаков. С учетом разной высоты загрузки ионитов при противоточной и прямоточной технологиях регенерации при противотоке используются фильтры меньшим диаметром;
- при регенерации фильтров во всех технологиях использовались одинаковые реагенты равной концентрации. Из расчетов видна экономия реагентов при противоточной регенерации [3] на 45-50% в зависимости от марки фильтрующего материала;
- при противоточной регенерации объем воды на собственные нужды примерно в два раза меньше, чем при прямоточной регенерации, а следовательно меньше и объем сточных вод [1, 3];

- полное заполнение фильтрующим материалом корпуса фильтра позволяет уменьшить площади, занимаемые фильтрами, и снизить металлоемкость ВПУ.

При выполнении программного проектирования ВПУ с различными технологиями регенерации был проведен сравнительный анализ компьютерных программ Cadix и IonExchangeDesign. Можно отметить, что принцип расчета у обеих программ одинаковый, однако программа Cadix в процессе расчетов показала себя более простой и удобной.

Библиографический список

1. **Боровкова И.И.**, Балаев И.С., Громов С.Л., Сидоров В.А., Шуляев В.А. – Внедрение противоточной технологии UPCORE фирмы «Дау Кэмикал» (США) на ВПУ по обессоливанию ТЭЦ-12 МОСЭНЕРГО – «Электрические станции», 2000, № 5, - с. 29-31.
2. **Выбор метода** водоподготовки на ТЭС различных типов/ Седлов А.С., Потапкина Е.Н., Рыков А.П. и др.// Вестник МЭИ, 2004, №4.
3. **Громов С.Л.** - Технологические преимущества процесса противоточной регенерации ионообменных смол UPCORE: промывка взрыхлением – «Теплоэнергетика», 1998, № 3 - с. 52-55.
4. **Копылов А.С.**, Очков В.Ф., Чудова Ю.В. Процессы и аппараты передовых технологий водоподготовки и их программные расчеты: учебное пособие для ВУЗов/ Копылов А.С. и др. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 222 с.

*К.В. Михайлова, магистр.; рук. В.Н. Виноградов к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ВЫБОР УСЛОВИЙ КОАГУЛЯЦИИ ВОДЫ СУЛЬФАТОМ АЛЮМИНИЯ НА ТЭС С УЧЁТОМ ЗАТРАТ

При выборе условий коагуляции на ТЭС используют нормативные документы [1, 2]. Их требования и рекомендации не учитывают экономические обстоятельства.

Известно существенное влияние водородного показателя pH воды на технологическую эффективность коагуляции солями алюминия. Как правило, коагуляция воды происходит успешно при значениях pH₂₅ в диапазоне от 6,2 до 6,8. Возможно более эффективное протекание коагуляции при меньших значениях pH₂₅.

Воды поверхностных источников России могут иметь pH₂₅ до 8,2, а продувочные воды оборотных систем охлаждения до 8,6. В этих условиях даже при небольшой окисляемости и цветности исходной воды

требуются увеличенные дозировки кислых реагентов: коагулянта и серной кислоты. Выбор доз этих реагентов для их совместного использования должен проводиться с учётом их технической эффективности и стоимости.

Если увеличивать дозирование коагулянта или серной кислоты для уменьшения рН воды, представляется предпочтительным использовать для этой цели серную кислоту. В пересчёте на активное вещество она значительно дешевле сульфата алюминия (до 4 раз). В то же время сульфат алюминия необходим для формирования твёрдой фазы при коагуляции. Е. А. Карпычевым [3] введена технологическая характеристика коагулянта, условная сорбционная ёмкость шлама коагулятора по органическим коллоидам (по окисляемости воды, Ок, мгО₂/дм³) и экспериментально определены её значения. Эти значения соответствуют, в среднем, расчёту доз сульфата алюминия (Д_к, мг-экв/дм³) по эмпирическим формулам: для теплоэнергетики [2]: Д_к = 0,07·Ок; для предприятий «Водоканал» [4] при осветлении и обесцвечивании Д_к = 0,07·Ц^{1/2}, где Ц – цветность обрабатываемой воды в градусах цветности.

Приведённые формулы показывают, что в практике водоподготовки используют воды, окисляемость и цветность которых связаны соотношением: Ок = Ц^{1/2}. Это означает квадратичную зависимость оптической плотности цветной воды от её окисляемости. Данный факт требует научного объяснения.

Представления [3] приводят к выводу о необходимости следующей методики практического подбора доз сульфата алюминия и серной кислоты для исходных вод с увеличенными значениями щёлочности и рН₂₅:

1) выполнить пробную коагуляцию исходной воды и определить дозу сульфата алюминия (Д_{к1}), необходимую для установления оптимального водородного показателя рН₂₅, соответствующего получению коагулированной воды с показателями качества по [1];

2) определить расчётное значение дозы сульфата алюминия (Д_к, см. выше);

3) определить расчётное значение дозы серной кислоты (Д_{кисл}):

$$Д_{\text{кисл}} = Д_{\text{к1}} - Д_{\text{к}}$$

4) выполнить пробную коагуляцию исходной воды при её обработке сульфатом алюминия с дозой (Д_к) и серной кислотой с дозой (Д_{кисл}). Если результат этой коагуляции соответствует требованиям [1], перейти к режимному испытанию осветлителя при дозах (Д_к) и (Д_{кисл}). При наличии возможности, провести дополнительные испытания осветлителя при:

- дозе сульфата алюминия, уменьшенной на значение не меньше погрешности в его определении, и дозе серной кислоты, увеличенной на это же значение;

- дозе сульфата алюминия, увеличенной на значение не меньше погрешности в его определении, и дозе серной кислоты, уменьшенной на это же значение.

Описанный способ подбора доз сульфата алюминия и серной кислоты предполагает минимизацию затрат на приобретение реагентов для системы предварительной очистки воды и не учитывает затраты, связанные с появлением в этой системе опасного химического вещества – серной кислоты. Не учитывает он и изменение затрат на обработку предварительно очищенной воды, например, затрат на анионирование. Учёт этих затрат на стадии проектирования водоподготовительной установки затруднён недостаточной изученностью распределения сульфатов в системе «шлам»–«вода». Основные сведения об этом, опубликованные О.И. Мартыновой, например, в [4], являются необходимыми, но не достаточными.

Библиографический список

1. **Руководящие** указания по коагуляции воды на электростанциях.– М.:ИздательствоВТИ,1972.
2. **СТО 70238434.27.100.027-2009.** Водоподготовительные установки и водно-химический режим ТЭС. Условия эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования.– М.: ИНВЭ., 2009.
3. **Е.А. Карпычев.**Исследование коагуляции природных вод с повышенным содержаниемжелезоорганическихсоединений.Автореферат диссертации на соискание учёной степени канд. техн. наук. – Иваново: ИГЭУ, 2013.
4. **Справочник проектировщика.** Водоснабжение населённых мест и промышленных предприятий. – М.: Стройиздат, 1977.
5. **Мартынова О.И.** Коагуляция природных вод.- М.:Госэнергоиздат, 1951.

*А.Я. Сорокина, магистр.; рук. А.Б. Ларин к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ НОВОГО АВТОМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗАТОРА ПРИМЕСЕЙ ВОДНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В настоящее время все большее внимание уделяется качеству водного теплоносителя на ТЭС и АЭС. В связи с повышением требований к качеству водного теплоносителя и ужесточению норм, необходимо совершенствовать СХТМ на базе существующих приборов АХК. Расширение диагностических возможностей этих приборов обеспечивает

ся применением математических моделей и алгоритмов расчета качества воды и пара с применением ЭВМ. Появление на рынке высокотехнологичных приборов дает возможность измерения и расчета нескольких показателей качества при уменьшении количества устанавливаемых приборов. Это обусловлено наличием нескольких каналов ввода и вывода информации на одном приборе.

Сотрудниками кафедры ХХТЭ ИГЭУ совместно с «НПП Техноприбор» (г.Москва) разработан автоматический анализатор примесей водного теплоносителя на базе многоканального прибора «Лидер». Применение этого устройства для контроля качества воды и пара позволяет по двум измеренным показателям (χ , χ_n) рассчитать и вывести на экран следующие показатели: - при аммиачном ВХР: хлориды, рН, аммиак и натрий условный; - при безаммиачном ВХР: хлориды, рН и натрий условный.



Рис. 1. Внешний вид и экранные формы анализатора примесей теплоносителя «Лидер»

В связи с этим установка данного прибора может осуществляться практически на любой энергоблок и позволяет измерить и рассчитать практически все требуемые характеристики качества питательной воды. Установка этого прибора на конденсат турбины также может позволить диагностировать присосы охлаждающей воды в конденсаторе.

Разработанный автоматический анализатор «Лидер» является перспективным прибором для контроля качества водного теплоносителя и ведения ВХР энергоблоков ТЭС.

Прибор «Лидер» конкурентно способен по сравнению с западными аналогами.

*Н.В.Власов, студент; рук. А.Б. Ларин, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, Иваново)*

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА "УСТАНОВКА ОБРАТНОГО ОСМОСА И ХИМИЧЕСКОГО ОБЕССОЛИВАНИЯ"

Традиционно на ТЭС для получения добавочной и питательной воды, удовлетворяющей нормам определенного качества, используют установки химического обессоливания. Суть данного метода очистки заключается в процессе ионного обмена между ионами, находящимися в составе воды, и ионами функциональных групп ионообменных материалов Н-катионитных и ОН-анионитных фильтров.

В настоящее время все большее внимание уделяется новым перспективным технологиям обработки воды на ТЭС и АЭС, которые способны уменьшить экономические затраты и имеют большой экологический эффект. В связи с перспективными направлениями развития техники и технологии объявленными президентом РФ, необходимо проведение исследований в области энергоэффективных технологий.

Одним из таких направлений для ВПУ ТЭС и АЭС является применение технологий мембранной обработки для подготовки воды в соответствии с повышенными требованиями к нормам качества водного теплоносителя. Как правило, эта технология включает в себя очистку воды на установках обратного осмоса и ультрафильтрации.

На кафедру ХХТЭ ИГЭУ было поставлено оборудование для стенда, моделирующего мембранную очистку воды методом обратного осмоса и химическую очистку методом ионного обмена. Студентами и магистрами кафедры под руководством преподавателей был смонтирован и подготовлен для ввода в учебный процесс стенд «Установка обратного осмоса и химического обессоливания» (рис.1).

В часть установки обратного осмоса входит насос, который питает водой исходного качества всю установку, угольный механический фильтр, предназначенный для очистки воды от коллоидных примесей и взвешенных веществ; мембранный фильтр; служащий для задержки молекул и ионов растворенных веществ на полупроницаемой мембране; напорный бак и мембранный клапан, необходимые для запаса и питания дальнейших элементов химической очистки водой, прошедшей мембранный фильтр; ФСД, служит как последняя ступень очистки. В часть установки химического обессоливания входит насос, угольный механический фильтр и две колонки, заполненные

Н-катионитным и ОН-анионитным ионообменными материалами, которые служат для очистки воды с помощью обмена между ионами, входящими в состав воды, и ионами функциональных групп, входящих в состав ионитов. По ходу движения обрабатываемой воды стенд оснащен задвижками, предназначенными для смены режимов работы установки и для отбора проб воды после каждого элемента очистки, для дальнейшего лабораторного анализа.

Данная установка дополняет в комплексе существующий стенд «Обработка воды на ТЭС и АЭС» по методам термического и химического обессоливания.



Рис 1. Стенд "Установка обратного осмоса и химического обессоливания"

Таким образом, для студентов старших курсов существует возможность натурального изучения технологий обессоливания воды по всем трем возможным методам, а именно, термическое и химическое обессоливание и обратноосмотическая установка.

*Е.А. Щеголева, магистр, Е.С. Дубровина, студ.;
рук. Б.М. Ларин, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ АОС «СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОДНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ЭНЕРГОБЛОКА АЭС С ВВЭР-1000»

Энергетическая стратегия России предусматривает почти удвоенное производство электроэнергии с 2000 по 2020 г. с преимущественным ростом атомной энергетики. Для реализации данной задачи необходимы грамотные специалисты по эксплуатации основного и вспомогательного оборудования АЭС, где водно-химический режим является одним из важнейших факторов, влияющих на надежную и безопасную эксплуатацию АЭС. [1]

На протяжении нескольких лет на кафедре ИГЭУ разрабатывалась программа для обучения ведения водно-химического режима 1 и 2 контуров АЭС с ВВЭР-1000 студентов специальности «Технология воды и топлива на ТЭС и АЭС» и «Атомные электростанции». Учебный конспект должен использоваться обучаемыми в качестве опорного материала при самоподготовке и формировать знания по системам поддержания ВХР первого и второго контуров АЭС. [2]

В объем АОС первого и второго контуров входят следующие разделы:

1. Электронный учебник, в котором описано основное оборудование первого и второго контура, ВХР соответственно первого и второго контуров, установки спецводоочистки.

2. Тестирующая часть АОС предназначена для контроля степени усвоения знаний студентом. По окончании изучения студентом материала, ему предлагается тест, в результате прохождения которого выдается протокол тестирования.

3. Экспериментальная часть включает лабораторные работы, в них рассматриваются основные режимы работы установок спецводоочистки (для 1 контура – СВО-1 и СВО-2, для 2 контура – СВО-5 и БОУ). В комплекс 1 контура так же входит лабораторная «Водный режим и химконтроль первого контура АЭС с ВВЭР-1000». В ней представлена схема первого контура с точками отбора проб и нормируемыми показателями в этих точках. Сама программа имитирует нарушение ВХР питательной воды. Это нарушение студент определяет самостоятельно по показаниям качества воды в этой точке. Обучаемый делает вывод о

причине нарушения ВХР и строит алгоритм поиска причины нарушения и его устранения. Лабораторные работы имеют теоретическую, практическую и тестирующую часть. Они выполнены с помощью программ AdobeFlashProfessional CS5 и могут быть адаптированы под любую операционную систему, поддерживающую FlashPlayer.

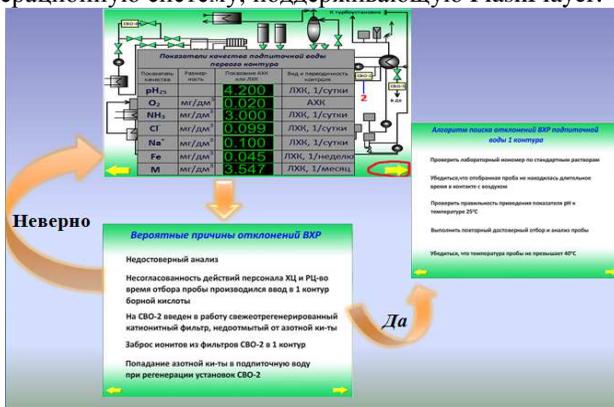


Рис. 1. Пример лабораторной работы «Водный режим и химконтроль первого контура АЭС с ВВЭР-1000»

После изучения данного комплекса студент должен знать:

1. Задачи ведения ВХР первого и второго контуров АЭС;
2. Основное и вспомогательное оборудование первого и второго контуров;
3. Системы обеспечения ВХР и их назначение;
4. Должен уметь;
5. Осуществлять эксплуатацию оборудования, обеспечивающего ведение водно-химического режима АЭС;
6. Самостоятельно принимать решения по предотвращению аварийных ситуаций;
7. Корректировать водно-химический режим в соответствии с условиями эксплуатации.

На данный момент весь учебный комплекс введен в учебный процесс, разработаны методические указания для лабораторных работ и подана заявка на свидетельство на программный продукт.

Библиографический список

1. **Воронов В.Н.**, Ларин Б.М., Сенина В.А. Химико-технологические режимы АЭС с ВВЭР. М.: Издательский дом МЭИ, 2006.

2. **Итоговая** конференция конкурса научных работ студентов ОАО «Концерн Росэнергоатом» «Знания молодых ядерщиков – атомным станциям»: Тезисы докладов. М.: НИЯУ МИФИ, 2012. – 112 с.

*А.Ю. Будаева, магистр.; рук. Н.А. Еремина, к.т.н., доц.,
В.Н. Виноградов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОСОБЕННОСТИ НОРМИРОВАНИЯ И КОНТРОЛЯ ВОДНО-ХИМИЧЕСКОГО РЕЖИМА КОТЛА- УТИЛИЗАТОРА ПГУ С КАСКАДНОЙ СХЕМОЙ НЕПРЕРЫВНОЙ ПРОДУВКИ

При проектировании систем ведения водно-химического режима (ВХР) котлов-утилизаторов парогазовых установок (ПГУ) учитываются требования СТО 70238434.27.100.013-2009 «Водоподготовительные установки и водно-химический режим ТЭС. Условия создания. Нормы и требования». Этот документ при установлении требований к качеству питательных и котловых вод не учитывает ряд обстоятельств и не содержит необходимых комментариев.

В качестве примера можно указать на нормирование массовой концентрации хлоридов в питательной воде (не более 3 мг/дм³). Такое нормирование соответствует прогрессивному принципу профилактического контроля. Для АЭС с ВВЭР, из-за склонности аустенитной нержавеющей стали к коррозионному растрескиванию в присутствии хлоридов, нормируют их концентрацию в воде парогенератора, а не в питательной воде (при наличии системы очистки турбинного конденсата: блок ст. № 1 Ростовской АЭС 100 мг/дм³, блок ст. № 2 – 30 мг/дм³). При контроле качества воды парогенератора (котловой воды) обеспечивается получение представительного результата измерений, используемого при регулировании продувочного режима. Естественно, лучше получить раннее предупреждение о возможном попадании увеличенных количеств хлоридов в парогенератор, но для этого надо контролировать качество питательной воды.

Относительная погрешность определения доступными средствами концентрации хлоридов в питательных водах парогенератора АЭС с ВВЭР и котла-утилизатора велика, а использование дорогостоящих жидкостных ионных хроматографов для оперативного химического контроля экономически нецелесообразно. Разумным решением является переход к определению хлоридов в котловой воде, хотя и в этом

случае надо доказать его необходимость: экономайзеры и контуры циркуляции котлов-утилизаторов сделаны из перлитных сталей.

Нормативное максимальное допустимое значение массовой концентрации натрия в паре барабанного котла-утилизатора (10 мкг/дм^3) более, чем в его питательной воде (5 мкг/дм^3) при обработке питательной воды аминокислотами. В подтверждение данному нормативу требуется комментарий. Как правило, пар по фактическому качеству не уступает питательной воде.

Если источником питательной воды контуров низкого и высокого давлений является их общий деаэрактор, существует неопределённость в нормировании качества котловых вод и установлении объёма химического контроля. Имеется реальная возможность упростить контроль качества питательной и котловой вод контура низкого давления. Но при этом упростить химический контроль качества пара низкого давления не следует: ужесточение норм качества пара в 1983 г. было произведено Минэнерго для предотвращения повреждений лопаток турбин в зоне фазового перехода.

При каскадной схеме непрерывной продувки (отведение из барабана высокого давления в барабан низкого давления и далее в сепаратор непрерывной продувки) и одинаковом относительном значении её расхода для контуров котла-утилизатора, одинаковом качестве питательных вод качество котловой воды низкого давления хуже, чем качество котловой воды высокого давления.

Относительное значение расхода продувочной воды контура низкого давления при подаче продувочной воды контура высокого давления в барабан низкого давления, например, при проектировании или при контроле расходомера продувки приходится определять в долях единицы по формуле:

$$P_{нд} = \frac{(C_{питв} - C_{нпнд}) + \frac{D_{првд}}{D_{пнд}} \cdot (C_{првд} - C_{питв})}{(C_{прнд} - C_{питв})},$$

где: $C_{питв}$ - концентрация примеси в питательной воде, мг/дм^3 ; $C_{нпнд}$ - концентрация примеси в насыщенном паре из барабана низкого давления, мг/дм^3 ; $D_{првд}$ - расход продувочной воды контура высокого давления, т/ч; $D_{пнд}$ - расход пара из барабана низкого давления, т/ч; $C_{првд}$ - концентрация примеси в продувочной воде контура высокого давления мг/дм^3 ; $C_{прнд}$ - концентрация примеси в продувочной воде контура низкого давления.

Таким образом, очевидна целесообразность отступления от требований СТО 70238434. 27.100.013-2009 при разработке карты по веде-

нию ВХР с опорой на результаты тепло-химических испытаний и опытно-промышленной эксплуатации. Подтверждение этому получено при обследовании ВХР котла-утилизатора одной из ПГУ.

*Р.Э. Сагдиева, студ.; рук. Е.Н. Бушуев, д.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЯДА ФАКТОРОВ НА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТАНОВКИ ОБРАТНОГО ОСМОСА

В настоящее время одним из наиболее перспективных и эффективных способов деминерализации воды является ее обработка на установке обратного осмоса (УОО). Основными преимуществами этой мембранной технологии заключаются в незначительном расходе реагентов затрачиваемых при эксплуатации, компактностью оборудования и малом количестве сбрасываемых минеральных солей.

В работе исследовалось влияния различных факторов на эффективность работы УОО методом вычислительного эксперимента.

Для проведения расчетного исследования был использован программный продукт ROSA версии 9.0.0 (разработчик фирма DOW-Chemical). Это программа предназначена для расчета УОО с применением мембранных элементов фирмы FILMTEC [1], ведущего производителя мембран для УОО.

Варьируемыми параметрами при расчете являлись:

- 1) минерализация обрабатываемой воды;
- 2) производительность установки;
- 3) схемные решения по компоновке обратноосмотических модулей:
 - ступенчатая компоновка по пермеату;
 - ступенчатая компоновка по концентрату;
 - применение рециркуляции части концентрата.

Проведенный анализ полученных результатов показал, что с увеличением минерализации обрабатываемой воды степень обессоливания на УОО уменьшается (рис. 1).

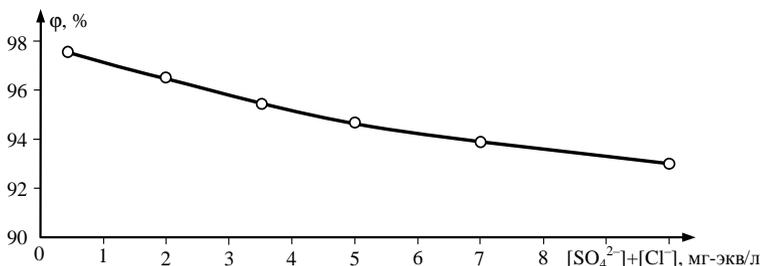


Рис. 1. Степень обессоливания воды в зависимости от минерализации обрабатываемой воды

Степень обессоливания УОО (φ, %), определялась по выражению

$$\varphi = \frac{S_{\text{пв}} - S_{\text{перм}}}{S_{\text{пв}}} \cdot 100, \quad (1)$$

где $S_{\text{пв}}$, $S_{\text{перм}}$ – общее солесодержание в питательной воде и пермеате, соответственно, мг/л.

В качестве базовой воды для расчета была принята вода реки Тотьма, а остальные воды получены путем уменьшения (увеличения) пропорционально всех показателей качества.

В многоступенчатых УОО пермеат с предыдущей ступени служит питательной водой для последующей ступени водообработки. Такая компоновка позволяет увеличить глубину очистки пермеата. Расчетное исследование по обессоливанию воды показали, что коэффициент очистки воды по общему солесодержанию снижается, что определяется невысоким солесодержанием пермеата первой ступени, поступающего на вход второй ступени УОО. Возвращение концентрата второй ступени на вход УОО первой ступени повышает технологические показатели ВПУ.

Многокаскадные (обычно двух- или трехкаскадные) схемы позволяют увеличить коэффициент выхода пермеата (или уменьшения количества образующегося концентрата), при этом концентрат на выходе из первого каскада служит питательной водой для второго каскада. Подключение второй ступени УОО по концентрату первой ступени дает возможность дальнейшего глубокого концентрирования водного раствора – коэффициент концентрирования после второй ступени составил 7–9, что так же повышает технологические показатели УОО.

Одноступенчатые двухкаскадные установки способны обеспечить гидравлический КПД на уровне 70–80 %, а трехкаскадные – 80–90 %.

Применение рециркуляции (подмеса), когда часть концентрата смешивается с питательной водой, позволяет увеличить гидравличе-

ский КПД УОО. Однако такое техническое решение приводит к ухудшению качества пермеата, поскольку увеличивается солесодержание питательной воды по сравнению с исходной.

Библиографический список

1. **Копылов, А.С.** Процессы и аппараты передовых технологий водоподготовки и их программированные расчеты: учеб. пособие / А.С. Копылов, В.Ф. Очков, Ю.В. Чудова. –М.: Издательский дом МЭИ, 2009. –222 с.

*Ю.А. Крупина, Ю.В. Сачихина, студ.; рук. Б.М. Ларин д.т.н., проф.,
(ИГЭУ, г. Иваново)*

УСКОРЕННЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ИОНИТОВ

Иониты являются основным ионообменным материалом на ТЭС и АЭС. Вода, поступающая в контур станции, должна быть очищена от примесей до необходимого качества, которое обеспечит бесперебойную работу станции и предохранит ее оборудование от коррозии и накипеобразования, а также обеспечит процесс генерации чистого пара.

Иониты – твердые, практически нерастворимые в воде и органических растворителях материалы, способные к ионному обмену. Сам процесс ионного обмена представляет собой адсорбцию электролитов – катионов и анионов. В частности, в процессах водоподготовки на ТЭС и АЭС– адсорбцию сильных электролитов (солей) при обессоливании природной воды. Такой процесс адсорбции электролитов происходит из воды на поверхности раздела вода – полярное твердое вещество. Сам процесс адсорбции получил название ионного обмена, а адсорбент – твердое вещество – ионита [1].

При доставке на производство ионит имеет: сертификат качества, в котором указываются рекомендуемые условия эксплуатации ионита и его основные физико-химические свойства. К рекомендуемым условиям эксплуатации можно отнести: максимальную рабочую температуру, диапазон рН, высоту слоя, скорость потока, концентрацию регенерационных растворов, расход воды на отмывку после регенерации. К основным физико-химическим свойствам ионита относят: товарную форму ионита, ПОЕ, влажность, размер частиц, содержание рабочей фракции, истинную плотность, насыпную массу [1]. Различают полную и рабочую обменную ёмкость. Полная обменная ёмкость $E_{\text{полн}}$ ионита характеризуется количеством ионов, которое может быть поглощено

ионитом при полной замене всех обменных ионов. Полная обменная емкость данного ионита – величина постоянная, называемая ПСОЕ. Рабочая обменная емкость $E_{\text{раб}}$ характеризуется тем количеством ионов, которое может быть поглощено ионитом в данных производственных условиях при недостатке регенерационного агента и составляет 0,5 – 0,7 ПСОЕ. Для каждого ионита рабочая обменная емкость неоднозначна, она зависит от расхода реагента на регенерацию, размеров фильтрующего слоя, от вида улавливаемых ионов, от значения pH среды и пр. [2]. В процессе эксплуатации ионита ухудшаются его некоторые физико-химические свойства. Это может быть связано, в первую очередь, с нарушением рекомендуемых условий эксплуатации.

Целью нашей работы являлось лабораторное испытание ионитов по следующим показателям их качества: обменная ёмкость, осмотическая стабильность и доля целых гранул. Все испытания ионитов проводились по ускоренному методу. В результате исследований ПСОЕ, практически, соответствует табличному значению обменной емкости ионита [2]. Осмотическая стабильность и доля целых гранул до и после воздействия нагрузки является приемлемой для последующей работы ионита.

Занимаясь научной работой, мы подробно изучили гранульные иониты как теоретически, так и практически по основным их показателям качества. Так же в процессе работы познакомились со структурой и областью применения волоконных и порошкообразных ионитов и узнали возможности их использования.

Библиографический список

1. **Воронов В.Н.**, Химико-технологические режимы АЭС с водо-водяными энергетическими реакторами : учебное пособие для вузов / В.Н. Воронов, Б.М. Ларин, В.А. Сенина. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 390с.:ил.
2. **Справочник химика - энергетика**, т.1 / М. Энергетич. 1972 г.

Секция 5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

*Председатель секции
зав. кафедрой «Теоретические основы теплотехники»
д.т.н., проф. В.В. Бухмиров
Секретарь секции аспирант М.Г. Сулейманов*

*В.Э. Зинуров, М.Ю. Шалина, студенты;
рук. В.И. Круглов, к.т.н., доц. (КГЭУ, г.Казань)*

ОЦЕНКА УРОВНЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПО КОМПЛЕКСУ ПАРАМЕТРОВ

Эксплуатация по фактическому техническому состоянию основывается на измерениях и прогнозе изменения множества параметров. В [1] были представлены подходы к использованию в качестве обобщающего показателя информационной и термодинамической энтропии оценки текущего показателя работоспособности. Тем не менее, задача объединения этих показателей не была решена. Было предложено сравнить результаты расчетов энтропии отказа по температуре с помощью эксергетического и информационных методов. Достаточное совпадение результатов позволило включить в эксергетический метод параметры, не имеющие отношения к традиционной оценке степени термодинамического совершенства. В основу расчетов были положены результаты прогноза изменения величин остаточных ресурсов газотурбинной установки в ходе ее эквивалентно-циклических испытаний.

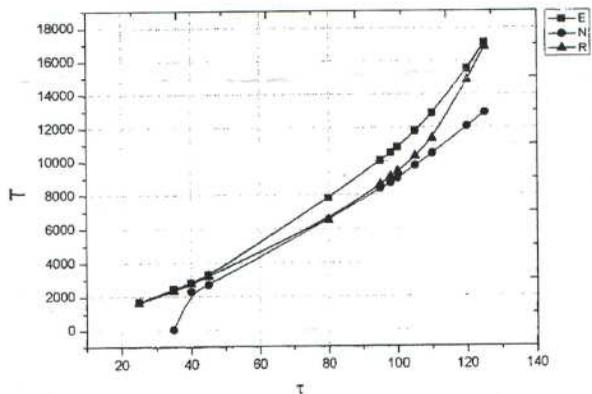


Рис.1 Зависимость уровня работоспособности от нагрузки [1].

В докладе представлена методика обработки результатов измерения параметров состояния различной физической природы с целью прогнозирования изменения уровня работоспособности исследуемого объекта.

Библиографический список

1. Григорьева О.В., Круглов В.И. Использование структурных параметров при оценке энергетических систем эксергетическим методом // Изв. Вузов. Проблемы энергетики, 2008. - № 1-2.

*Д. Дорж, асп.; рук. Б.П. Жилкин д.ф.-м.н., проф.
(УрФУ, г. Екатеринбург)*

ЭМПИРИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ В ЗОНЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГАЗОВЫХ ФАКЕЛОВ

Для технологий сжигания топлива используются горелки с моно и мульти-каналами. Проведены многочисленные исследования данных устройств, для исследования аспекта термонапряженности [1,2]. При исследовании существуют следующие проблемы: трудно контролировать закрученные соударяющиеся струи, не прямой метод получения структуры и сложность обработки данных и т.д.

В целом закрученные струи дают множество преимуществ, таких как уменьшение объема, увеличение тепло- и массообмена процессов.

Экспериментальная установка и методы обработки

Исследовались разработанные авторами эжекционные горелки, которые отличаются тем, что в них отсутствуют центральные втулки.

В эксперименте использован тепловизор NEC TN9100 для того, чтобы измерять поля температур взаимодействующих факелов. Методика подробно описана в работа Ефимовой и Худякова [3,4].

Экспериментальное уравнение теплонапряженности

Быстрое преобразование Фурье широко используются при анализе экспериментальных данных, но критичным недостатком и ограниченность диапазона применимости этого метода является отсутствие информации о построение изменения частоты пульсаций для продолжительных процессов [4].

Для прямоточных соударяющиеся струй коэффициент локальной теплонапряженности обобщен следующим уравнением:

$$K_r = 32.9 \cdot 10^{-3} (Q^*)^{0.76} \cdot (l^*)^{0.92}; \quad (1)$$

$$Q^* = Q/E; \quad (2)$$

где: Q^* - безразмерное количество теплоты, равное $Q^* = \frac{Q_c}{E_g}$;

При этом Q_c - теплота, выделяющая при сгорания газового топлива, Дж; E_g - энергия, вносимая средами в зону взаимодействия, Дж; l^* - безразмерное расстояние между горелками, м.

Точность аппроксимации по K_r , составляет 12%. Область применения уравнения: Q - 300... 2500 Вт; l/d - 3...10.

Теперь рассмотрим случай взаимодействующих закрученных газовых факелов.

Для эжекционного режима при разнонаправленной крутке факелов после обобщения экспериментальных данных была получена следующая зависимость:

$$K_r = 435 \cdot 10^{-3} (\bar{n}_A \cdot l^*)^{-2.2} \cdot (Q^*)^{3.7} \quad (3)$$

где \bar{n}_A - средний конструктивно-режимный параметр крутки, определяемый как:

$$\bar{n}_A = \frac{8 \cdot d_1 \cdot (d_1^3 - d_0^3)}{3 \cdot \pi \cdot (d_1^2 - d_0^2)^2} \operatorname{tg} \gamma; \quad (4)$$

Среднеквадратичная ошибка составляет 11%. Область применения уравнения: $\bar{n}_A = 0,23 \dots 0,85$; $l^* = 8,1 \dots 16,1$; $Q^* = 3,8 \dots 24,8$;

Для случая режима принудительной подачи воздуха для вихревой горелки и разнонаправленной крутки факелов обобщение экспериментальных данных дало следующую зависимость:

$$K_r = 487 \cdot 10^{-3} (\bar{n}_A \cdot l^*)^{-3.3} \cdot (Q^*)^{6.4}; \quad (5)$$

Ошибка уравнения составляет 12%. Область применения уравнения: $\bar{n}_A = 0,23 \dots 0,85$; $l^* = 8,1 \dots 16,1$; $Q^* = 3,83 \dots 10,2$;

В результате исследований были обобщены результаты экспериментального исследования закрученных соударяющихся факелов и получены уравнения локальной термонапряженности для прямых и закрученных соударяющихся струй.

Библиографический список

1. Миткалинный В.И. Струйное движение газов в печах. М.: Гос. научно-техническое изд-во литературы по черной и цветной металлургии, 1961. 184 с.
2. Ахмедов Р.Б. Дутьевые газогорелочные устройства. М.: Недра. 1977. 272 с.
3. Ефимова А.В. Тепловизионное определение характеристик теплообмена при течи газа. Автореф. канд. тех. наук. Екатеринбург. 2006. 24 с.
4. Худяков П.Ю. Газодинамика и теплообмен при соударении прямоточных газовых струй. Дисс. канд. физ.-мат. наук. Екатеринбург. 2013. 172 с.

*И.Р. Додов, маг.; рук. Н.И. Москаленко д.ф.-м.н., проф.
(КГЭУ, г.Казань)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ДВУХФАЗНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ СРЕДАХ

В настоящей работе рассматриваются равновесные и неравновесные процессы излучения в высокотемпературных средах, перенос излучения в высокотемпературных средах и радиационный теплообмен в камерах сгорания энергетических агрегатов, характеристики газовой и дисперсной фаз продуктов сгорания энергетических топлив. Обсуждается математическая модель переноса излучения, позволяющая моделировать спектры интенсивности измерения двухфазных сред с учетом равновесных и неравновесных процессов излучения. Разработано замкнутое моделирование радиационного теплообмена с одновременным расчетом поля температуры по объему топочной камеры методом временной итерационной процедуры до установления стационарного режима работы котельной установки [1]. Далее по полученному полю температуры с учетом граничных условий на тепловоспринимающих поверхностях вычисляется поле спектральных, интегральных интенсивностей и интегральных потоков падающих на тепловоспринимающие поверхности. При этом учитывается неравновесное выхолаживание ядра факела (законы химических реакций) по экспериментальным данным, которое зависит от вида топлива и адиабатической температуры продуктов сгорания. Неравновесное излучение практически без поглощения окружающей средой падает на тепловоспринимающую поверхность. Вне зоны химических реакций генерация излучения газовой фазы продуктов сгорания является равновесной, в то время как излучение дисперсной фазы является неравновесной, так что реальная температура высокотемпературной зоны факела становится ниже газокинетической температуры газовой фазы продуктов сгорания. В периферийных зонах топки может наблюдаться обратный эффект.

Для моделирования радиационного теплообмена используется электронная база данных по параметрам функций спектрального пропускания (ФСП) на основе применения двухпараметрического метода эквивалентных трасс, позволяющего проводить вычисления ФСП в структурно-неоднородных средах.

Для расчета воздействия золя на радиационный теплообмен в топочной камере подготовлена электронная библиотека оптических характеристик различных фракций частиц топлива (в случае горения

твёрдого и жидкого топлива) и частиц выгоревшего топлива, а также сажевого золя, который образуется в результате ионной нуклеации из газовой фазы продуктов сгорания при камерном сжигании всех видов топлив. Оптические характеристики многокомпонентного золя вычисляются по их значениям для различных фракций i с нормировкой на оптическую плотность на длине волны $\lambda=0,55$ мкм с учетом веса каждой фракции i в полной оптической плотности.

Поглощающие свойства сажевого золя определяют его роль в радиационном теплообмене, формируя поле теплового излучения в пространстве топочной камеры. Рассеяние излучения частицами дисперсной фазы продуктов сгорания показывает слабое влияние на распределение потоков излучения по тепловоспринимающим поверхностям топочной камеры. Массовая концентрация сажевого золя и его микроструктура значительно зависят от состава газового топлива и режима горения. Спектральные коэффициенты ослабления, поглощения, рассеяния и индикатрисы рассеяния вычислены для полидисперсного ансамбля сферических частиц заданного химического состава. Электронная база данных включает три фракции сажевого золя (первичный тонкодисперсный сажевый золь, фракция средней дисперсности, коагуляционная фракция сажи дымовых газов), летучую фракцию золя и грубодисперсную фракцию продуктов сгорания твёрдого топлива. В качестве структурных характеристик выступают оптические плотности на длине волны $\lambda=0,55$ мкм для различных фракций дисперсной фазы продуктов сгорания. Реальные спектральные оптические характеристики, входящие в расчетные формулы вычисляются по электронной базе данных в предположении, что горение каждого ингредиента топлива происходит независимо, что позволяет использовать оптическую плотность и микроструктуру сажевого золя по результатам измерений на пламенных измерительных комплексах [2,3].

Библиографический список

1. Москаленко Н.И., Мирумьянц С.О., Локтев Н.Ф., Мисбахов Р.Ш. Равновесные и неравновесные процессы излучения: Высокотемпературные среды, радиационный теплообмен. Казань: Изд. КГЭУ 2015. 267с.
2. Москаленко Н.И. и др. Спектральная установка для исследований характеристик молекулярного поглощения в высокотемпературных средах. // Журнал прикладной спектроскопии. Т.32. №2. с.377-381
3. Москаленко Н.И. и др. Измерительный комплекс высокого спектрального разрешения для исследования пламени // Журнал прикладной спектроскопии. 1992. Т.56. №1. С.122-127.

*Е.С. Егорова студ.; рук. И.М. Чухин к.т.н., доц.,
(ИГЭУ г. Иваново)*

ОТЛАДКА И ВВОД В ЭКСПЛУАТАЦИЮ ДВУХ ЛАБОРАТОРНЫХ СТЕНДОВ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ИЗОБАРНОЙ ТЕПЛОЕМКОСТИ ВОЗДУХА

Актуальность данной работы вызвана приобретением двух новых учебных лабораторных стендов по определению средней массовой теплоемкости воздуха кафедрой ТОТ ИГЭУ (рис. 1).

Авторам была поставлена задача, включающая следующие этапы:

- провести опытное тестирование данных стендов,
- указать исполнителю на его недоработки и по возможности ликвидировать их,
- адаптировать стенды к выполнению лабораторной работы студентами по определению средней массовой изобарной теплоемкости атмосферного воздуха в лаборатории кафедры ТОТ.



Рис. 1. Лабораторный стенд по определению изобарной теплоемкости

На первом этапе были проведены серии опытов при различных режимах работы установок, включающих изменение расходов воздуха и

изменения мощности нагревателя. Результаты опытов отражаются на экране монитора ЭВМ (рис.2), подсоединенной к приборам установки.

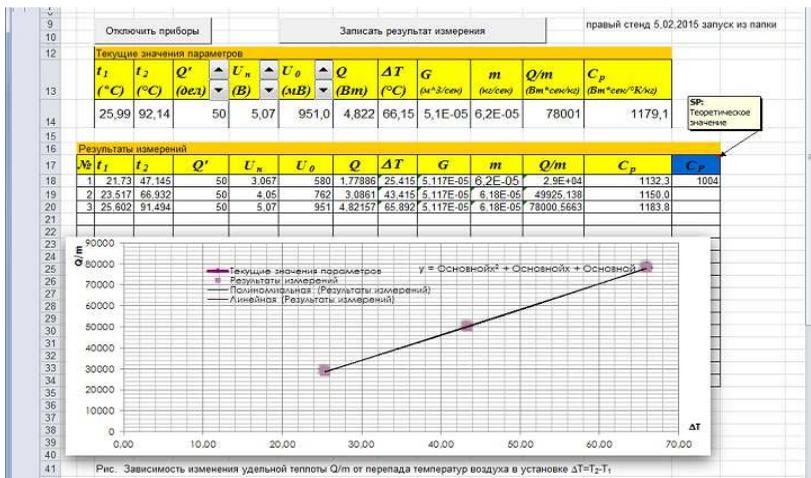


Рис. 2. Опытные данные, представленные на мониторе ЭВМ

В ходе проведения опытов были обнаружены и устранены основные недостатки стендов, которые включали:

завышение в десять раз опытного значения теплоемкости,

неточности в алгоритме обработки опытных данных,

несоответствие обозначений и значений опытных данных, представленных на экране монитора,

отсутствие обозначений и размерностей у опытных и расчетных величинах, представленных на экране монитора.

Кроме устранения недостатков стендов были выбраны оптимальные режимы их работы, позволяющие получать качественные результаты опытных и расчетных данных не превышающие относительную погрешность на $0,5 \pm 2 \%$ по отношению к эталонным значениям. Данные режимы согласовывают расходы воздуха с мощностью нагревателя и оптимизируют время проведения опыта, что позволяет увеличить число опытных замеров (число студентов) во время лабораторной работы на одном стенде.

После проведения тестовых испытаний установок авторами были составлены методические указания для выполнения лабораторной работы «Определение средней массовой изобарной теплоемкости атмосферного воздуха» для студентов, обучающихся на кафедре ТОТ ИГЭУ.

*А.С. Семенов студ.; рук. И.М. Чухин к.т.н., доц.,
(ИГЭУ г. Иваново)*

ОТЛАДКА И ВВОД В ЭКСПЛУАТАЦИЮ ДВУХЦЕЛЕВОГО ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УРАВНЕНИЯ ВАН-ДЕР-ВААЛЬСА И ИЗУЧЕНИЮ ЭФФЕКТА ДЖОУЛЯ-ТОМСОНА

Актуальность данной работы вызвана приобретением нового учебного лабораторного стенда кафедрой ТОТ ИГЭУ (рис. 1) по определению области применения уравнения Ван-дер-Ваальса и изучению эффекта Джоуля-Томсона применительно к воздуху в рамках дисциплины «Техническая термодинамика часть 1 и 2».



Рис. 1. Лабораторный стенд по изучению эффекта Джоуля-Томсона

Авторам была поставлена задача, включающая следующие этапы:

- провести опытное тестирование данного стенда,
- адаптировать стенд к выполнению студентами двух лабораторных работ: по определению области применения уравнения Ван-дер-

Ваальса (дисциплина ТТД ч.1) и изучению эффекта Джоуля-Томсона (дисциплина ТТД ч.2) в лаборатории кафедры ТОТ.

Для реализации данной задачи были проведены серии опытов при различных режимах работы установки, включающих изменение перепадов давлений в процессе дросселирования воздуха Δp и соответственно его расходов (табл.).

Таблица. Экспериментальные и расчетные данные опытов

Опыт №	t_{01} , °C	t_{02} , °C	Δp , МПа	$t_{1оп}$, °C	$t_{2оп}$, °C	N, дел. рот.	α , $\frac{Нм^4}{кг}$		α_h , $\frac{°C}{МПа}$
							м.1	м.2	
1	22,6	22,4	0,2	22,5	22,3	10	200	73,8	0
2	22,6	22,8	0,3	23,4	22,3	24	23	313,9	4,33
3	23	23,3	0,4	24,5	22,6	40	$-5,96 \cdot 10^4$	728,8	5,5
4	23,6	23,6	0,5	25,3	22,8	52	$-7,14 \cdot 10^4$	823,9	5,0
5	24,1	24,1	0,6	25,9	22,8	66	$8,32 \cdot 10^4$	956,8	5,2
6	24,5	24,6	0,7	26,7	23,1	84	$9,68 \cdot 10^4$	902,9	5,3
7	25,6	26,1	0,8	28,1	24,5	100	$10,8 \cdot 10^4$	873,4	5,1

В табл. приведены следующие величины:

t_{01} и t_{02} – температуры воздуха до и после дроссельного устройства в начале опыта;

$t_{1оп}$ и $t_{2оп}$ – температуры воздуха до и после дроссельного устройства в конце опыта;

Δp – перепад давлений на дроссельном устройстве;

N – число делений на шкале ротаметра, соответствующее положению его поплавка во время опыта;

α – коэффициент уравнения Ван-дер-Ваальса, рассчитанный по методу 1 (м.1 через относительные параметры критической точки) и методу 2 (м.2 через уравнение состояния), предложенные авторами;

α_h – коэффициент дросселирования.

Анализ результатов опытных и расчетных данных позволяет сделать следующие выводы:

- стенд можно использовать для выполнения студентами заявленных двух лабораторных работ по методикам, предложенных авторами;
- в интервале перепадов давлений при дросселировании от 0,2 до 0,4 МПа правомочно использование уравнения Ван-дер-Ваальса для воздуха;
- при определении коэффициента α для уравнения Ван-дер-Ваальса более объективные значения получаются при использовании метода 2;

- дифференциальный дроссельный эффект Джоуля-Томсона наглядно проявляется начиная с перепада давлений 0,4 МПа и более.

*Е.Д. Морару, С.А. Маковкин студ.; рук. И.М. Чухин к.т.н., доц.,
(ИГЭУ г. Иваново)*

ОТЛАДКА И ВВОД В ЭКСПЛУАТАЦИЮ ДВУХ ЛАБОРАТОРНЫХ СТЕНДОВ ПО ИЗУЧЕНИЮ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВЛАЖНОГО АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Актуальность данной работы вызвана приобретением двух новых учебных лабораторных стендов по изучению свойств и процессов влажного атмосферного воздуха кафедрой ТОТ ИГЭУ (рис. 1).

Стенд состоит из рабочего участка с приборами, подключенными к компьютеру.

Авторам была поставлена задача, включающая следующие этапы:

- провести опытное тестирование данных стендов,
- указать исполнителю на его недоработки и по возможности ликвидировать их,
- адаптировать стенды к выполнению лабораторной работы студентами по изучению термодинамических свойств влажного атмосферного воздуха в лаборатории кафедры ТОТ.



Рис. 1. Лабораторный стенд по изучению свойств влажного атмосферного

На первом этапе были проведены серии опытов при различных режимах работы установок, включающих изменение расходов воздуха и изменения мощности нагревателя. Результаты опытов отражаются на экране монитора ЭВМ (рис.2), подсоединенной к приборам установки.

Текущие значения параметров													Рассчитанные величины		
Uн	Uо	H1	H2	T1	T2	T3	T4	T5	P	ΔH	Q	Φ			
101	1,038	153	175	305,95	354,85	303,35	318,15	302,75	104,8	22	0,0008				
V	B	MM	MM	K	K	K	K	K	Bт	MM	Q	Φ			
Результаты измерений															
№	Uн	Uо	H1	H2	T1	T2	T3	T4	T5	P	ΔH	Q	Φ		
1	60,2	0,636	153	175	304,25	319,55	293,15	301,15	295,45	38,29	22,00	0,00			
2	70,6	0,743	153	175	305,15	328,05	295,55	304,45	297,25	52,456	22	0,0008476			
3	80,3	0,84	153	175	305,75	337,05	298,05	308,85	298,65	67,452	22	0,0008476			
4	90,5	0,945	153	175	305,75	344,85	299,75	311,95	300,35	85,523	22	0,0008476			
5	100	1,038	153	175	306,05	354,85	303,15	317,95	302,750	103,8	22	0,0008476			

Рис. 2. Опытные данные, представленные на мониторе ЭВМ

В ходе проведения опытов были обнаружены и устранены основные недостатки стендов, которые включали:
 отсутствие элементов увлажнения термопар 3 и 5,
 завышение в десять раз опытного значения мощности нагревателя,
 неточности в алгоритме обработки опытных данных,
 отсутствие удобных обозначений и размерностей у опытных и расчетных величинах, представленных на экране монитора.

Кроме устранения недостатков стендов были выбраны оптимальные режимы их работы, позволяющие получать качественные результаты опытных и расчетных данных. Данные режимы согласовывают расходы воздуха с мощностью нагревателя и оптимизируют время проведения опыта, что позволит увеличить число опытных замеров (число студентов) во время лабораторной работы на одном стенде. Это важный фактор, т.к. каждый опыт требует увлажнения ряда элементов стенда, а оптимизация режимов работы установки позволяет при одном увлажнении провести 2-3 опыта.

После проведения тестовых испытаний установок авторами были составлены паспорта установок и написаны методические указания для выполнения лабораторной работы «Изучение термодинамических

свойств влажного атмосферного воздуха» для студентов, обучающихся на кафедре ТОТ ИГЭУ.

*Е.В. Штрокова, А.А. Яковлева, студ.;
рук. Т.Е. Созинова, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ (ТРУБА В ТРУБЕ)

Цель данной работы состоит в проведении экспериментов в тестовом режиме на новом стенде «Определение теплопередачи при вынужденном течении жидкости в трубе (труба в трубе)», который кафедра Теоретических основ теплотехники (ТОТ) Ивановского государственного энергетического университета (ИГЭУ) получила осенью 2014 года в рамках инновационного развития вуза. Стенд предназначен для изучения процесса теплопередачи в теплообменном аппарате.

Теплообменные аппараты – это устройства, в которых теплота передается от одной текучей среды к другой текучей среде.

В данной лабораторной работе изучается установка, в которой теплоносители находятся в однофазном состоянии и не контактируют друг с другом непосредственно. Такие аппараты называют поверхностными теплообменниками или рекуперативными. В установке возможна организация движения теплоносителей по двум схемам: «прямоток» (теплоносители движутся в одном направлении) и «противоток» (теплоносители движется навстречу друг другу).

В ходе проведения эксперимента измеряют следующие величины: расходы горячего и холодного теплоносителей с помощью расходомеров, температуры горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменный аппарат, температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата с помощью измерителя температур. К установке подключен персональный компьютер для фиксирования значений температур и расходов теплоносителей.

В результате эксперимента определяют коэффициент теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному и сравнивают его с величиной, рассчитанной по критериальным формулам.

Проделав большое количество опытов, меняя степень нагрева и расходы теплоносителей, были выбраны оптимальные режимы работы установки.

Установили влияние расходов горячего и холодного теплоносителей и степени нагрева на коэффициент теплопередачи.

Провели ряд вычислительных экспериментов. Во-первых, проверили предлагаемое разработчиками значение коэффициента теплопроводности материала стенки малой трубы. Разработчики указали, что трубы сделаны из нержавеющей стали, не конкретизировав марку стали и предложил использовать коэффициент теплопроводности равным $\lambda = 14,4 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{C)}$. При таком значении теплопроводности материала стенки погрешность экспериментального значения коэффициента теплопередачи составляет около 29 %. Погрешность значения коэффициента теплопередачи при использовании в качестве материала стенки хромистую нержавеющую сталь марки X28 ($\lambda=20,9 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{C)}$) [1]) составляет 28%; при использовании в качестве материала сталь марки 3X13 ($\lambda=25,1 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{C)}$) [1]), погрешность уменьшается до 27%. Мы рекомендуем использовать в качестве материала стенки нержавеющей сталь марки 4X13 с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 28 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{C)}$ [1], погрешность экспериментального значения коэффициента теплопередачи при этом составляет 26%.

Во-вторых, провели аналогичные вычисления по выявлению учета зависимости плотности и теплоемкости от температуры. Разработчики предлагают не учитывать зависимость теплофизических свойств от температуры, значения плотности и теплоемкости принимать постоянными, объяснив это тем, что теплоносителем является вода, а в рабочем интервале температур ее теплоемкости слабо отличаются. Мы проанализировали, как влияет учет зависимости теплофизических свойств от температуры. Погрешность определения коэффициента теплопередачи уменьшается в среднем на 3%.

Таким образом, результатом проделанной работы является написание методики проведения эксперимента и обработки результатов полученных данных.

Библиографический список

1. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепломассообмен»: учебное пособие / ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина», – Иваново, 2009.– 104с.

*К.Д. Гоголева, А.А. Кочетова, К.Е. Щёткина студ.;
рук. Д.В. Ракутина к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ГЛАДКУЮ И ОРЕБРЕННУЮ ТРУБЫ

Оребрение поверхности является одним из основных способов интенсификации передачи теплоты через стенку и часто применяется на практике. В данной работе проведено исследование теплопередачи через гладкую и оребренную поверхности на лабораторном стенде (рис. 1), изготовленном в УНЦ «Физтехприбор» г. Москва. Кроме этого разработана методика расчета коэффициентов теплопередачи через гладкую и оребренную поверхности на основе опытных данных.

Лабораторный стенд состоит из гладкой и оребренной труб, по которым циркулирует вода, нагревая в водоподогревателе. В процессе эксперимента измеряются следующие величины: температура воды на входе и выходе гладкой и оребренной труб, температуры наружных поверхностей этих труб, а также расход воды. Температура фиксируется с помощью хромель-копелевых термопар, подключенных к цифровому многоканальному измерителю температуры, а расход воды – с помощью ротаметра. На стенде предусмотрено регулирование температуры и расхода воды.



Рис. 1. Лабораторный стенд "Определение коэффициента теплопередачи через гладкую и оребренную трубы"

Результаты эксперимента в онлайн режиме фиксируются на ноутбуке. При этом автоматически рассчитывается значение коэффициента теплопередачи для гладкой и оребренной трубы.

Так как толщина труб много меньше диаметра, то расчет коэффициента теплопередачи через гладкую трубу был выполнен по формулам для плоской стенки. При этом для тонкостенной трубы, изготовленной из высокотеплопроводного материала, термическим сопротивлением теплопроводности стенки пренебрегли. Для расчета коэффициента теплопередачи через оребренную поверхность использовали выражение

$$k_{op} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{op}} + \frac{1}{\alpha_2^{op} \cdot \varphi}}, \quad (1)$$

где α_1^{op} – коэффициент теплоотдачи на внутренней гладкой поверхности трубы; α_2^{op} – коэффициент теплоотдачи на внешней оребренной поверхности трубы; $\varphi = F_{op} / F$ – коэффициент оребрения; F_{op} – площадь оребренной поверхности.

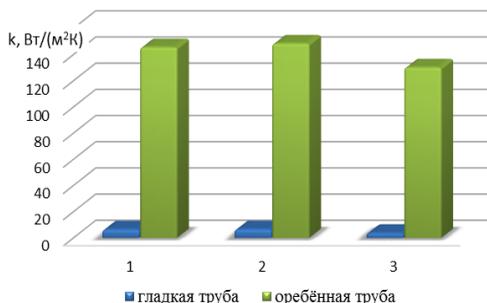


Рис. 2. Результаты расчёта коэффициента теплопередачи

На лабораторной установке была проведена серия опытов, по результатам которых рассчитаны коэффициенты теплопередачи для гладкой и оребренной труб. Результаты расчетов показаны на рис. 2. В среднем значение коэффициента теплопередачи для оребренной трубы в 25 раз больше чем для гладкой. Также проведена оценка погрешности определения коэффициента теплопередачи для гладкой трубы по известным в литературе критериальным формулам для расчета свободной и вынужденной конвекции. Получено удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных.

*К.А. Касаткин, А.А. Ключикин студ.; рук. Д.В. Ракутина к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИЗУЧЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ НА ИМИТАЦИОННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА В ТРУБЕ

Первый закон термодинамики является одним из основных законов, на которых базируется вся современная термодинамика и представляет собой частный случай всеобщего закона сохранения и превращения энергии применительно к тепломеханическим системам. Данная работа посвящена изучению первого закона термодинамики на имитационной математической модели при движении воздуха в трубе.

Изначально установка предназначена для исследования теплоотдачи при движении воздуха в трубе [1]. Цель данной работы – адаптировать существующую виртуальную лабораторную работу для изучения первого закона термодинамики и определения изобарной теплоемкости воздуха.

Схема экспериментальной установки показана на рис. 1. Воздух движется внутри стальной трубы, в которой установлен нагревательный элемент. Для измерения скорости и расхода воздуха в выходной части трубы установлена трубка Пито. Регулирование напряжения, подаваемого на нагреватель и воздушный насос, осуществляется лабораторными автотрансформаторами. Температура поверхности трубы измеряется в десяти точках с помощью специальных датчиков. Также фиксируются температуры воздуха на входе и выходе из трубы.

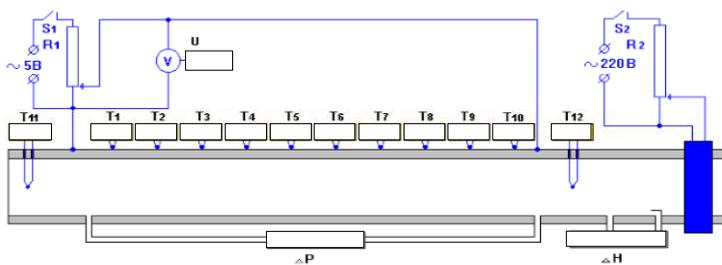


Рис.

1. Схема экспериментальной установки

В этом случае теплота q , подведенная к потоку рабочего тела, расходуется на увеличение энтальпии воздуха $(h_2 - h_1)$, изменение кинети-

ческой энергии потока $((w_2^2 - w_1^2)/2)$ и потери в окружающую среду $q_{\text{пот}}$, т.е. уравнение первого закона термодинамики имеет вид

$$q = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + q_{\text{пот}}, \quad (1)$$

где индексом "1" обозначены параметры воздуха на входе в установку, индексом "2" – на выходе из установки.

Теплота, подведенная к потоку воздуха, определяется по мощности электронагревателя. Энтальпия воздуха рассчитывается по формуле

$$h_i = c_p \cdot t_i, \quad (2)$$

где c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха; t – температура воздуха.

Скорость потока на входе w_1 и выходе w_2 из трубы находится из уравнения неразрывности

$$w_i = \frac{G}{\rho_i \cdot f}, \quad (3)$$

где f – площадь поперечного сечения трубы; ρ_i – плотность воздуха.

Массовый расход воздуха G находится по динамическому напору ΔH , измеренному трубкой Пито

$$G = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_2 \cdot \Delta H}, \quad (4)$$

где μ – коэффициент, полученный тарировкой трубки Пито. Плотность воздуха определяется из уравнения состояния идеального газа.

Проведенное на установке исследование показало, что возможно два варианта выполнения лабораторной работы. В первом случае, теплоемкость воздуха рассчитывается по формулам идеального газа, а неизвестной величиной являются тепловые потери в окружающую среду, которые находят из первого закона термодинамики. Во втором случае, тепловые потери – известная величина и цель работы определить удельную изобарную теплоемкость воздуха. Для этого по результатам опытов методом наименьших квадратов была получена зависимость тепловых потерь от разности температур поверхности трубы и окружающего воздуха.

Библиографический список

1. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В. Исследование теплоотдачи при вынужденном движении воздуха в трубе методом имитационного моделирования. Методические указания для выполнения лабораторной работы. – Иваново: ГОУ ВПО «ИГЭУ имени В.И. Ленина», 2014. - 28 с.

*М.В. Пророкова, асп.; рук. В.В. Бухмиров, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА «ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ВОЗДУХА МЕТОДОМ НАГРЕТОЙ НИТИ»

Исследуемый лабораторный стенд позволяет познакомить студентов с методикой экспериментального определения коэффициента теплопроводности воздуха методом нагретой нити.

Принципиальная схема рабочего участка лабораторной установки приведена на рисунке 1.

Рабочий участок включает в себя вольфрамовую нить 3, закрепленную вертикально в стеклянном баллоне с двойными стенками 5, между которыми находится вода. Во внутренней колбе 4 баллона находится

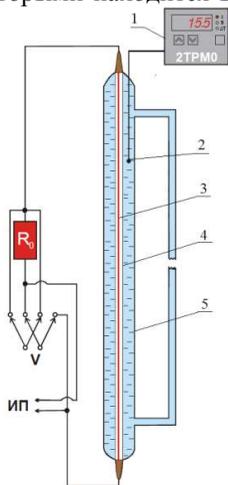


Рис. 1. Принципиальная схема рабочего участка лабораторного стенда

исследуемый газ (воздух). Вольфрамовая нить подключена к источнику питания **ИП**. Последовательно с нитью в электрическую цепь включено образцовое сопротивление R_0 , необходимое для определения силы тока (I) в цепи. Температуру воды ($T_{н0}$) в стеклянном баллоне, окружающем нить, измеряют двухканальным измерителем температур **1** типа 2ТРМО, подключённым к хромель-копелевой термопаре **2**. Для определения падения напряжения на нити (U_n) и на образцовом сопротивлении (U_0) в цепь включается универсальный вольтметр **V** типа МУ-67.

Эксперимент по определению коэффициента теплопроводности воздуха методом нагретой нити включает следующие этапы:

1) измерение температуры ($T_{н0}$) и электрического сопротивления нити ($R_{н0}$);

2) подача электрической мощности на нить и ее изменение путем регулирования на источнике питания падения напряжения U_n .

Рекомендуется изменять падение напряжения на нити с шагом 0,5 В. Для каждого заданного значения U_n фиксируется величина U_0 .

Обработка результатов эксперимента включает расчет теплового потока, выделяемого нагретой вольфрамовой нитью, а также её температуры. При этом принимают, что температура воды в стеклянном баллоне не изменяется.

Температура нагретой нити определяется методом термометра сопротивления, в качестве которого выступает сама нить.

Для определения коэффициента теплопроводности воздуха строят график зависимости теплового потока, выделяемого нагретой нитью, от ее температуры $Q = f(T_n)$, который аппроксимируется полиномом второй степени.

Зависимость коэффициента теплопроводности воздуха от температуры нити рассчитывают по формуле [1]

$$\lambda(T_n) = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right) dQ}{2\pi L dT_n'} \quad (1)$$

где r_1 , r_2 – внутренний и наружный диаметр цилиндрического слоя воздуха, заключенного в колбу 4 (см. рис. 1), м; L – длина вольфрамовой нити, заключенной в стеклянную колбу 4, м.

Экспериментальную зависимость коэффициента теплопроводности воздуха от температуры нити (1) сравнивают с литературными данными и определяют погрешность эксперимента.

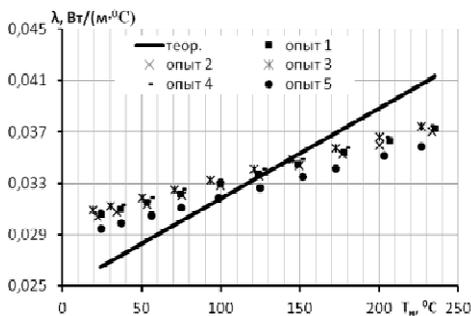


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопроводности воздуха от температуры нити. Экспериментальные (опыт 1 – 5) и литературные (теор.) данные

погрешность эксперимента не превышает 15%.

На рисунке 2 приведены экспериментальные зависимости коэффициента теплопроводности воздуха от температуры нити, а также зависимость, указанная в справочных материалах [2].

Анализ рисунка 2 показывает, что в интервале температур 100-150 °C погрешность определения коэффициента теплопроводности воздуха методом нагретой нити составляет менее 5%. При температуре нити от 34 до 228 °C

Библиографический список

1. Солодов, А.П. Измерение теплопроводности воздуха методом нагретой нити. Методическое пособие. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 20 с.
2. Бухмиров, В.В. Справочные материалы для решения задач курса «Тепломассообмен» / Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С. – Иваново: ИГЭУ, 2009. – 102 с.

*М.С. Щербаков, И.М. Окатов, студ.;
рук-ли В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., М.Г. Сулейманов, асп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ИЗЛУЧЕНИЕМ

Тепловое излучение (радиационный теплообмен) – способ переноса теплоты в пространстве, осуществляемый в результате распространения электромагнитных волн, энергия которых при взаимодействии с веществом переходит в тепло.

Целью экспериментальной работы является определение интегральной степени черноты твердого тела. Принципиальная схема установки представлена на рисунке 1.

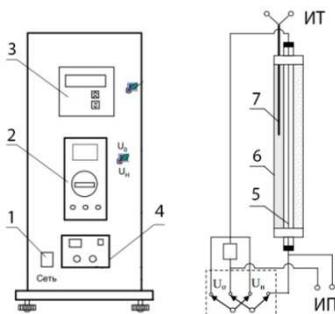


Рис. 1. Схема установки

Экспериментальный стенд состоит из вольфрамовой нити (5) расположенной вдоль оси цилиндрического стеклянного баллона (6) с двойными стенками, заполненного водой. Внутри баллона создано разряжение, чтобы исключить перенос тепло конвекцией и теплопроводностью. Вольфрамовая нить нагревается электрическим током от источника питания (4).

Эксперимент выполняют в следующем порядке: включают установку (1), мультиметр (2), источник питания и измеритель температуры (3), устанавливают заданное руководителем эксперимента значение напряжения. В ходе эксперимента измеряют температуру воды при помощи термомпары (7), напряжение на нагревателе и падение напряжения на образцовом сопротивлении. Перед проведением опытов необходимо измерить сопротивление вольфрамовой нити при температуре окружающей среды.

Запись результатов эксперимента и обработка экспериментальных данных производится при помощи специальной программы, установленной на ноутбуке.

Интегральную степень черноты вольфрамовой нити находят по формуле:

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_{рез}}{\sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot F_1} \quad (1)$$

где ε_1 – интегральная степень черноты вольфрамовой нити; $Q_{рез}$ – результирующий тепловой поток, Вт; T_1 и T_2 – температура поверхности вольфрамовой нити и температура стенки внутренней стеклянной трубки соответственно, К; F_1 – площадь поверхности вольфрамовой нити, м².

Формула для расчета температуры вольфрамовой нити имеет вид:

$$T_1 = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{R_t}{R_{H0}} - 1 \right) + \frac{R_t}{R_{H0}} T_0 + 273 \quad (2)$$

где R_{H0} и R_t – сопротивление вольфрамовой нити при температуре окружающей среды и экспериментальной температуре соответственно; α – температурный коэффициент сопротивления вольфрама; T_0 – температура окружающей среды.

На графике изображены экспериментальные значения степени черноты, которые с погрешностью менее 10% совпадают со справочными данными [1]:

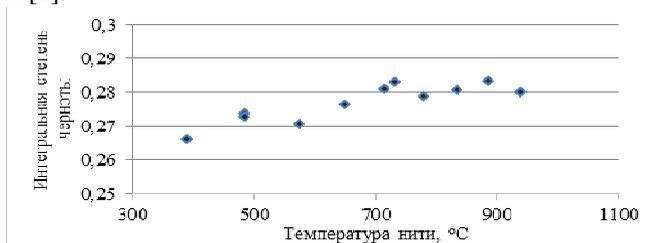


Рис. 2. Результаты эксперимента

Вывод. Получены значения интегральной степени черноты вольфрамовой нити на лабораторной установке и дана оценка погрешности эксперимента.

Библиографический список

1. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепломассообмен» / ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2009. – 102 с.

*А.А. Буланова, Н.В. Острынская, студ.;
рук-ли В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., М.Г. Сулейманов, асп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ ВОЗДУХА НА ОБОГРЕВАЕМОМ ЦИЛИНДРЕ

Причиной возникновения свободной конвекции является неустойчивое распределение плотностей жидкости (газа), обусловленное неравномерностью нагрева. При этом температурный напор определяет разность плотностей и величину подъемной силы, а площадь поверхности – зону распространения процесса.

Изучение процессов свободной (естественной) конвекции имеет большое значение в связи с проблемой отвода теплоты во многих приборах, процессах и системах.

Целью экспериментальной работы является определение коэффициента теплоотдачи трубы при свободной конвекции воздуха при различных температурах поверхности трубы. Схема установки показана на рисунке 1.

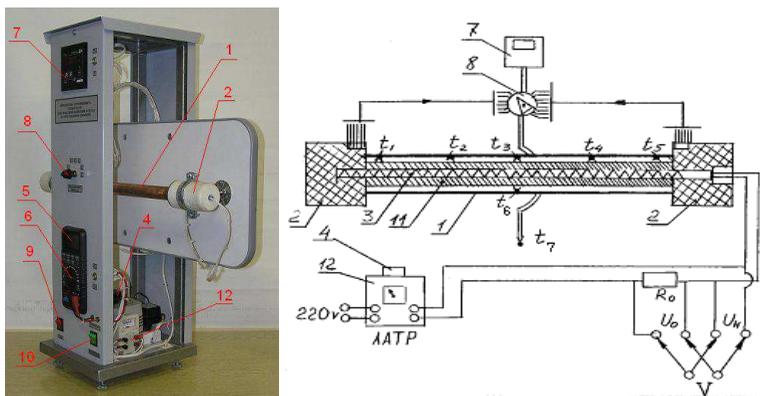


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Рабочий участок экспериментального стенда представляет собой отрезок медной тонкостенной трубы (1), на торцах которого установлены заглушки из теплоизолирующего материала (2). Внутри трубы находится медный цилиндрический термостат (11), в котором расположен электрический нагреватель (3). Работа производится в следующей последовательности: установка подключается к сети (9), включа-

ются нагреватель (10), вольтметр (5) и измеритель температуры 2ТРМО (7). На источнике переменного напряжения (12) ручкой (4) выставляется заданное значение напряжения.

Эксперимент проводился при различных напряжениях на нагревателе до достижения стационарного режима теплообмена. В процессе эксперимента было выполнено измерение температуры поверхности трубы, напряжения на нагревателе и падения напряжения на образцовом сопротивлении.

Для расчета теоретического значения коэффициента теплоотдачи использована формула М.А. Михеева:

$$Nu = C \cdot Ra^n \quad (1)$$

где C и n – эмпирические коэффициенты; Ra – критерий Рэлея.

Экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи рассчитано по закону теплоотдачи Ньютона:

$$\bar{\alpha} = \frac{Q_k}{F \cdot (T_w - T_f)} \quad (2)$$

где Q_k – конвективный тепловой поток от наружной поверхности трубы, Вт; F – площадь наружной поверхности трубы, м²; T_w и T_f – температуры стенки трубы и окружающей среды соответственно, °С.

Экспериментальные и расчетные значения коэффициента представлены на рис. 2. Анализ графика показывает, что погрешность эксперимент не превышает 5%

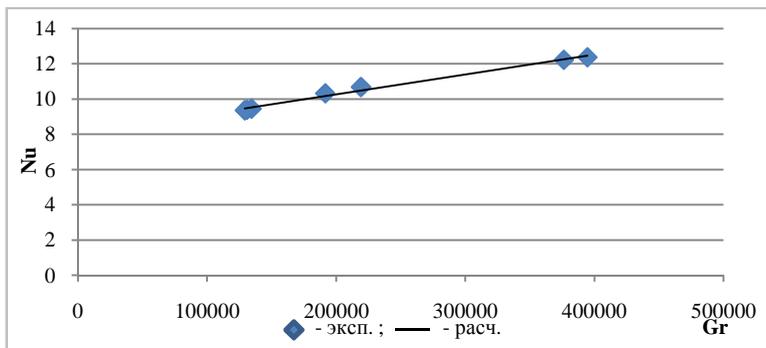


Рис. 2. Результаты эксперимента

Вывод. Получены значения коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции около горизонтального цилиндра и дана оценка погрешности эксперимента.

*Г.В. Кустова, А.С. Копосов, студ.;
рук. В.В. Бухмиров, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ПУЗЫРЬКОВОМ КИПЕНИИ ЖИДКОСТИ

Кипением называют процесс интенсивного парообразования, происходящий в жидкости как на свободной поверхности, так и внутри ее структуры. Процессы кипения широко применяются в различных областях человеческой деятельности.

Экспериментальное исследование пузырькового режима кипения выполнено на установке, принципиальная схема которой представлена на рис.1.

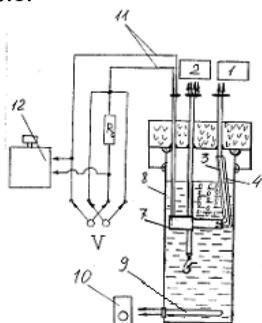


Рис.1. Принципиальная схема лабораторной установки.

1,2 – измерители температур, 3 – термомпара,
7 – медный цилиндр, 9 – водоподогреватель,
12 - автотрансформатор

Измеритель температуры 1 подключен к термомпаре, которая измеряет температуру поверхности медного цилиндра T_1 в верхней точке, измеритель 2 подключен к термомпаре, которая измеряет температуру поверхности цилиндра T_2 в нижней точке и температуру среды T_3 . Внутри цилиндра 7 находится нагревательный элемент, который соединен с автотрансформатором 12.

Работу с экспериментальной установкой нужно проводить в следующей последовательности:

1. Включить измерители температур и регулятор температуры воды. Вода должна нагреться до 97-98 °С Установить выходное напряжение на ЛАТРе и довести до режима пузырькового кипения воду.

2. При достижении $T_{ж} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $T_{с} = 101 - 103\text{ }^{\circ}\text{C}$ уменьшить мощность водоподогревателя для того, чтобы зафиксировать температуру.

3. Произвести отчет напряжений U_n и U_0 и зафиксировать T_1 , T_2 и T_3 . Измерение температур продолжать до достижения стационарного режима. При увеличении напряжения U_n происходит увеличение нагрузки q . Экспериментально коэффициент теплоотдачи α рассчитывается по формуле:

$$\alpha = \frac{Q}{(T_w - T_f) \cdot F}$$

Предусмотрена автоматическая обработка данных при помощи специальной программы, установленной на ноутбуке.

4. По окончании эксперимента выключить ЛАТР, регулятор температуры, вентилятор, измерители температур.

Для расчета коэффициента теплоотдачи при развитом (пузырьковом) кипении используют формулы акад. Михеева:

$$\alpha = 38,7 \cdot \Delta t^{-2,33} \cdot p^{0,5} \quad \text{и} \quad \alpha = 3,0 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15} \quad (1)$$

или

$$\text{при } 0,1 \text{ МПа} < p < 3 \text{ МПа} \quad \alpha = 6,0 \cdot q^{0,66} \cdot p^{0,2} \quad (2)$$

На рис. 2 показаны экспериментальные (точки) и расчетные значения коэффициента теплоотдачи. Из анализа рис.2 можно сделать вывод о том, что формула (1) точнее при малой нагрузке (до 1000 Вт/м²), а формула (2) – при больших нагрузках (более 1000 Вт/м²).

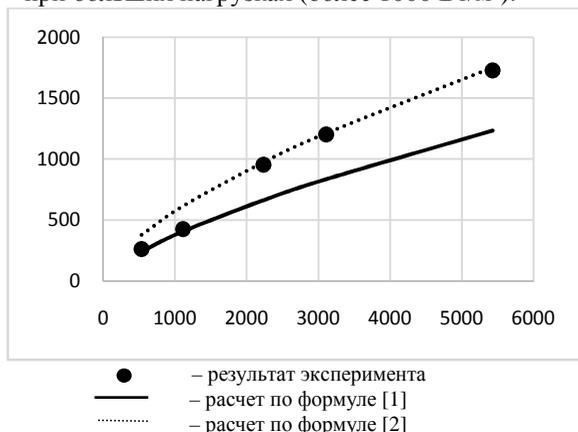


Рис. 2. Экспериментальные и теоретические зависимости $q = f(\alpha)$.

Выводы:

- 1) Выполнено экспериментальное исследование пузырькового кипения на поверхности цилиндра.
- 2) Определена точность формул (1) и (2) на разных нагрузках.

Библиографический список.

1. Бухмиров, В.В. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепломасообмен» – Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина, 2009.- 102 с.

И.М. Окатов, М.С. Щербаков студ.;
рук-ли В.В. Бухмиров д.т.н., проф., А.К. Гаськов асс.
(ИГЭУ г. Иваново)

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ФТОРОПЛАСТА

Коэффициент теплопроводности характеризует способность тела проводить тепло и является одной из основных теплофизических величин, используемых при решении задач теплообмена. Коэффициент теплопроводности зависит от многих величин: температуры, давления, влажности, структуры материала. Аналитическая зависимость коэффициента теплопроводности для различных веществ от физических параметров не установлена, поэтому коэффициент теплопроводности определяют экспериментально и его значение приводится в справочниках. Для твёрдых однородных тел коэффициент теплопроводности в основном зависит от температуры, поэтому учёт изменения коэффициента теплопроводности от температуры повышает точность расчётов.

В данной работе проведено исследование зависимости коэффициента теплопроводности фторопласта от температуры. Исследование выполнено на лабораторном стенде "Исследование коэффициента теплопроводности твёрдого тела методом цилиндрического слоя" кафедры ТОТ ИГЭУ.

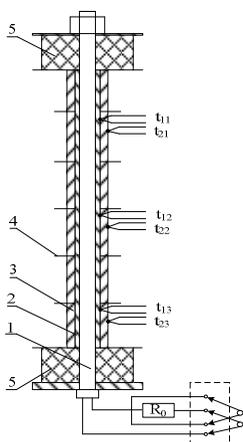


Рис. 1. Принципиальная схема установки
 1 – нагреватель; 2 – термостатирующая трубка;
 3 – исследуемый образец; 4– пластины для
 уменьшения конвективных потоков; 5 – тепло-
 изолирующие трубки.

На рис.1 приведена принципиальная схема рабочего участка установки. Электропитание к нагревателю подводится от лабораторного автотрансформатора, подключённого к сети.

В эксперименте снимают следующие показания: напряжение на нагревателе, падение напряжения на образцовом сопротивлении R_0 , температуры на внутренней и внешней поверхностях исследуемого образца в трёх сечениях по высоте. Данные о температуре автоматически записываются в программу обработки данных, установ-

ленную на ноутбуке. По значению изменения температуры на внутренней и наружной поверхности исследуемого образца фиксируется момент наступления стационарного процесса теплопроводности.

Так как исследуемый образец выполнен в виде коаксиального цилиндра, то коэффициент теплопроводности находят решением обратной задачи теплопроводности в цилиндрической стенке при стационарном режиме теплообмена:

$$\lambda = \frac{Q \cdot \ln\left(\frac{d_{нар}}{d_{вн}}\right)}{2\pi \cdot l \cdot \Delta T} = \frac{U_n \cdot \frac{U_0}{R_0} \cdot \ln\left(\frac{d_{нар}}{d_{вн}}\right)}{2\pi \cdot l \cdot (T_{вн} - T_{нар})}, \quad (1)$$

где U_n - напряжение, подаваемое на нагреватель, В; U_0 - падение напряжения на образцовом сопротивлении, В; R_0 - величина образцового сопротивления, Ом; $d_{нар}$ - наружный диаметр образца, м; $d_{вн}$ - внутренний диаметр образца, м; l - длина образца, м; $T_{вн}$ - средняя температура внутренней поверхности образца, °С; $T_{нар}$ - средняя температура наружной поверхности образца, °С.

В ходе исследования была проведена серия экспериментов при различных значениях напряжения подаваемого на нагреватель. На рис. 2 представлена зависимость коэффициента теплопроводности фторопласта от средней температуры исследуемого образца, которая аппроксимируется линейным уравнением $\lambda=0,0021T_{cp}+0,294$.

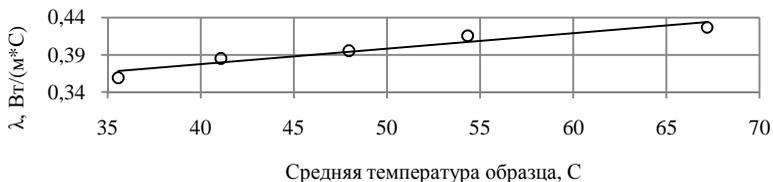


Рис. 2 Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры

Среднее значение коэффициента теплопроводности фторопласта в интервале температур 35÷70°С по результатам эксперимента составило 0,396 Вт/(м·К). По данным [1] коэффициент теплопроводности фторопласта, в зависимости от состава, равен 0,25÷0,385 Вт/(м·К), поэтому погрешность экспериментального исследования не превышает 10%.

Библиографический список

- Интернет-ресурс <http://www.ftoroplast.com.ru/reference/compare#>

*Д.А. Кругликов, студ.;
рук-ли В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., Г.Н. Щербакова, ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Пластинчатые теплообменные аппараты относят к рекуперативным. В рекуператорах теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их непроницаемую стенку. Теплообмен такого рода называется теплопередачей.

Целью экспериментальной работы является определение коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике.

Исследуемый стенд представлен на рисунке 1.

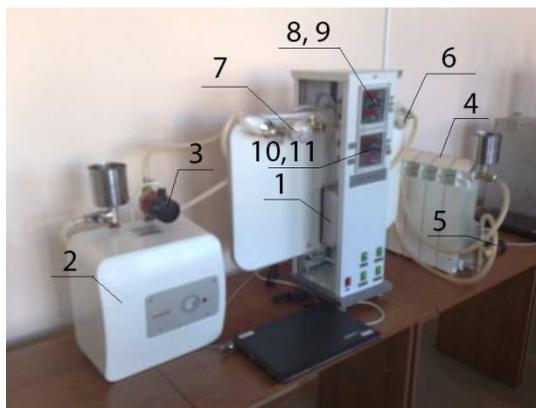


Рис. 1. Лабораторная установка

1 – пластинчатый теплообменник; 2 – водонагреватель; 3 – насос водонагревателя; 4 – радиатор (холодильник); 5 – насос радиатора; 6, 7 – измерители расхода горячего и холодного теплоносителей; 8, 9 – измерители температур; 10, 11 – электронные расходомеры.

Основным элементом экспериментальной установки является пластинчатый теплообменный аппарат (1) типа GBS100M-14, схема которого показана на рисунке 2. Движение теплоносителей осуществляется в режиме противотока.

Эксперимент проводится в следующем порядке: установка подключается к сети, включаются нагреватель (2), насос нагревателя (3), измерители расходов теплоносителей (6,7) и измерители температур (8,9). После нагрева горячего теплоносителя, включаются насос радиа-

тора (5) и холодильник (4). Регулирование расходов теплоносителей осуществляется путем изменения гидравлического сопротивления в трубопроводах открытием или закрытием шаровых кранов. Эксперимент выполняется до достижения стационарного режима, который определяется постоянством во времени температур и расходов.

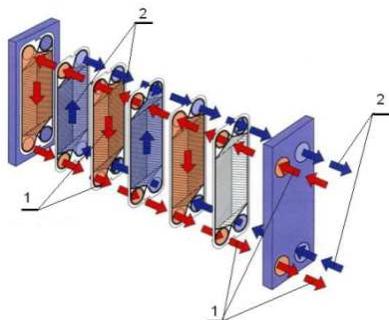


Рис. 2. Принципиальная схема теплообменного аппарата.
1-греющий теплоноситель; 2-нагреваемый теплоносителя

В ходе эксперимента при различных режимах работы пластинчатого теплообменного аппарата были выполнены измерения температур и расходов горячего и холодного теплоносителей.

Опытные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты эксперимента

№ опыта	$T_1, ^\circ\text{C}$	$T_1'', ^\circ\text{C}$	$T_2, ^\circ\text{C}$	$T_2'', ^\circ\text{C}$	$G_1 \cdot 10^6$ M^3/c	$G_2 \cdot 10^6$ M^3/c
1	64,7	61,1	57,5	61,4	38,5	40,8
2	54,0	51,5	48,5	52,1	53,7	43,1
3	57,3	54,4	51,8	55,0	54,5	61,1
4	54,7	52,4	49,7	53,0	54,7	61,0

Результаты эксперимента являются исходными данными для расчета количества подведенной теплоты и коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменном аппарате.

Библиографический список

1. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата / ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2014. – 124 с.

*Г.А. Родионов, к.т.н.; В.В. Бухмиров д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ТУРБУЛИЗАЦИИ В КАМЕРНОМ НАСОСЕ

В настоящее время у систем пневмотранспорта с камерными насосами существует проблема высокой энергоемкости. Это связано с тем, что уровень псевдоожижения, который зависит от турбулизации материала в камере насоса, недостаточен для их эффективной работы.

Для повышения уровня турбулизации потока сыпучего материала в камере насоса «Монжус» была предложена его реконструкция, согласно которой была изменена схема подачи сжатого воздуха. Для этого было установлено два подающих патрубка, на концах которых выполнены «Г-образные» отводы перпендикулярно оси КН (см. рис.1), что позволило не только повысить степень псевдоожижения, но и придать начальное ускорение материалу находящемуся непосредственно внутри камеры пневмонасоса.

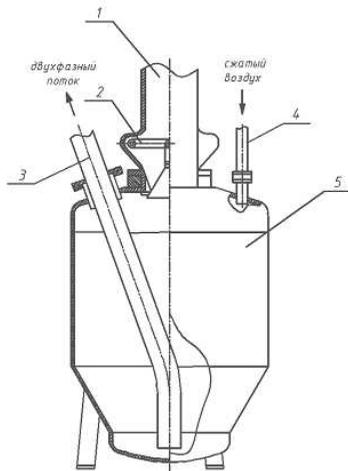


Рисунок 1а – «Монжус» до реконструкции:
1 – патрубок для загрузки материала; 2
– загрузочный клапан;
3 – материалопровод;
4 – воздухопровод; 5 – камера пневмо-
насоса

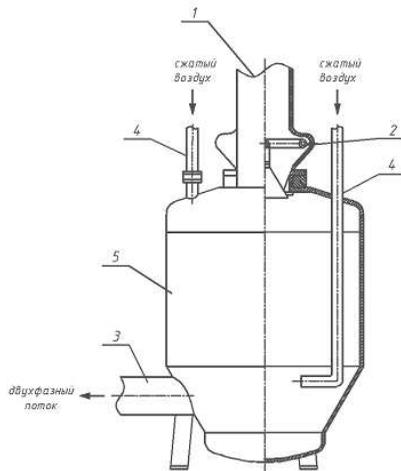


Рисунок 1б – «Монжус» после рекон-
струкции:
1 – патрубок для загрузки материала; 2
– загрузочный клапан
3 – материалопровод;
4 – воздухопровод; 5 – камера пневмо-
насоса

При помощи математического моделирования были выполнены расчеты эффективного коэффициента турбулентного переноса импульса смеси для разных конструкций камерного насоса марки «Монжус». Из анализа рисунка 2 видно, что после реконструкции уровень турбулизации материала в камере насоса значительно увеличился, что позволило повысить производительность камерного насоса более чем в 2 раза.

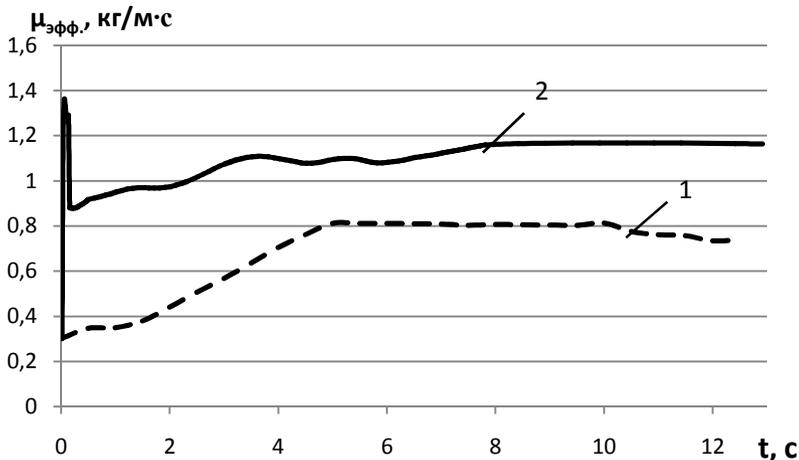


Рисунок 2 – Эффективный коэффициент турбулентного переноса импульса смеси до (1) и после реконструкции (2)

*Н.М. Попов, С.В. Ларионов, студ.;
рук-ли: В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., Ю.С. Солнышкова, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ КИПЕНИЯ ВОДЫ МЕТОДОМ РЕГУЛЯРНОГО РЕЖИМА

Процессы кипения имеют большое значение в теплоэнергетике, ядерной энергетике, химической технологии и ряде других областей современной науки и промышленности.

Кипением называется процесс парообразования, который характеризуется возникновением свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения. Для возникновения процесса кипения необходимо наличие двух условий: наличие перегрева жидкости относительно температуры насыщения и наличие центров парообразования [1]. Различают два основных режима кипения: пузырьковое и пленочное.

Экспериментально доказано, что при постоянной температуре поверхности переход от пузырькового режима к пленочному и наоборот происходит постепенно. При фиксированной плотности теплового потока данный переход будет осуществлен скачкообразно [2].

Целью данной научной работы является экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи при охлаждении медного цилиндра в условиях пленочного кипения. Цилиндр охлаждают в воде с температурой насыщения при атмосферном давлении. Определение коэффициента теплоотдачи выполнено методом регулярного режима при проведении лабораторного эксперимента на стенде, изготовленном в УНЦ «Физтехприбор», г. Москва.

Стенд состоит из печи и емкости с кипящей водой. В печи происходит нагрев медного цилиндра, заключенного в оболочку из нержавеющей стали, до температуры порядка 380 – 450°С. Вода в емкости нагревается до температуры насыщения при атмосферном давлении. После достижения цилиндрическим образцом и водой указанных значений температур, образец погружают в кипящую воду и наблюдают за процессом пленочного, а затем и пузырькового кипения. В ходе эксперимента контролируют значения температуры воды, а также температур теплового центра и поверхности цилиндрического образца через равные промежутки времени.

Используя свойства регулярного режима теплопроводности, можно определить коэффициент теплоотдачи [3]:

$$\bar{\alpha} = \frac{m \cdot c \cdot \rho \cdot R}{k}, \quad (1)$$

где m - темп охлаждения, $с^{-1}$; c - удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; R - радиус цилиндра, м; k - коэффициент формы тела (для цилиндра $k = 2$).

По результатам эксперимента построены графики зависимости логарифма избыточной температуры от времени $\ln(v=T-T_f)=f(\tau)$. Эти зависимости описываются уравнением прямой, для которой темп охлаждения является тангенсом угла наклона прямолинейной части кривой к оси абсцисс:

$$\ln v = \ln C - m \tau, \quad (2)$$

где $v=T-T_f$ - избыточная температура в момент охлаждения τ ; m - темп охлаждения; C – константа; T_f - температура окружающей среды.

В работе выполнен анализ точности эксперимента путем сравнения опытного значения коэффициента теплоотдачи с расчетом по известной теоретической формуле [4]. Сделан вывод об удовлетворительном совпадении результатов расчета и экспериментального значения коэффициента теплоотдачи. Кроме этого, выполнено определение температуры предельного перегрева воды и второй критической плотности теплового потока.

Библиографический список

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача [Учебник] / В.П. Исаченко // - М. – Л.: Энергия, 1965. – 424 с.
2. Галин Н.М., Кириллов Л.П. Тепломассообмен в ядерной энергетике [Учебное пособие] / Н.М. Галин // - М.: Энергоатомиздат, 1987. – 376 с.
3. <http://ispu.ru/node/8115> [Электронный ресурс] - дата обращения 01.03.2013.
4. Лыков А.В. Теория теплопроводности [Учебное пособие] / А.В. Лыков // - М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.

*М.В. Поляк, А.А. Мильков, студ.;
рук-ли: В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., Ю.С. Солнышкова, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО ПАРА НА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ТРУБЕ

Процессы конденсации имеют место в различных областях техники и промышленности (например, при охлаждении отработанного пара турбин, в выпарных опреснительных установках, в абсорбционных аппаратах и т.д.). В энергетике чаще всего приходится иметь дело с конденсацией паров в жидкое состояние на охлаждаемых поверхностях теплообмена.

Конденсацией называют процесс перехода пара в жидкое состояние. Конденсация может осуществляться в объеме или на поверхности. При этом температура поверхности должна быть меньше, чем температура насыщения жидкости при данном давлении [1].

Различают пленочную и капельную конденсацию. При пленочной конденсации на поверхности теплообмена образуется устойчивая сплошная пленка, при капельной конденсации процесс идет с образованием капель на поверхности теплообмена [2]. Вид конденсации зависит от свойств конденсирующегося вещества и от чистоты поверхности, на которой происходит процесс конденсации.

Целью данной научной работы является экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара на поверхности вертикальной трубы. Процесс конденсации происходит при атмосферном давлении. Определение коэффициента теплоотдачи выполнено при проведении лабораторного эксперимента на стенде, изготовленном в УНЦ «Физтехприбор», г. Москва.

Стенд состоит из парогенератора, резервуара с охлаждающей водой и теплообменного аппарата атмосферного типа, в котором происходит процесс конденсации. В парогенераторе происходит нагрев дистиллированной воды и образование пара, который в дальнейшем конденсируется на поверхности змеевика теплообменного аппарата. Охлаждение змеевика осуществляется водой, подаваемой из резервуара с охлаждающей водой. Конденсат, стекающий по трубкам змеевика, собирают в специальную емкость. Конденсат, образующийся на стенках кожуха аппарата, собирается в дренаж. В ходе эксперимента контролируют расходы охлаждающей воды и образующегося конденсата, а

также значения температур поверхности змеевика, охлаждающей воды и конденсата.

Методика определения коэффициента теплоотдачи при конденсации основана на уравнении теплового баланса теплообменного аппарата. Коэффициент теплоотдачи при конденсации определяют по уравнению:

$$\alpha = \frac{G_g \cdot c_{pв} \cdot (T'_g - T''_g)}{(T_n - T_w) \cdot F}, \quad (1)$$

где G_g – массовый расход охлаждающей воды, кг/с; $c_{pв}$ – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К); T'_g и T''_g – температуры охлаждающей воды на входе и выходе в змеевик, °С; T_n и T_w – температура насыщения воды при атмосферном давлении и температура поверхности теплообмена соответственно, °С; F – площадь поверхности теплообмена, м².

По результатам эксперимента определены коэффициенты теплоотдачи при разных значениях расхода пара, а также определены значения КПД теплообменного аппарата.

В работе выполнен анализ точности эксперимента путем сравнения опытного значения коэффициента теплоотдачи с расчетом по известной теоретической формуле [3]. Сделан вывод об удовлетворительном совпадении результатов расчета и экспериментального значения коэффициента теплоотдачи.

Библиографический список

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача [Учебник] / В.П. Исаченко // - М. – Л.: Энергия, 1965. – 424 с.
2. Теория тепломассообмена [Учебник] / Под. ред. А.И. Леонтьева // - М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 683 с.
3. Лыков А.В. Теория теплопроводности [Учебное пособие] / А.В. Лыков // - М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.

*М.В. Пророкова, асп.; рук. В.В. Бухмиров, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРОГРАММА «ОПРЕДЕЛЕНИЕ УРОВНЯ И СТЕПЕНИ КОМФОРТНОСТИ МИКРОКЛИМАТА ПОМЕЩЕНИЙ»

Для анализа и повышения эффективности функционирования систем, формирующих микроклимат в помещениях зданий жилого, общественного и административного назначения, в Ивановском государственном энергетическом университете имени В.И. Ленина разработан новый способ определения уровня комфортности зданий непромышленного назначения. Способ основан на расчете уровня комфортности микроклимата – интегрального показателя, объединяющего как тепло-влажностные характеристики помещений, так и факторы, определяющие качество воздуха.

Уровень комфортности микроклимата предлагается рассчитывать по формуле:

$$W = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4, \quad (1)$$

где k_1 – коэффициент теплового состояния человека, который изменяется от 1 (абсолютно комфортное состояние) до 0 (полное отсутствие комфорта) и может иметь положительное (при избытке теплоты) и отрицательное (при недостатке теплоты) значение; k_2 – коэффициент, учитывающий влияния на комфортность микроклимата радиационного охлаждения; k_3 – коэффициент, учитывающий влияние на комфортность асимметрии теплового излучения; k_4 – коэффициент, учитывающий соответствие качества воздуха нормам, установленным ГОСТ 30494—2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».

Разработанный способ определения уровня комфортности микроклимата реализован в среде MathCad и включает в себя следующие блоки:

1 блок – определение типа и характеристик работ, выполняемых в помещении;

2 блок – проведение измерений;

3 блок – расчет составляющих уравнения теплового баланса человека в помещении и определение коэффициента k_1 ;

4 блок – введение поправок на радиационное охлаждение (k_2), асимметрию радиационного излучения (k_3) и качество воздуха (k_4);

5 блок – вычисление уровня комфортности и соответствующей степени комфортности микроклимата в помещении;

6 блок – при отсутствии комфорта определение требуемых параметров теплового режима помещения и качества воздуха для достижения требуемого уровня комфортности.

Программа позволяет в целях повышения точности определения уровня комфортности микроклимата вводить в расчет поправочные коэффициенты, отражающие особенности находящихся в помещении людей (пол, возраст и т.п.).

Вывод. Способ определения уровня и степени комфортности микроклимата жилых, общественных и административных зданий может быть использован для анализа и повышения эффективности работы систем жизнеобеспечения и для совершенствования методов оценки целесообразности внедрения энергосберегающих мероприятий.

Секция 6. ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

*Председатель секции
зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика»
д.т.н., проф. В.П. Созинов
Секретарь секции доц. Н.Н. Смирнов*

*А.М. Синицин, аспирант; рук. В.А. Уланов, д.ф.м.н, проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

ЛАБОРАТОРНЫЙ СТЕНД ДЛЯ КОНТРОЛЯ МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРАХ

В последние годы устройства преобразования тепловой энергии в электрическую (термоэлектрические генераторы, ТЭГ) стали привлекать внимание инженеров и конструкторов, занимающихся проблемами сбережения энергетических ресурсов. Это обусловлено тем, что применение ТЭГ на производствах, где в технологическом цикле заложена необходимость отвода тепла в окружающее пространство, может оказаться экономически оправданным.

Наиболее высокую эффективность имеют ТЭГ, где в качестве термоэлектрического материала используются полупроводники. Среди них особое внимание привлекают халькогениды свинца (PbTe, PbS, PbSe), поскольку они характеризуются высоким значением коэффициентов Зеебека (α). При этом они имеют относительно низкую теплопроводность (κ) и достаточно высокую проводимость (σ), т.е., характеризуются высоким значением термоэлектрической добротности $Z = (\sigma \alpha^2) / \kappa$.

Работа стенда основана на том, что, при одинаковых геометрических размерах образцов и неизменных температурах на их концах, величина выделяющейся мощности на резистивной нагрузке однозначно связана с термоэлектрической добротностью этих образцов. При различных сопротивлениях нагрузки определяются величины падения напряжения на ней и протекающего через нее тока.

В состав стенда входят: герметичная камера с измерительной ячейкой, вакуумный насос, резервуар с инертным газом, блок питания и контрольно-измерительные приборы. В измерительную ячейку поме-

щаются исследуемые образцы, которые изготавливаются в форме цилиндров путем прессования порошка соответствующего материала при повышенных температурах. К торцам образцов привариваются металлические контакты. В качестве нагревателя и холодильника используются плоские элементы Пелтье. Температура на концах образцов измеряются термомпарами из тонких проволок меди и константана. Образец погружают в порошок из окиси циркония, что необходимо для предотвращения оттока тепла через его цилиндрические поверхности.

*Д.Б. Муслина, асп.; рук. В.Н. Романюк д.т.н., проф.
(БНТУ, г. Минск)*

ИНТЕНСИВНОЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ОТДЕЛОЧНЫХ ПРОИЗВОДСТВАХ ПРЕДПРИЯТИЙ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Легкую промышленность Беларуси отличает от прочих отраслей, прежде всего, специфика сбыта продукции, обусловленная сезонным колебанием спроса, изменением моды, что предполагает необходимость быстрой переориентации производства в соответствии с изменяющимся трендом спроса. Предприятия, изначально созданные в расчете на массовое производство, испытывают объективные трудности в решении соответствующих задач. Вместе с тем, альтернативы нет в связи с жесткой конкуренцией на рынках сбыта, требованиями к качеству на рынках Европейского союза, номенклатуре продукции, ценовыми ограничениями. Последнее определяет чрезвычайную актуальность проблемы снижения энергетической составляющей себестоимости, поскольку в условиях, когда сырьевые потоки предприятий поступают из-за рубежа, она является единственной составляющей, которую можно изменить.

Требуемое снижение энергетической составляющей себестоимости можно обеспечить лишь при реализации концепции интенсивного энергосбережения, предписывающий системный подход к достижению цели и расширению энергосберегающей базы. Традиционный подход, основанный на дискретном рассмотрении отдельных агрегатов не в состоянии обеспечить требуемое снижение расходов на приобретение необходимых энергоресурсов. Реализация системного подхода немислима без достаточно глубокого понимания специфики конкретных теплотехнологических процессов и всего производства в целом, учет которых только и позволяет реализовать максимальный

энергетический потенциал. Например, отделочное производства предприятий легкой промышленности имеют ряд специфических особенностей, связанных с используемыми теплоносителями, большим набором режимов работы технологических аппаратов, значительными объемами побочных низкотемпературных тепловых потоков, средняя температура которых составляет порядка 55–60 °С. Потоки загрязнены механическими примесями, химическими красителями, что усугубляется объединением технологической и бытовой канализации. Наконец, стоки, в ряде случаев, имеют «залповый» режим сброса.

Температура тепловой обработки технологических регламентов обработки и отделки ткани не превышает 85 °С, в подавляющем числе случаев оставаясь на уровне 40–60 °С. Технологически допускается, в большинстве случаев, подачу предварительно нагретой воды до 45 °С, а на линиях непрерывного действия и до 85 °С, т.е. до температуры тепловой обработки. Организация 2-х ступенчатого нагрева, использование абсорбционных тепловых насосов позволяют и утилизировать тепловые побочные потоки и изменить структуру теплоносителей, что остро необходимо при переходе к собственной когенерационной генерации энергопотоков. В настоящее время традиционно используется паровой теплоноситель, график потребления отличается крайней неравномерностью. И то, и другое затрудняют, а порой делают невозможным, переход к энергетически и экономически выгодной собственной генерации вторичных энергоресурсов, без которой невозможно приблизиться к термодинамически идеальному производству [1].

Если обратиться к структуре генерации энергопотоков газовыми ТЭЦ на базе газотурбинных двигателей и на базе газо-поршневых агрегатов, то они отпускают тепловую энергию с сетевой водой и паром лишь в определённых соотношениях. Добиться баланса потребления тепловых потоков и потоков генерации от указанных ДВС возможно за счет применения тепловых аккумуляторов как водяных, так и паровых, утилизации сбросных потоков с применением буферных емкостей, самоочищающихся от отложений теплообменных аппаратов, обеспечивающих бесперебойную работу АБТН с равномерным графиком отпуска тепловой энергии.

В этом случае, общий потенциал собственной комбинированной генерации электроэнергии отрасли легкой промышленности Беларуси оценивается до 60 МВт. Его реализация позволяет облегчить финансовое положение предприятий отрасли, а для страны обеспечит годовое снижение импорта природного газа на величину до 56 тыс. т у. т. Его реализация возможна при комплексном подходе к

модернизации энергообеспечения, когда используется тригенерация, когда в состав теплоэнергетической системы предприятия интегрируется весь перечисленный выше набор оборудования. Только системное, комплексное решение, расширение энергосберегающей базы, что и составляет сущность интенсивного энергосбережения обеспечит требуемое снижение энергоемкости товарной продукции текстильной отрасли на величину не менее 20–30 %.

Библиографический список

1. Шински, Ф. Управление процессами по критерию экономии энергии / Ф. Шински. – М.: Мир, 1981. – 388 с.

*Е.А. Патрашкин, Е.И. Климов, студ.;
рук Е.В. Соломин, д.т.н., проф.
(ЮУрГУ (НИУ), г. Челябинск)*

ЛОКАЛЬНЫЕ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ НА БАЗЕ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Согласно распоряжению Правительства Российской Федерации № 1 – р от 8 января 2009, выработка электроэнергии на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ) к 2020 году должна составить 4,5% от общей генерации электроэнергии Российской Федерации [1]. На наш взгляд, основным направлением достижения поставленной цели является развитие ветроэнергетики. Однако, непостоянство выработки энергии и невозможность регулирования выдаваемой мощности создают барьеры для подключения ветроэнергетических станций (ВЭС) к единой энергетической сети (ЕЭС). К тому же, оптимальные зоны установки ВЭУ расположены, как правило, на значительном удалении от единой энергосистемы, что создает еще одну преграду – крупные капиталовложения в развитие сети. На данный момент наиболее перспективным путем развития ветроэнергетики в нашей стране являются локальные энергосистемы. Локальные энергосистемы – изолированные системы с генерирующими установками, расположенными в непосредственной близости от потребителя.

Использование энергии ветра для генерации электрической энергии посредством ВЭУ связано с рядом сложностей. Скорость ветра (v) является непостоянной величиной, и в большинстве случаев носит случайный характер. Что приводит к непостоянству выходного напряжения по амплитуде, частоте и фазе. В дальнейшем мы будем ориентиро-

ваться на применение ВЭУ с вертикальной осью вращения, которые менее зависимы от направления ветра [2]. Простейшая ВЭУ содержит в себе выпрямитель, который преобразует переменное напряжение U_v в постоянное ($U_{в}$), а также инвертор, который преобразует $U_{в}$ в переменное напряжение промышленной частоты, заданной амплитуды и фазы. Возможности инвертора по поддержанию заданных параметров выходного напряжения установки ограничены, а при отсутствии ветра у изолированного от ЕЭС потребителя возникает риск остаться без электроэнергии. В целях уменьшения вероятности возникновения подобной ситуации, в составе ВЭУ должно быть предусмотрено устройство аккумулирования энергии.

Однако, у такой схемы есть ряд недостатков, один из них – ограниченная емкость батарей. Для обеспечения энергоснабжения потребителя в локальных энергосистемах на базах ВЭУ целесообразно устанавливать дополнительные источники энергии, например, солнечные панели или дизель-генераторы. Это позволит повысить надежность энергоснабжения. Вторым недостатком являются характеристики АКБ, устанавливаемых на ветроэнергетических установках малой мощности. Для исправной работы батарей необходимо соблюдать цикл заряда-разряда, что крайне сложно в условиях переменных метеоусловий и нагрузки. Также одной из сложностей при эксплуатации ВЭУ является необходимость затормаживания ротора ветроколеса при скоростях ветра, превышающих нормативные.

Справиться с данными проблемами можно при помощи использования механического накопителя энергии с переменным моментом инерции, эскиз такой установки представлен на рисунке 4. При увеличении скорости вращения ветроколеса (1), грузы (2) под действием центробежной силы увеличивают радиус вращения, чем меняют момент инерции маховика, что приводит к накоплению энергии, и сохранению постоянной скорости вращения ротора генератора. Установка рассчитывается таким образом, что при выходе скорости ветра за предельные параметры, с которыми допускается эксплуатация, тормозные колодки(3) закрепленные на грузах(2) начинают торможение о специальный корпус маховика.

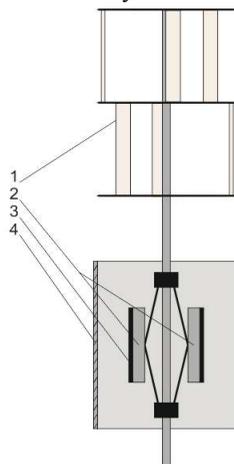


Рис. 1. Эскиз ВЭУ с механическим накопителем энергии

Дальнейшие исследования будут направлены на расчет и моделирование установки предложенной в статье.

Библиографический список

1. Официальный сайт компании "КонсультантПлюс", Распоряжение Правительства РФ от 8.01.2009 года № 1 – р (ред. От 28.05.2013) "Основные направления государственной политики в сфере повышения энергетической эффективности электроэнергетики на основе использования возобновляемых источников энергии на период до 2020 года" [Online]. Доступно на: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_146921/
2. **Е.В. Соломин.** Сравнительные характеристики вертикально–осевых ветроэнергетических установок/ *Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология»*. – М.: НИИЭС, 2010. – №1. – С.48–53.

*Н. И. Ежиков, студ.; А.В. Киричев, маг.;
Е. И. Климов, маг.; рук. И. М. Кирвичникова д.т.н., проф.,
(ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ), г. Челябинск)*

О ЛАБОРАТОРНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ РЕЖИМА РАБОТЫ ФЭП В ТЕЧЕНИЕ СУТОК МАКСИМАЛЬНОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ СОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ В ЛИНЗОВОМ КОНЦЕНТРАТОРЕ НА ШИРОТЕ Г. ЧЕЛЯБИНСК

Одним из недостатков использования солнечного излучения является его низкая плотность. Так, для широты г. Челябинска поступление солнечной радиации составляет $245,4 \text{ Вт/м}^2$ в период с мая по сентябрь.

Использование концентраторов солнечного излучения является основным способом увеличения плотности потока солнечного излучения в установках солнечной энергетики.

Благодаря ряду преимуществ, таких как компактность, лёгкость и низкая стоимость изготовления, наиболее перспективным видом концентраторов являются линзовые. Преломляющей поверхностью в данных устройствах является линза Френеля, составленная из примыкающих друг к другу концентрических колец небольшой толщины[2].

В линзовых концентраторах увеличение температуры в области фокуса линзы с установленным там фотоэлектрическим преобразователем (ФЭП) (в отличие от аналогичного концентратора с теплоносителем в фокусе линзы[3]) имеет отрицательный эффект, т.к. может вызывать снижение КПД ФЭП, нарушение его эксплуатационных характеристик, сокращение срока службы и другие негативные последствия.

Зависимости освещённости фотодатчика различными источниками света от мощности и интенсивности источника света представлены на рисунках 1 и 2[4].

В результате работы программы, созданной с помощью среды разработки Delphi 7 для обработки массива значений тока фотозлектрического датчика (ФЭД)CS10 Solarcell, измеренных с частотой один раз в секунду во время его работы с мая по сентябрь 2014г., была определена дата максимальной интенсивности солнечного излучения в г. Челябинске в указанный период - 13 мая 2014 г.[5]

Таким образом, сопоставляя значения интенсивности солнечного излучения от ФЭД и характеристики источников света, снятые в лабораторных условиях, возможен выбор источника света и оптимальных значений его мощности для моделирования суток максимальной интенсивности излучения и режима работы ФЭП в данный период времени.

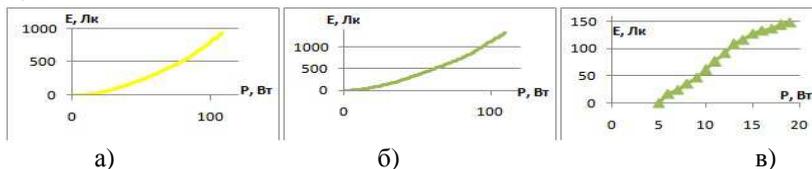


Рис. 1. Зависимости освещённости фотодатчика от мощности источника света: а) лампа накаливания; б) галогенная лампа; в) компактная люминесцентная лампа (КЛЛ)

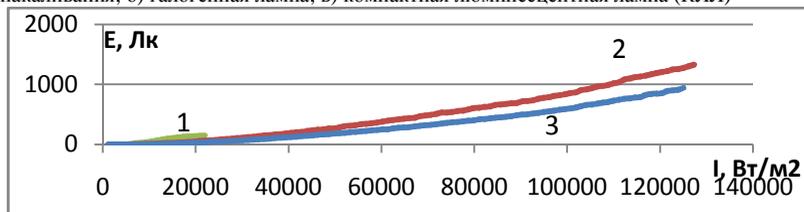


Рис. 2. Зависимости освещённости фотодатчика от интенсивности источника света: 1 – КЛЛ; 2 – галогенная лампа; 3 – лампа накаливания

Библиографический список

1. Ляшков В. И., Кузьмин С. Н. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Учебное пособие. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2003.
2. Виссарионов В. И., Дерюгина Г. В., Кузнецова В. А., Малинин Н. К. Солнечная энергетика: Учебное пособие для ВУЗов/под ред. В. И. Виссарионова. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008.
3. Киричев А. В., Кирпичникова И. М. Физическое моделирование преобразования солнечной энергии с целью изучения процессов практического использования солнечной энергии. Возобновляемые источники энергии: Материалы Всероссийской научной конференции с международным участием и IX научной молодёжной школы. – М.: Университетская книга, 2014. – с.148-154.

4. **Киричев А. В., Кирпичникова И. М., Климов Е. И.** Зависимости освещённости фотодатчика от мощности источника света и интенсивности светового потока. Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции с международным участием и выставки работ студентов, аспирантов и молодых ученых. Екатеринбург, 2014. – с.414-416.

5. **Ежиков Н. И., Киричев А. В., Кирпичникова И. М., Климов Е. И.** Лабораторное моделирование режима работы ФЭП в линзовых концентраторных солнечных установках на широте г. Челябинск. Инновации в сельском хозяйстве. Теоретический и научно-практический журнал по итогам 5-й Международной научно-практической конференции молодых учёных и специалистов «Инновации в сельском хозяйстве» №3(8)/2014.

*А.А. Дьяконов, студ.; А.А. Крайнева, студ.;
рук. Л.И. Тимошин к.т.н., доц. (ИГЭУ, г.Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ЗДАНИЯ, ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ И РЕКОНСТРУКЦИИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Для примера повышения энергетической эффективности системы теплоснабжения выбрано четырехэтажное общественное здание в г. Иваново. Выбранное здание правильной формы, площадь его несущих стен составляет $1506,6 \text{ м}^2$, площадь светопрозрачных ограждений - 1079 м^2 , площадь потолочного перекрытия и пола равны и составляют - $1191,16 \text{ м}^2$. Толщина бетонных стен данного здания равна 700 мм , их термическое сопротивление до энергосберегающих мероприятий составляет $1,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$. Окна в деревянных переплетах имеют термическое сопротивление $0,4 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$. Здание было построено в 70-е годы прошлого столетия и отношение площади светопрозрачных ограждений к общей площади внешних ограждений составляет около 50%. По современным же требованиям это отношение для общественных зданий не должно превышать 25%.

В целях уменьшения теплопотерь предлагается провести энергосберегающие мероприятия:

- Нанесение внешней теплоизоляции на стены
- Так же для уменьшения тепловых потерь предлагаем заменить существующие окна в деревянных переплетах на пластиковые окна

Проведенные мероприятия позволят существенно снизить тепловые потери, вследствие этого возникает необходимость модернизации системы отопления здания. Она включает в себя следующие этапы:

- Установка терморегуляторов для автоматического поддержания заданной температуры в помещении
- Установка отражающих экранов для уменьшения теплопотерь через наружные ограждающие конструкции
- Установка новой двухтрубной системы отопления
- Замена чугунных радиаторов на алюминиевые
- Строительство ИТП

После проведения всех мероприятий получаем существенное снижение теплопотерь и экономию за счет снижения количества потребляемой теплоты.

*А.С. Сафронов, студ.; В.Н. Токунов, студ.; Е.С. Румянцев, студ.;
рук-ли доцент Н.Н. Смирнов, инж. Д.А. Лапатеев
(ИГЭУ, г.Иваново)*

АНАЛИЗ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВКИ ТЕПЛООТРАЖАЮЩИХ ЭКРАНОВ И ПРИТОЧНЫХ КЛАПАНОВ

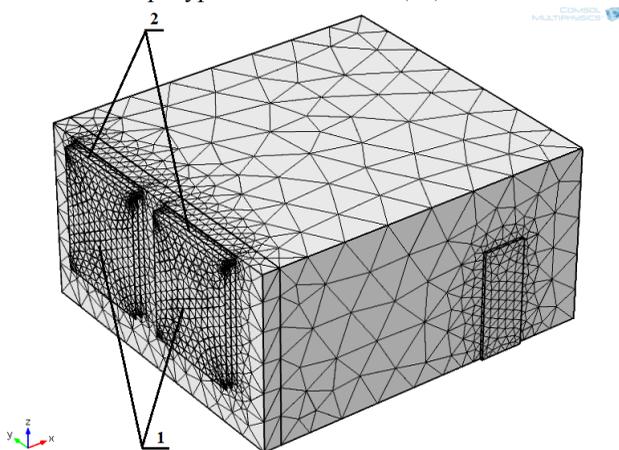
Целью работы является анализ энергоэффективности установки в моделируемой учебной аудитории с наружной стороны окна двух теплоотражающих экранов, а также приточных клапанов для улучшения системы вентиляции. Была создана математическая модель в программе COMSOL Multiphysics, которая описывает тепло- и воздухообмен в помещении с построением температурных и скоростных полей.

В сертифицированной климатической камере АНО «Ивановостройиспытания» были проведены исследования по изучению влияния применения теплоотражающих экранов в окнах на повышение сопротивления теплопередаче окон и снижение тепловых потерь. Максимальный эффект даёт применение И-стекла и со стороны холодного отделения камеры дополнительно панели из двух металлических экранов, размещённых на расстоянии 10 мм друг от друга, сопротивление теплопередаче конструкции при этом составит $1,76 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$. Сопротивление окна в помещении А-324 (двойное остекление из обычного стекла в деревянных раздельных переплётках),

при использовании теплоотражающих экранов (2 слоя) составит $1,45 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

Программный пакет **COMSOL Multiphysics** является интерактивной средой для моделирования, позволяет решать теплотехнические задачи. Для расчёта температурных и скоростных полей в пакете программы был выбран физический режим моделирования **Non-IsothermalFlow** (Неизотермический поток)[2]. Математическое моделирование вентиляции в помещении основано на решении уравнений теплопередачи и Навье-Стокса, при решении используется метод конечных элементов.

В моделируемом помещении размером $6 \times 5,8 \times 3,2 \text{ м}$ установлено 2 радиатора отопления, 2 окна с приточными клапанами над ними и двумя теплоотражающими экранами с наружной стороны окон, а также тепловыделяющее оборудование и мебель. Через воздушные клапаны воздух поступает при скорости $0,5 \text{ м/с}$. Скорость задаётся в зависимости от ветрового давления и сопротивления фильтров в клапанах. Отток воздуха осуществляется через вентиляционные решётки при атмосферном давлении. Расчетная температура холодного воздуха задаётся в пределах -30 °C , температура на поверхности радиатора равна 95 °C , начальная температура помещения 20 (°C) .



1 – окна с теплоотражающими экранами; 2– приточные клапаны

Рис. 1 – Сетка конечных элементов моделируемого помещения

Таким образом, в ходе исследования было изучено распределение температурных и скоростных полей в проектируемом помещении при использовании приточных клапанов, установленных над окнами, а также определена энергоэффективность установки теплоотражающих

экранов. Наибольшая экономия энергии была получена при максимально низкой температуре воздуха в случае применения дежурного режима отопления в помещении при условии недопущения образования конденсата на светопрозрачных конструкциях.

Данные этого исследования могут быть применены при проектировании жилых, общественно-бытовых, административных и производственных зданий, а также их реконструкции.

Библиографический список

1. **Пыжов В.К.** Энергетические системы обеспечения жизни и деятельности человека: учебник / В. К. Пыжов ; Министерство образования и науки Российской Федерации, ФГБОУВПО "Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина". –Иваново: Б.и., 2014.– 524 с: ил.–ISBN 978-5-00062-012-0.С 79.
2. **В. Д. Лебедев, А. А. Яблоков.** Моделирование физических процессов технических устройств в программе COMSOL Multiphysics: учебное пособие; Министерство образования и науки Российской Федерации, ФГБОУВПО "Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина". – Иваново: Б.и., 2013. – 328 с: ил. – ISBN 978-5-89482-917-3.

*А.А.Тупикина, аспирант; рук. С.С.Чернов, к.э.н., доц.
(НГТУ, г. Новосибирск)*

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РОССИЙСКОЙ ЭКОНОМИКИ

Проблема эффективности использования энергетических ресурсов в настоящее время очень актуальна. Одним из главных стратегических ориентиров, прописанных в Энергетической стратегии России на период до 2030 года, является повышение энергетической эффективности экономики. Для определения наиболее перспективных с точки зрения повышения энергоэффективности отраслей народного хозяйства необходимо произвести анализ энергоэффективности российской экономики в целом, а также по сферам хозяйствования [1].

В качестве основного показателя для анализа была выбрана энергоёмкость ВВП, отражающая количество энергетического ресурса, подходящегося на единицу ВВП [2,3]. Динамика энергоёмкости ВВП России представлена на рис. 1.

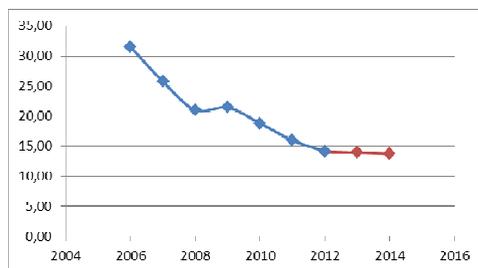


Рис. 1. – Динамика энергоемкости ВВП России, т.т./ млн. руб.

Анализ динамики энергоемкости ВВП России, а также ее компонентов – величин ВВП и потребления ТЭР – позволяет сделать следующие выводы:

1. На протяжении последнего десятилетия энергоемкость ВВП снижается в среднем на 9,5 % в год.

2. Снижение энергоемкости в большей степени обусловлено ростом ВВП, темп которого превышает темп роста потребления (средний темп роста ВВП за рассматриваемый период – 15 %, по потреблению – 1-2% в год).

3. Повышение энергоемкости в 2009 г., сопровождающееся снижением ВВП и потребления на 6 и 4 % соответственно по времени совпадает с мировым экономическим кризисом, из чего можно предположить, что снижение энергоэффективности стало результатом структурных изменений, произошедших в экономике страны.

Анализ динамики энергоемкости ВВП по сферам хозяйственной деятельности показал следующие результаты:

1. Наибольшую энергоемкость (на 2012 г.) имеют: энергетика (32,99 т.т. / млн. руб.), промышленность (26,88 т.т. / млн. руб.), транспорт и связь (24,18 т.т. / млн. руб.), жилищно-коммунальное хозяйство (24,45 т.т. / млн. руб.) [1,2].

2. Практически все выделенные сферы (кроме энергетики) имеют достаточно большой вес в структуре конечного потребления ТЭР [3].

3. Доля промышленности в структуре конечного потребления – более 40 %, из которых около 34 % приходится на обрабатывающие производства. При этом промышленное производство составляет около 22,05 % ВВП, что обуславливает тот факт, что энергоемкость промышленности в 2 раза выше энергоемкости российской экономики в целом.

Таким образом, с точки зрения энергоемкости, наиболее перспективными для повышения энергетической эффективности представляются энергетика, промышленность, ЖКХ и транспорт и связь. Однако

для оценки перспектив повышения энергоэффективности по отраслям, совместно с показателем энергоемкости, необходимо использовать и показатель потенциала энергосбережения, который отражает возможность снижения энергопотребления на объекте.

Примерно треть потенциала энергосбережения сосредоточена в топливно-энергетической комплексе, треть – в промышленности, и порядка 1/4 – в сфере ЖКХ [4].

Таким образом, комплексная оценка энергоэффективности показывает, что наиболее перспективными являются следующие сферы: энергетика, промышленность и ЖКХ. Для дальнейшей оценки энергетической эффективности экономики необходимо рассмотреть выбранные сферы хозяйственной деятельности в разрезе отдельных отраслей, а также учесть региональную структуру.

Библиографический список

1. **Тупикина А.А.** Механизмы реализации программ повышения энергетической эффективности // Бизнес. Образование. Право. Вестник Волгоградского института бизнеса. – 2014. – № 3 (27). – С 104-109.
2. Основные социально-экономические показатели // Национальные счета России в 2006-2012 г.: статистический сборник / Федеральная служба государственной статистики. – М., 2014. – С. 14.
3. Баланс энергоресурсов за 2006-2012 г. [Электронный ресурс] / Федеральная служба государственной статистики. – Режим доступа: http://www.gks.ru/free_doc/new_site/business/prom/en_balans.htm.
4. **Чернов С.С.** Состояние энергосбережения и повышения энергетической эффективности в России // Бизнес. Образование. Право. Вестник Волгоградского института бизнеса. – 2013. – № 4 (25). – С 136-139.

*П.В.Ганин, студ.; рук. Н. В. Рожнецова к.т.н., доц.
(КГЭУ, г. Казань)*

ПОВСЕМИСТНОЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СФЕРЕ ЖКХ

В настоящее время сильно обострилась проблема энергосбережения и энергоэффективности в сфере ЖКХ. Построенные в 80-е, 90-е годы прошлого века дома не соответствуют современным нормам энергосбережения, решение этой проблемы стало ещё более актуально с утверждением закона №261ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности».

Мероприятия по энергосбережению всегда требуют финансовых вложений, размер которых определяется масштабом предполагаемого проекта, и зачастую не удовлетворяет возможностям жильцов. В силу этого энергосберегающие проекты, реализация которых существенно снизила бы энергопотребление в жилых домах, большая редкость, хотя этот вопрос вполне решаем путём нахождения дополнительного финансирования.

В работе приведен реальный пример энергетического аудита жилого девятиэтажного многоквартирного дома в г. Волжск РМЭ. В результате энергетического аудита сделаны выводы, что у дома имеются большие утечки разного вида энергии. Электроэнергия используется нерационально. Сформулированы мероприятия и пути по решению проблем. Предложенные мероприятия по энергосбережению позволят сократить энергопотребление на 30-60%.

Определены общие объёмы инвестиций для мероприятий по энергоэффективности, и определена экономия от данных мероприятий. Объяснено на что будет направляться экономия средств от проводимых мероприятий для жильцов. Рассчитана окупаемость данного проекта.

Предложены методы финансирования проекта модернизации жилого дома. В ходе данного проекта определено, что энергосбережение дома возможно силами жильцов с привлечением внешних инвестиций, это показывает, что данная проблема в стране актуальна, для повсеместного широкого внедрения энергоэффективных мероприятий нужна законодательная база и реальные государственные программы, которые бы стимулировали энергоэффективное строительство в нашей стране.

Библиографический список

1. Арутюнян А.А. Основы энергосбережения 2007 г.
2. Могиленко А., Павлюченко Д. Энергосбережение и энергоэффективность: важные аспекты мониторинга и анализа (статья) 2011 г.
3. В.М. Фокин Основы энергосбережения и энергоаудита 2006 г.
4. Матвеев Е. П., Мешечек В. В. Технические решения по усилению и теплозащите конструкций жилых и общественных зданий (чертежи, узлы, детали, расчеты, технология производства). М.: Москва, 1998
5. Ачкасов И.А., Пушкарь Т.А. Энергосбережение и энергосберегающие технологии: перспективы инновационного развития. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. № 8 (52) / том 4 / 2011

*Л.И. Сираев, студ.; рук. Н. В. Рожнецова к.т.н., доц.
(КГЭУ, г. Казань)*

МОДЕРНИЗАЦИЯ МНОГОКВАРТИРНЫХ ДОМОВ С ЦЕЛЬЮ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

Энергосбережение и энергоэффективность в многоквартирном доме (МКД) на сегодняшний день очень актуальная тема и тот, кто научился экономить, очень четко понимает, что это необходимо.

Устранение недостатков конструкции зданий стало еще более необходимым с утверждением закона №261ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности». Сейчас утвержден перечень мероприятий для многоквартирных домов, направленных на повышение эффективности использования энергетических ресурсов. Несмотря на то, что документ (приказ Министерства регионального развития Российской Федерации от 2 сентября 2010 г. №394) рекомендован для организаций, осуществляющих снабжение энергетическими ресурсами многоквартирных домов на основании публичных договоров, он может быть взят за основу и лицами, управляющими многоквартирным домом (ТСЖ/УК).

В качестве объекта для исследования и модернизации являются панельные дома. Основные претензии, часто предъявляемые к панельным домам: низкий уровень теплосбережения дома и промерзание панелей наружных стен, продуваемость старых оконных рам, нерациональное использование отопительной системы как подъезда, так и квартир в целом, большие затраты на освещение общей площади жильцов дома.

В результате исследования и изучения основных проблем вызванных «старением» панельных домов предложены меры по улучшению характеристик зданий с целью их адаптации к современным условиям проживания. Основной фактор, мешающий их внедрению - «старое мышление» среди россиян, которое особенно проявляется у людей старшего поколения, и потому его необходимо учитывать при разработке проектов с их участием.

Расходы по проведению модернизации на прямую зависят от возраста и состояния дома, в основном рассматривается состояние электросети, разнообразных коммунально-бытовых объектов, а главное: вида водо- и теплоснабжения. Расходы на улучшение состояния жилого дома окупаются в течение 3-5 лет, что очень выгодно с экономической стороны. В связи с этим была предложена схема реализации про-

екта и возможные источники финансирования энергоэффективных мероприятий.

Модернизация многоквартирных домов панельного типа не только позволит решить проблему эффективного использования ресурсов для конкретных домов, для выбранного типа зданий, но и привлечет внимание общественности к проблемам энерго- и ресурсоэффективности. В перспективе, изменение устоявшегося "старого мышления" граждан за счет подобных внедрений новых технологий в жилые здания, позволит нашей стране не остаться вне новой технологической волны, которая напрямую связана с бережным отношением к природным ресурсам.

Библиографический список

1. **Маляренко В. А., Орлова Н. А.** Анализ критерия энергоэффективности зданий изооружений//Научно-практический журнал Украины: Интегрированные технологии и энергосбережение (Інтегровані технології та енергозбереження.) 2004.
2. **Могиленко А., Павлюченко Д.** Энергосбережение и энергоэффективность: важные аспекты мониторинга и анализа (статья) 2011 г.
3. **Матвеев Е. П., Мешечек В. В.** Технические решения по усилению и теплозащите конструкций жилых и общественных зданий (чертежи, узлы, детали, расчеты, технология производства). М.: Москва, 1998
4. **Ачкасов И.А., Пушкарь Т.А.** Энергосбережение и энергосберегающие технологии: перспективы инновационного развития. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. № 8 (52) / том 4 / 2011

*С.И. Галыня, М.Ш. Исаев, студенты; рук. Н.Б. Карницкий,
д.т.н., проф. (БНТУ, г. Минск)*

ТРИГЕНЕРАЦИЯ

Глобальное потепление и истощение энергоресурсов ставит задачу перед инженерами и учеными наиболее разумного использования энергоносителей, а для стран, не обладающих своими месторождениями нефти и газа, это является еще и вопросом экономического развития.

Республика Беларусь как раз относится к числу стран, которым приходится закупать углеводороды извне. Во многом именно это обстоятельство заставляет пристально приглядываться к перспективе массового перехода от когенерации к тригенерации. Этот переход даст не только локальный эффект, такой как экономия электрической энергии на вентиляцию и кондиционирование в торговых центрах и банках, но и куда более ощутимый эффект от использования этой технологии в пищевой промышленности.

Наибольшую пользу данные установки принесут в сельском хозяйстве, например на молочных фермах, где холод является одним из условий нормального производства. В условиях удаленности сельскохозяйственных ферм от городов тригенерационные установки позволяют получить все необходимые условия для производства. Хорошо показали себя установки на основе газопоршневых машин, имеющие гибкую регулировку мощности, что позволяет эффективно работать на переменных режимах, а в качестве топлива можно использовать биогаз, производимый в специальных установках из отходов производства предприятий.

Существенным плюсом является тот факт, что переход на тригенерацию не требует коренных изменений в энергосистеме предприятия. Важнейшим компонентом новой системы является абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина (АБХМ), предназначенная для охлаждения воды и прочих жидких сред. АБХМ способна использовать в качестве греющей среды вторичные энергоресурсы когенерационных установок, таких как мини-ТЭЦ, т. е. условно можно записать следующее выражение: когенерационная уст. + АБХМ = тригенерационная уст.

Принцип работы абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) основан на парообразовании хладагента при низкой температуре вследствие низкого давления. АБХМ состоит из четырех основных аппаратов: испаритель, абсорбер, генератор и конденсатор.

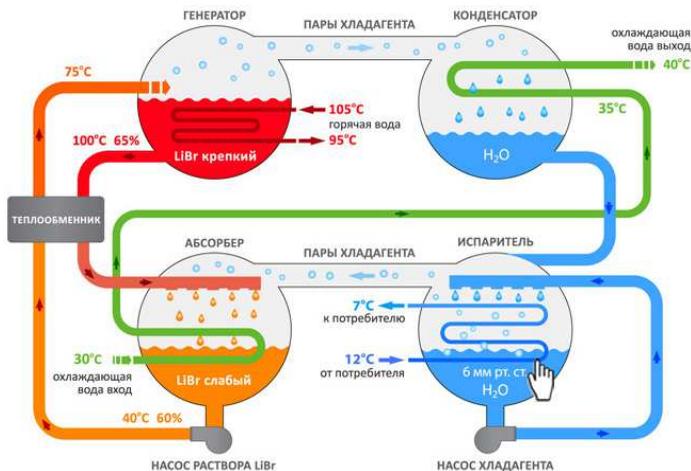


Рис.1 Схема работы АБХМ.

В испарителе поддерживается пониженное давление, 6 мм рт. ст., при таком давлении вода-хладагент кипит при температуре 4 °С. Хладагент кипит, отнимая теплоту от труб с водой. В итоге к потребителю подается охлажденная вода с температурой 7 °С. Для поддержания низкого давления пар необходимо удалять. Эту задачу выполняет абсорбер, часто заблокированный с испарителем. Пар хладагента, поступающий из испарителя в абсорбер, поглощается раствором LiBr. Поглощение паров (абсорбция) является экзотермической реакцией, т. е. реакцией с выделением теплоты, которая, в свою очередь, отводится охлаждающей водой, поступающей от градирни. Далее слабый раствор подается насосом через теплообменник, в котором этот раствор повышает свою температуру путем теплообмена с концентрированным раствором, поступающим из генератора. В генераторе за счет подвода тепловой энергии от греющего источника (в нашем случае — горячая вода) вода из слабого раствора LiBr выпаривается, и раствор LiBr снова становится концентрированным (крепким). Крепкий раствор LiBr после генератора направляется обратно в абсорбер. Водяной пар из генератора поступает в конденсатор, где конденсируется за счет отвода теплоты конденсации к охлаждающей воде градирни. Сконденсировавшийся из водяных паров хладагент (вода) вновь поступает в испаритель. И цикл повторяется заново.

Библиографический список

1. Электронный ресурс <http://www.lessar.com>

*К.М.Иванова, студ., Д.А. Лапатеев, асп.;
рук-ли: В.М.Захаров к.т.н., проф., Н.Н.Смирнов доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РАБОТЫ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ С ТЕПЛОТРАЖАЮЩИМИ ЭКРАНАМИ

Известны следующие результаты испытаний энергосберегающих конструкций с теплоотражающими экранами [1].

Таблица 1. Стеклопакет 4М1×8×4М1×12×4М1 при различной установке экранов

Вариант	Тепловой поток $q, \text{Вт/м}^2$	Температура на внутреннем стекле, $t^\circ\text{C}$	Температура наружного стекла, $t^\circ\text{C}$	Температура внутри климатической камеры $t_{\text{вн}}^\circ\text{C}$	Температура наружи климатической камеры $t_{\text{н}}^\circ\text{C}$
Контроль	67,67	12,6	-11,97	20	-16
3 экрана с теплой стороны	36,13	2,81	-13,47	20	-16
3 экрана с холодной стороны	24,15	18,2	9,18	20	-16

Из полученных данных видно, что применение энергосберегающих конструкций с теплоотражающими экранами с теплой стороны снижает тепловые потери (на 87% по отношению к контролю), а применение ее с холодной стороны понизило тепловой поток (на 180% к контролю или к 3 экранам с теплой стороны на 50%).

Но при использовании энергосберегающей конструкции с холодной стороны встает вопрос об их долговечности в атмосферных условиях. В качестве защитного материала было предложено использовать поликарбонат. Различные производители отмечают, что поликарбонат имеет такие свойства, как: высокая прочность, устойчивость к атмосферным воздействиям, долгий срок службы (от 10 лет), низкая теплопроводность ($\lambda=0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$), малую плотность, экономичность. Собран ставень, представляющий собой каркас, из трех алюминиевых экранов и поликарбоната и в климатической камере АНО «Ивановской испытания» проведены следующие испытания:

Таблица 2. Данные испытаний ставня.

Вариант	Тепловой поток $q, \text{Вт/м}^2$	Температура на внутреннем стекле, $t^\circ\text{C}$	Температура наружного стекла, $t^\circ\text{C}$	Температура внутри климатической камеры $t_{\text{вн}}^\circ\text{C}$	Температура наружи климатической камеры $t_{\text{н}}^\circ\text{C}$
Контроль	67,67	12,6	-11,97	20	-16
Ставень с холодной стороны	37,17	16,75	3,18	20	-16
Ставень с теплой стороны	39,22	0,75	-13,57	20	-16

Из полученных данных таблиц 1 и 2 видно, что при применении поликарбоната тепловые потери увеличились, что свидетельствует о нецелесообразности применения его в качестве защитного материала. Поэтому нужно использовать другой материал, не влияющий на увеличение тепловых потерь, поиск которого будет продолжен в нашей научно-исследовательской работе.

Библиографический список

1. Бомон С., Хольтсвейлер Э., Захаров В.М., Смирнов Н.Н., Яблоков А.А., Лапатеев Д.А. Разработка и испытание автоматизированных окон с теплоотражающими экранами, отвечающих Российским и Европейским требованиям в области энергосбережения // Вестник ИГЭУ. – Иваново: Иван.гос. энерг. ун-т, 2013 г.. – №5. – С. 13-24.

*Ю.Э. Степанова, студ.; рук. В.К. Пыжов к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г.Иваново)*

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ «КЕРАМИЧЕСКИЕ МИКРОСФЕБЫ–СВЯЗУЮЩЕЕ»

В России ежегодно происходит рост тарифов на поставляемую потребителям тепловую и электрическую энергию. Причин появления этого негативного явления много. К основным из них следует отнести неэффективное использования энергоресурсов. Альтернативой нерациональному использованию энергии на источниках, при транспортировке и у потребителя является применение энергосберегающих

технологий и оборудования. Эта идеология должна применяться и при выполнении теплоизоляционных работ. В настоящее время рекламируется, производится и присутствует на рынке большое количество материалов, предлагаемых для проведения теплоизоляции оборудования и трубопроводов.

На общем фоне изоляционных материалов выделяется жидкая тепловая изоляция, по информации рекламодателей обладающая исключительными теплозащитными свойствами.

Жидкая теплоизоляция, которая известна также как «субстанция типа полые микросферы-полимерное связующее» или «жидкие керамические теплоизоляционные покрытия», стала использоваться сравнительно недавно. Жидкая изоляция представляет собой акриловую краску, содержащую полые или сплошные керамические (стеклянные) микросферы. Преимуществом материалов данного типа можно считать удобство нанесения, в том числе на поверхности со сложной геометрией. Жидкая теплоизоляция не горюча и является экологически чистым материалом.

Основным критерием привлекательности жидкой теплоизоляции является коэффициент теплопроводности, варьируемый рекламодателями в пределах от 0,0012 до 0,01 Вт/(м·К). Согласно информации, размещенной на сайтах целого ряда производителей «жидких теплоизолирующих покрытий», благодаря аномально низкому заявляемому коэффициенту теплопроводности слой материала, содержащего полые микросферы, при толщине 1 мм в состоянии заменить, например, слой пенополистерола толщиной 40 мм. Подобные заявления о полноценной замене традиционных теплоизолирующих материалов, по вполне понятным причинам, вызывают у многих недоверие.

Как показали исследования одним из полезных свойств жидкой теплоизоляции (композиционного покрытия) является способность эффективно отражать инфракрасное излучение, не только высокой интенсивности, например, солнечное, но и меньшей интенсивности, например, имеющее место внутри помещений.

Было выявлено, что композиционное покрытие является эффективным только при достаточно высокой объёмной концентрации микросфер (40-50 %). Немало важными факторами являются размер сфер (в простейшем случае радиус), расстояние между ними, толщина композиционного слоя, комплексные показатели преломления среды и сфер и длины волн рассеиваемого излучения [2].

На основе экспериментальных исследований [1] были сделаны следующие важные выводы.

Одним из условий эффективности жидкой теплоизоляции является степень черноты поверхности, на которую она наносится. Например, при нанесении «жидкого теплоизолирующего покрытия» на поверхность очищенной до металлического блеска трубы происходит увеличение скорости охлаждения воды залитой по сравнению с тем случаем, когда на поверхности трубы отсутствует какой либо теплоизолирующий материал. Эффект интенсификации теплообмена наблюдался на фоне снижения тепловых потерь только в том случае, когда перед нанесением «жидких теплоизолирующих покрытий» поверхность грунтовалась материалом темного цвета.

Использование «жидких теплоизолирующих покрытий», содержащих полые стеклянные микросферы, на нагретых поверхностях в зависимости от оптических свойств подложки, параметров окружающей среды и температурного режима эксплуатации может приводить как к снижению тепловых потерь, так и к интенсификации теплообмена. В докладе приводятся анализ исследований и других авторов, позволяющий сделать вывод о необходимости дальнейших исследований аномальных свойств «жидких теплоизолирующих покрытий» прежде чем необдуманно применять их для решения вопросов энергосбережения.

Библиографический список

1. Астахов Д.Н. Результаты исследований зависимости эффекта применения «жидких теплоизолирующих покрытий» на основе полых микросфер от оптических свойств подложки и дополнительного поверхностного слоя / Энергосовет.- М.: 2011. № 3.
2. Герман М.Л., Гринчук П.С. Математическая модель расчета теплозащитных свойств композиционного покрытия «керамические микросферы-связующее» / Инженерно-физический журнал. - Минск: 2002, ноябрь-декабрь, том 75, № 6 с. 43-53.

Секция 7. ЭКОЛОГИЯ ТЭС И ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

*Председатель секции профессор «Химии и химических технологий в энергетике» д.т.н. Б.М. Ларин
Секретарь секции к.т.н., доцент Н.А. Еремина*

*Ю.С. Зайцева, студ.; рук. Е.Н. Бушуев, д.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СХЕМ ВПУ НА БАЗЕ МЕМБРАННЫХ МЕТОДОВ

В настоящее время на ТЭС широко внедряются водоподготовительные установки (ВПУ) на базе мембранных методов. Технологические схемы таких ВПУ для получения обессоленной воды состоят из трех частей:

- предварительной очистки;
- установки обратного осмоса (УОО);
- ступени дообессоливания.

Ступень предварительной очистки может включать следующие технологии водообработки:

- традиционную коагуляцию в осветлителях с последующим фильтрованием на механических фильтрах (МФ);
- очистку с использованием осветлителей АКТИФЛО;
- прямоточную коагуляцию с последующим осветлением на установке ультрафильтрации (УУФ).

Состав ступени дообессоливания зависит от требований к качеству обессоленной воды и может состоять из следующих ступеней:

- Н-, ОН-ионирования;
- декарбонизации (Д);
- ионирования на фильтрах смешанного действия (ФСД);
- деминерализации на второй ступени УОО (УОО_{II});
- электродеионизации (ЭДИ).

Проведенный анализ ряда проектных решений показал, что наиболее рассматриваемыми схемами при проектировании строящихся или реконструируемых ВПУ для получения глубоко обессоленной воды являются:

- МФ–УУФ–УОО–Д–ФСД (схема №1);

- МФ–УФФ–УОО–Н–ОН–ЭДИ (схема №2);
- осветлитель АКТИФЛО–УОО–Д–УОО_{II}–ЭДИ (схема №3);
- осветлитель–УФФ–УОО–Н–ОН–ЭДИ (схема №4).

Разработаны методики по расчету указанных схем обессоливания, адекватность которых была проверена путем сопоставления с данными из проектной документации для ряда строящихся ТЭС и АЭС. Были проведены многовариантные расчеты технологических, экологических показателей для схем обессоливания воды на базе мембранных методов в широком диапазоне минерализации исходной воды ($[\text{SO}_4^{2-}] + [\text{Cl}] = 1\text{--}10$ мг-экв/л).

Проведенный расчетный анализ показал, что схема традиционного химического обессоливания по всем показателям уступает схемам на базе мембранных технологий, она является неэкологичной и требует большого расхода реагентов, в первую очередь кислоты и щелочи. К преимуществу этой схемы, следует отнести низкий коэффициент использования воды на собственные нужды.

Рассмотренные схемы позволяют получить обессоленную воду высокого качества и являются ресурсосберегающими, т.к. требуют малые расходы реагентов (рис. 1), при их эксплуатации образуются менее минерализованные сточные воды, что ведет к повышению экологичности ВПУ, снижению эксплуатационных затрат.

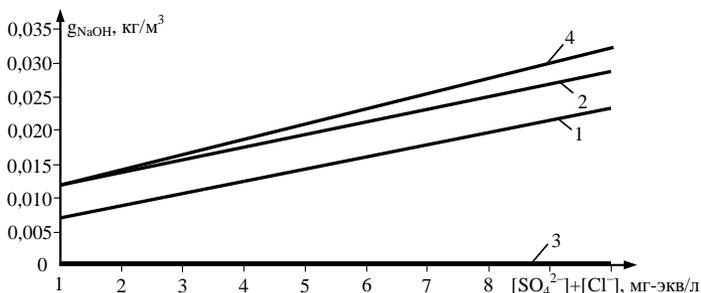


Рис. 1. График зависимости удельного расхода едкого натра от степени минерализации исходной воды для различных схем обессоливания воды:

1–4 – схемы №1–4 согласно принятой нумерации

У сравниваемых схем различия в показателях незначительны, поэтому за основу выбора необходимо брать обеспечение надежности получения обессоленной воды, возможность подвоза реагентов и капитальные затраты на внедрение новой технологии.

Схема №3 является наиболее оптимальной среди сравниваемых схем с точки зрения экологических и технологических показателей во

всем диапазоне минерализации, т.к. коэффициент экологичности, удельный сброс солей, объем приведенного стока, коэффициент собственных нужд имеют наименьшие значения. Кроме того, эта схема характеризуется наименьшей потребностью в кислоте и щелочи.

Наихудшими технологическими и экологическими показатели среди рассмотренных схем на базе мембранных технологий характеризуется схема №4, однако она наиболее надежна в получении глубоко обессоленной воды, особенно при обработке вод с высоким содержанием органических веществ.

*А.Ю. Будаева, магистр.,
рук: Н.А. Ерёмкина, к.т.н., доц.; Б.М. Ларин, д.т.н. проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ВОЗМОЖНОСТЬ УТИЛИЗАЦИИ РЕГЕНЕРАЦИОННЫХ ВОД УСТАНОВОК ХИМИЧЕСКОГО ОБЕССОЛИВАНИЯ ДОБАВОЧНОЙ ВОДЫ НА ТЭС

Стоки химического цеха тепловой электростанции в значительной степени формируются водами взрыхляющих промывок, отработанными регенерационными растворами и отмывочными водами ионитных фильтров [1]. Обычно, перед сбросом в природные водоемы стоки химцеха смешиваются с общестанционным стоком, что позволяет снизить концентрации солей, однако, общий солевой сброс может превышать ПДК и вызывать штрафные санкции со стороны контролирующих органов.

Экологические проблемы химводоочисток ТЭС являются одним из основных аргументов в пользу применения мембранных технологий водоподготовки в замен ионитных фильтров [2].

В данной работе предлагается простой метод сокращения объема минерализованных сточных вод обессоливающей установки на основе использования измерений электропроводности, с последующей раздельной утилизацией условно чистого и минерализованного стоков.

В качестве примера рассмотрена установка химического обессоливания Костромской ГРЭС (КГРЭС).

Было проведено технологическое испытание оборудования обессоливающей установки КГРЭС, в ходе которого получены выходные кривые регенерации катионитных и анионитных фильтров первого блока фильтров.

Для уменьшения расхода воды на собственные нужды установки на КГРЭС предусмотрен отвод от фильтров вод взрыхляющей промывки в бак промстоков с последующей очисткой и возвратом в технологический цикл.

Кислотный сток, как и щелочной, может быть разделен на два потока: условно чистый стоки минерализованный сток.

При наличии нескольких баков-нейтрализаторов, как на КГРЭС, появляется возможность собирать условно чистые стоки кислотной и щелочной регенерации в один бак-нейтрализатор, а минерализованные стоки кислотной и щелочной регенераций – в другой бак-нейтрализатор (рис. 1).

Таким образом, под контролем электропроводности стоков регенерации ионитных фильтров обессоливающей установки с блочным включением (КГРЭС) возможна раздельная утилизация маломинерализованных (возвращаются в технологический цикл) и высокоминерализованных (упариваются до увлажнённых солевых остатков, пригодных к вывозу ТЭС) регенерационных вод.

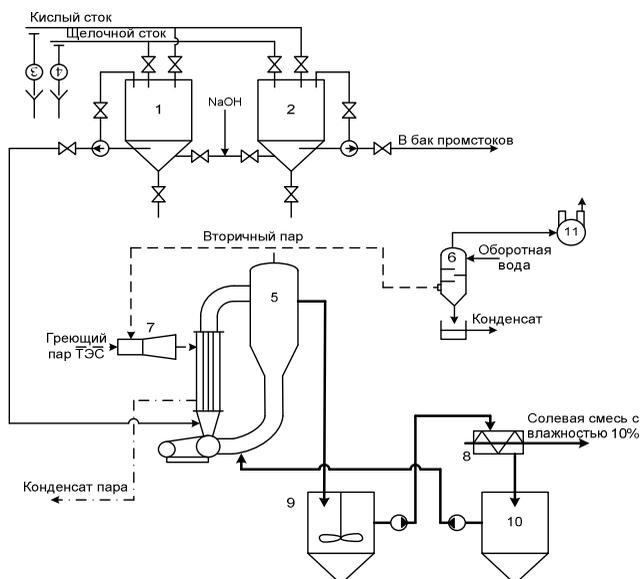


Рис. 1. Принципиальная схема разделения и утилизации регенерационных вод обессоливающей установки: 1, 2 – баки-нейтрализаторы химцеха; 3, 4 – датчики измерения удельной электропроводности; 5 – выпарной аппарат; 6 – конденсатор; 7 – паровой компрессор; 8 – центрифуга; 9 – бак с мешалкой; 10 – бак упаренного раствора; 11 – вакуумный насос

Библиографический список

1. **Правила** охраны поверхностных вод (типовые положения). М.: Государственный комитет СССР по охране природы. 1991.
2. **Серебрянников Н.И., Преснов Г.В., Храмчихин А.М., Седлов А.С., Шищенко В.В., Ларин Б.М.** Стратегия защиты водоемов от сброса сточных вод ТЭС ОАО «Мосэнерго» / Теплоэнергетика. 1998. №7. С. 2-6.

*Е.Г. Ухалова, магистр; рук. Е.В. Зайцева, к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г.Иваново)*

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПЕРЕВОДА КОТЛОВ НА СЖИГАНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Структура топливно-энергетического комплекса РФ несколько раз претерпела существенные изменения: до 70-х годов основную долю добываемого топлива составлял уголь, в 70-80-е – нефть, в 90-е годы по сегодняшний день – природный газ.

В настоящее время наблюдается моральное и физическое старения энергетического оборудования, значительная часть которого находится на техническом уровне, соответствующем 60-70 гг. XX века. В этих условиях все большее значение имеет модернизация существующих установок. Доля устаревшего оборудования в энергетике России составляет более 40 %. [1]

Основными топливами, сжигаемыми в паровых котлах, являются сегодня: природный газ – 70,3 %, каменные угли – 26 %, мазут – 1,7 %, прочие виды топлива – 2 %. [1]Т.е. можно говорить об очень высокой зависимости энергетики от природного газа, так как большую часть газа РФ экспортирует за границу. Поэтому можно говорить о негативной работе энергосистемы. Следовательно, в энергетике России в ближайшей перспективе необходимо увеличить долю угля с одновременным совершенствованием технологий его сжигания, направленных на снижение негативного воздействия на атмосферу и экономию топливно-энергетических ресурсов.

При сжигании органических топлив в котлах установлены допустимые уровни концентраций основных загрязняющих веществ в дымовых газах [1] (к ним относятся оксиды азота, оксиды серы, окись углерода и зола).

В отношении традиционных загрязнителей существует множество экологических технологий сжигания угля, которые обеспечивают нормативные концентрации выбросов в окружающую среду.

К таким технологиям относят:

- 1) Ступенчатое сжигание топлива.
- 2) Сжигание топлива в кипящем слое.
- 3) Сжигание в циркулирующем кипящем слое.

Каждая технология может подходить под те или иные задачи, поэтому их нельзя рассматривать с позиций самой лучшей и выделить преобладающую. Главным условием при выборе остается рациональность.

Таблица 1. Количество выбросов при сжигании газа и угля

Выбросы	Газ	Уголь
SO _x , г/с		444,14
NO _x , г/с	2,6	86,47
CO, г/с	2,87	528
Бенз(а)пирен, г/с	-	508,3 * 10 ⁻³
Зола, г/с	-	550,6

Для решения вопроса реконструкции электростанции при переводе на сжигание твердого топлива необходимо выполнить ряд следующих мероприятий:

- Выбор топлива, угля (марки);
- Выбор системы топливоприготовления и топливоподачи;
- Определение необходимости реконструкции котельной установки;
- Определение необходимости горелочных устройств;
- Система газоходов;
- Система золоудаления;
- Очистка уходящих газов.

Таким образом, ориентируясь на широкий спектр сжигания органического топлива, становится все более актуальным внедрение экологических мероприятий, которые дают возможность повысить эффективность работы ТЭС, а также значительно уменьшить экологические и экономические факторы. Возводимые объекты на основе перспективных технологий будут иметь хорошие сочетания экономических, технических и эксплуатационных характеристик.

Библиографический список

1. **Волков Э.П.**, Баринов В.А. Методология обоснования и перспективы развития электроэнергетики России - М. Энергоатомиздат. 2010. 556 с.
2. **Ольховский Г.Г.**, Тумановский А.Г. Проблемы и перспективы использования угля в электроэнергетике России.- Энергетик. №12.с 9-13.

Секция 8. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

*Председатель секции
зав. кафедрой «Паровые и газовые турбины»
к.т.н., доц. А.Л. Виноградов
Секретарь секции к.т.н., доцент Е.Ю. Григорьев*

*Н.Г. Хасанов, асп.; рук. А.Б. Шигапов, д.т.н. проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

СПОСОБ УЧЁТА ПЕРЕМЕННОСТИ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ТЕЛА СТАЦИОНАРНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Фундаментальное свойство работы газа – зависимость от пути термодинамического перехода системы из начального состояния в конечное [1]. Путь термодинамического перехода на каждом элементарном участке процесса определяется уравнением, связывающим, например, температуру и давление посредством показателя адиабаты $k = c_p / c_v$ [2]. В классической отечественной и зарубежной литературе [3,4] оценка работы газа производится по заранее осреднённой значению k . В тепловом расчёте обычно известен перепад давлений, эффективность процесса (изоэнтропический КПД), и начальная температура рабочего тела. Для определения калорических величин поиск конечной температуры процесса сжатия (расширения) T_2 ведётся итеративно, сходимости данного цикла не обеспечивает достоверного определения T_2 , причем погрешность тем выше, чем больше перепад давлений процесса. Кроме того, оперирование осреднённой по температуре теплоёмкостью \bar{c}_p и \bar{k} подразумевает их линейную зависимость от температуры [5]. c_p и k имеют сложную зависимость от температуры, как для воздуха, так и для продуктов сгорания [6,7]. В этом случае работу газа можно определить как $Q = L = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT$ [1]. Однако для воздуха нельзя пренебрегать зависимостью c_p и k и от давления

P [5]. Влияние вышеперечисленных свойств существенно обостряется в перспективных установках с промежуточным охлаждением воздуха в компрессоре.

В литературе учёт переменной теплоёмкости при расчёте работы рабочего тела представлен в основном численными методами. Их недостатком является невозможность определения действительной политропической температуры конца процесса. Анализ относительно прост и реализуем при использовании аппроксимационных зависимостей c_p и k от температуры низких порядков, что отрицательно сказывается на точности расчётов. Чрезвычайно затруднительна оценка влияния давления на c_p и k . Диаграммы энтальпия-энтропия-условное давление весьма точны [8], однако нарушается аналитическая стройность расчёта (значительное количество интерполяций табулированных данных), невозможность учёта влияния давления на c_p и k .

Авторами доклада предложена математическая модель: процесс расширения разбивается на элементарные участки, количество которых определяется требуемой точностью расчёта. Изменение теплоёмкости на данных участках является с высокой точностью линейным, и осреднённая по температуре теплоёмкость фактически является истинной c_p' . Процесс термодинамического перехода рабочего тела (зависимости температуры от давления) оценивается итеративно на участке небольшого приращения давления. Термические величины на элементарных участках сходятся очень точно на малых интервалах итеративного приближения. Совокупность участков процесса рассчитывается последовательно, параметры на входе в последующий участок равны параметрам на выходе предыдущего. Температура на выходе последнего участка расширения (сжатия) будет равна действительной конечной температуре политропической процесса T_2' . Известное распределение температур рабочего процесса позволяет построить непрерывную зависимость $c_p' = f(T; P)$. В докладе приводятся результаты расчёта процессов расширения и сжатия в рамках данной модели. Таким образом, достигается достоверная оценка T_2' , учёт переменной c_p и k от температуры и зависимость их от давления при сохранении аналитической стройности расчёта. Без учёта реальных термодинамических свойств рабочих тел невозможна разработка современной конкурентоспособной техники.

Библиографический список

1. Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. М.: «Энергия», 1968.
2. Цанев С.В. Бузов В.Д. Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: МЭИ, 2009. - 584 с.
3. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки. М., "Высшая школа", 1970.
4. Hih Saravanamutto. Gas Turbine Theory - Harlow, Pearson Education Limited, 2001.
5. Хасанов Н.Г., Шигапов А.Б. Влияние реальных свойств воздуха на показатели стационарных газотурбинных установок. Изв. вузов. Проблемы энергетики, 2014, № 9-10
6. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е изд., доп. и перераб. - М.: Наука, 1972. - 721 с.
7. P.J. Linstrom and W.G. Mallard, Eds., NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, National Institute of Standards and Technology.
8. Дорофеев В.М., Маслов В.Г., Первышин Н.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. М.: Машиностроение, 1973. — 144 с.

*А.А. Ямалтдинов, асп.; рук. А.Ю. Рябчиков д.т.н., с.н.с.
(УрФУ, г. Екатеринбург)*

МОДЕРНИЗАЦИЯ ВЫХЛОПНЫХ ПАТРУБКОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Выхлопные патрубки (ВП) паровых турбин обеспечивают отвод рабочего тела от последней ступени турбины в заданном направлении и являются конечным элементом ее проточной части. Как показали исследования [1,2] в ВП заложены значительные резервы повышения экономичности работы части низкого давления паровых турбин.

В условиях рыночной конкуренции между генерирующими компаниями и турбиностроительными заводами вопрос аэродинамического совершенствования ВП с минимальными трудозатратами представляет собой большую практическую ценность.

Анализ модернизаций конструкции ВП паровых турбин проводившихся с целью их аэродинамического совершенствования позволил выделить наиболее часто реализуемые:

- 1) Использование осерадиального диффузора [3].
- 2) Замена реберной системы жесткости на стержневую [4].
- 3) Увеличение габаритов ВП [5]
- 4) Вдув рабочего тела в предотрывную зону диффузора [6].
- 5) Применение диффузора с отрицательной перекрышей [7].
- 6) Установка или удаление дефлекторов и направляющих лопаток (ребер) в проточной части ВП [8].

При этом наибольший эффект удавалось получить путем их комбинации.

Сводный сравнительный анализ ряда выполненных модернизаций ВП представлен в табл. 1, где эффективность реализуемых мероприятий показана с использованием общепринятого коэффициента полных потерь $\xi_{\text{п}}$ [5].

Уменьшение коэффициента полных потерь ВП показывает и представляет собой разность $\xi_{\text{п}}$ исходного и модернизированного ВП.

На основании анализа табл.1. можно сделать вывод, что повышение эффективности ВП достигается, как с помощью масштабных изменений его конструкции (увеличение габаритов), так и за счет менее трудоемких мероприятий по организации внутреннего пространства диффузора.

Дальнейшие исследования необходимо направить на выявление наиболее эффективных универсальных способов совершенствования ВП, позволяющих получить наибольшее уменьшение коэффициента полных потерь ВП, при наименьших трудозатратах на их реализацию.

Развитие данного направления позволит снизить коэффициент полных потерь ВП в условиях станции, а так же при проектировании ВП для новых паровых турбин ТЭС.

Таблица 1 –Сводные данные по совершенствованию ВП паровых турбин

Турбина	Реализуемые мероприятия	$\xi_{\text{п}}$	Ист.
К-160-130 ХТГЗ (модернизация)	Удалена кольцевая направляющая лопатка, организованы окна в продольных и поперечном ребрах жесткости	0,3	[9]
К-160-130-2 ХТГЗ (новый патрубок)	Увеличены габариты, использован осердиальный диффузор, изменена направляющая лопатка	0,45	[9]
К-175/180-12,8 ТЭС (новый патрубок)	Увеличены габариты, использован осердиальный диффузор, удалена кольцевая направляющая лопатка, реберная система жесткости заменена на стержневую	0,85	[10]
К-330-23,5-1 (новый патрубок)	Увеличены габариты, объединены ВП правого и левого потока, реберная система жесткости заменена на стержневую	1,2	[11]

Библиографический список

1. Мигай В.К., Гудков Э.И. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Ленинград: Машиностроение, 1981. 272 с.
2. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. М.: МЭИ, 2002. 274 с.
3. Зысина-Моложен Л.М., Кузнецова В.М., Сачков Ю.С., Фельдберг Л.А. Эффективность осердиальных диффузоров при различных режимах течения. Теплоэнергетика. 1980. №5. С 19-23.

4. **Гудков Э.И., Конев В.А., Басов В.А.** Аэродинамические особенности выхлопных трактов ЦНД с патрубками малой осевой длины. Теплоэнергетика. 1990. №5. С 31-35.
5. РТМ 108.020.120-77. Аэродинамическое профилирование и расчет выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин. НПО ЦКТИ. 1979. 40 с.
6. **Субботович В.П., Юдин Ю.А., Лапузин А.В., Юдин А.Ю.** Аэродинамические исследования участка выходного диффузора турбины со специальным вдувом потока. Вестник НТУ «ХПИ». 2013. №12. С 30-35.
7. **Зарянкин А.Е., Симонов Б.П., Парамонов А.Н., Чусов С.А.** Аэродинамическое совершенствование выхлопных патрубков турбомашин. Теплоэнергетика. 1998. №1 С. 20-23.
8. **Юдин Ю.А., Лапузин А.В.** Повышение эффективности выхлопных патрубков ЦНД паровых турбин с помощью широкорежимного дефлектора. Вестник НТУ «ХПИ». 2005. №6. С. 60-64.
9. **Симою Л.Л., Лагун В.П.** Модернизация выхлопного патрубка турбины К-160-130 ХТГЗ. Электрические станции. 1985. №2. С 20-23.
10. **Гудков Н.Н., Кириллов В.И., Кошелев С.А., Адамсон Д.А., Рис В.В.** Особенности проектирования выхлопного патрубка паровой турбины К-175/180-12,8 ТЭС. Российская энергетика -2009. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. С 46-55.
11. **Гудков Н.Н., Рис В.В., Галаев С.А., Симою Л.Л., Кириллов В.И., Адамсон Д.А.** и др. Аэродинамическое проектирование выходных патрубков турбины К-330-23,5-1. Российская энергетика -2009. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. С 72-79.

*Н.А. Волгина, маг.; А.А Ямалтдинов, асп.;
рук. А.Ю. Рябчиков д.т.н., с.н.с.
(УрФУ, г. Екатеринбург)*

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЛАЖНОГО ПАРА В ЧАСТИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Совершенствование проточных частей паровых турбин в настоящее время достигается путем более точного учета особенностей течения пара одновременно во всех ступенях, используя метод вычислительной газогидродинамики, сроки выполнения и стоимость которого несопоставимо ниже, чем проведение натурного эксперимента [1].

С целью анализа течения влажного пара одновременно во всех ступенях части низкого давления (ЧНД) было проведено численное моделирование ЧНД турбины Т-250/300-240, используя лицензионный программный комплекс ANSYS CFX v14, в следующей последовательности:

1. Построение трехмерной модели ЧНД.
2. Наложение на 3D модель сетки контрольных объемов.
3. Задание граничных условий и свойств вещества.
4. Расчет.

5. Верификация.

ЧНД турбины Т-250/300-240 производства «Уральского турбинного завода» (УТЗ) представляет собой двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД), в каждом потоке которого выполнено по три ступени. Первая ступень является регулирующей с поворотной диафрагмой, высоты последующих рабочих и направляющих лопаток плавно возрастают. Рабочие лопатки последней ступени имеют длину 940 мм.

Для решения задачи численного моделирования с помощью программы Cgeo Parametric построена трехмерная модель правого потока ЦНД.

Сеточная модель, созданная в TurboGrid, лопаточных венцов направляющего аппарата и рабочего колеса каждой ступени ЧНД (рассматривалась периодическая часть, содержащая одну лопатку) состоит из гексаэдральных элементов. Количество узлов на венец увеличивалось с увеличением высот лопаток. Общее количество элементов составляет более 3,7 млн.

В численной модели в качестве рабочей среды принята двухкомпонентная двухфазная смесь – влажный пар, один из компонентов которой является сплошным – пар, а другой дисперсным - влага. Сплошная среда моделировалась в рамках вязкого теплопроводного реального газа. В данных моделях трехмерное течение рабочего тела описывается полной системой уравнений Навье-Стокса, осредненной по Рейнольдсу [2]. Для решения этой задачи использовалась двухпараметрическая дифференциальная модель Ментера SST. Как показала практика решения подобных задач, данная модель обладает хорошей точностью получаемых результатов. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между соседними венцами – «Stage» [3]. Стационарная задача рассматривалась при сочетании граничных условий – полные параметры потока на входе (P^* - давление и T^* - температура) и статическое давление на выходе. Критерием сходимости расчета являлось установление основных интегральных характеристик потока при достижении минимального значения величин их среднеквадратичных невязок.

Верификация результатов расчета (табл.1) показала, что значения, полученные при решении задачи численного моделирования течения пара в ЧНД, отличаются от значений теплового расчета ЧНД УТЗ не более чем на 4 %.

Табл. 1 –Верификация результатов расчета

Наименование величины	Результаты расчета	Значения теплового расчета
Полное давление на входе	98064 Па	101325 Па
Полная температура на входе	403,15 К	404,15 К
Статическое давление на выходе	6478,4 Па	6687,45 Па
Расход на входе	96 кг/с	92,3 кг/с
Расход на выходе	91,1 кг/с	88 кг/с

Таким образом, использование метода численного моделирования с заданием двухфазной среды позволило провести анализ трехмерного течения проточной части низкого давления турбины Т-250/300-240 УТЗ и получить результаты близкие к результатам тепловых испытаний.

Библиографический список

1. **Шубенко А.Л., Швецов В.Л., Голощанов В.Н., Солодов В.Г., Алехина С.В.** Совершенствование термогазодинамических характеристик проточных частей мощных паровых турбин. Х.: Цифровая типография № 1, 2013. – 172 с.
2. **Русанов А.В., Ершов С.В.** Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин; Монография. – Харьков, ИПМаш НАН Украина, 2008. – 275 с.
3. **Шелковский М.Ю.** Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток. Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15. № 3-4. С 27-36.

*П.С. Хазов, студ.; рук. Е.Ю. Григорьев к.т.н., ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ШИРОКОУГОЛЬНЫХ ДИФFUЗОРНЫХ СЕДЕЛ В СТОПОРНЫХ И РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНАХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Регулирующие клапаны, являясь исполнительными органами системы регулирования турбины, призваны обеспечивать ее надежную работу при всех возможных нагрузках, одновременно выполняя и роль дополнительной защиты турбины от разрушения в экстремальных ситуациях.

В полной мере указанные функции штатные клапаны практически всех турбостроительных фирм не выполняют, так как все их элементы испытывают большие динамические нагрузки, обусловленные высоким уровнем пульсаций давления в проточной части клапанов. В ряде случаев это ведет к появлению на некоторых режимах работы автоко-

лебаний, конечным результатом которых чаще всего является разрушение штоков.

Принято считать, что высокая нестационарность потока в проточной части клапана генерируется самим клапаном. На это указывают и прямые измерения пульсаций давления за диффузорными седлами клапанов [1]. Согласно этим измерениям пульсации давления в потоке, поступающем к сопловым аппаратам регулирующей ступени, достигают 10% от давления свежего пара. Для турбин с начальным давлением $p_0=23,7$ МПа эти пульсации могут составить 2,4 МПа [1]. Возникающие при таких пульсациях давления динамические нагрузки неизбежно ведут к появлению повышенной вибрации всей системы паровпуска и связанных с ней паропроводов, при расположении регулирующих клапанов отдельно от корпуса турбины. В некоторых случаях уровень этих вибраций не позволяет нормально эксплуатировать турбину.

Высокие динамические нагрузки, действующие в системе паровпуска, являются основной причиной разрушения многих элементов регулирующих клапанов, среди которых наиболее часто разрушаются штоки.

В связи с этим большой практический интерес представляет задача создания регулирующих клапанов в минимальной степени возмущающих поток пара и слабо реагирующих на пульсации давления, возникающие в нестационарном потоке.

Решить указанную проблему удалось в новом клапане, где предлагаемые меры сводятся к созданию условий, исключающих отрыв потока в широкоугольных седлах с помощью продольного оребрения.

Исследование характера течения в новом клапане проводилось расчетным методом с использованием прикладного программного пакета Ansys CFX. Была произведена серия расчетов работы клапана в нормальных условиях при различном положении чашки клапана, а также моделирование работы клапана в двух аварийных режимах с имитацией ситуации обрыва паропровода за и перед клапаном.

Полученные результаты свидетельствуют о лучших технико-экономических показателях работы клапана на всех режимах с широкоугольным оребренным седлом по сравнению клапанами традиционной конструкции.

Библиографический список

1. Зарянкин, А.Е. Регулирующие и стопорно – регулирующие клапаны паровых турбин / А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов. - М. Издательство МЭИ. - 2005.

*А.Д. Водениктов, студ.; рук. Е.Ю. Григорьев к.т.н., ст. преп.
(ИГЭУ, г.Иваново)*

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОЙ СЕРИИ СТРУЕВЫПРЯМИТЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ПАРОПРОВОДОВ ТЭС И АЭС

Говоря об экономичности и надежности работы энергетических установок необходимо стремиться не только к совершенствованию основного оборудования, но и вспомогательного. Особое место в борьбе за надежность и экономичность занимают вопросы, связанные с аварийностью трубопроводов тепловых и атомных электростанций.

Причины аварий на трубопроводах различны, это в первую очередь и эрозионно-коррозионный износ, некачественные ремонты, ошибки при проектировании и монтаже и т.д.

Ситуация усугубляется так же тем, что трубопроводы имеют весьма протяженную длину с большим количеством местных сопротивлений (отводы, тройники, задвижки и т.д.). Неизбежно такая конфигурация трубопроводных систем не способствует улучшению их гидравлических характеристик, которые в конечном итоге определяют показатели экономичности и надежности работы трубопроводов.

При движении потока в сложных трубопроводных системах после отводов, регулирующей арматуры и т.д. поле скоростей в поперечных сечениях последующего участка трубопровода приобретает исключительно сложный характер. При этом обычно реализуется весь диапазон скоростей от нулевых до максимальных значений с образованием вихревых структур, которые резко ухудшают вибрационные характеристики работы трубопроводов.

Задача по снижению негативного влияния местных сопротивлений на трубопроводах может быть решена за счет использования гасителей неравномерности потока (струевыпрямителей). В настоящее время, такие системы используются в первую очередь для сокращения длин прямых участков перед расходомерными устройствами [1], однако их использование ограничено вследствие довольно больших гидравлических сопротивлений.

В материалах доклада представлены результаты разработки новой серии струевыпрямителей со сниженным гидравлическим сопротивлением. Гидравлическое сопротивление предлагаемых струевыпрямителей ниже в 3-5 раз, в сравнении с используемыми в настоящее время в промышленности (типы Цанкер, Шпернкель, трубчатый), а выравняющая способность, выражаемая отношением максимальной скоро-

сти к средней в выходном сечении на расстоянии одного диаметра трубы от струевыпрямителя выше в 2 раза.

Библиографический список

1. www.emis-kip.ru [Электронный ресурс]

*А.И. Аверин, студ.; рук. Е.Ю. Григорьев к.т.н., ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕВЫХ ПОТЕРЬ В ТУРБИННЫХ РЕШЕТКАХ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

В настоящее время повышение КПД проточных частей паровых и газовых турбин представляет весьма сложную задачу.

Действительно, если рассматривать мощные энергетические газовые турбины, то КПД их проточных частей достигает 91÷92%, что вплотную приблизило указанные значения к теоретическим возможным величинам.

Возможности повышения КПД проточных частей паровых турбин несколько выше, здесь возможность повышения экономичности имеются в цилиндрах высокого и низкого давлений, т.к. лопаточный КПД цилиндров среднего давления уже находится на уровне 90÷92%.

Однако резерв повышения указанных характеристик все еще имеется. Большой интерес представляет собой работа связанная с разработкой и исследованием способов снижения концевых потерь, которые имеют место быть при течении в сопловых и рабочих решетках турбомашин. Доля этих потерь в среднем составляет 15÷30% от суммарных потерь в указанных решетках, а в случае решеток с короткими лопатками и до 40÷50%.

Для решений этой задачи предлагается использовать следующие меры управлением потока:

- установка перегородок на бандажах и хвостовиках лопаток;
- использование канавок со стороны спинки профиля;
- отсос пограничного слоя со спинки лопатки.

Первый и второй способы направлены на введение дополнительных конструктивных элементов в межлопаточные каналы, препятствующие развитию интенсивных вторичных течений. Третий способ

основан на непосредственном воздействии на пространственные пограничные слои применением отсоса части рабочей среды.

Отличительной особенностью создаваемого нового лабораторного стенда для экспериментальной отработки предложенных решений является возможность проводить испытания в условиях различной высоты лопаток (до 140 мм- лопатки цилиндров высокого и среднего давлений), что является крайне важным, т.к. позволяют найти оптимальные решения для любой высоты лопаток.

*Р.Ю. Шлёнкин, студ.; рук. А.Л.Виноградов к.т.н., доцент.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИННОВАЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ТУРБИН ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКОГО КЛАССА С ПЕРЕВОДОМ ИХ НА ОТОПИТЕЛЬНУЮ НАГРУЗКУ

Характерной особенностью энергетики последних лет является постоянное снижение отпуска тепла паровых турбин. Из анализа показателей работы ТЭЦ видно, что больше всего снизилась потребность в отпуске производственного пара, что в свою очередь приводит к снижению экономических и эксплуатационных показателей ТЭЦ, а для противодавленческих турбин - к заметному снижению электрической мощности и даже к длительным простоям.

Следует отметить, что простаивающее оборудование не только не дает прибыли, но и требует затрат на поддержание его в рабочем состоянии, на содержание эксплуатационного персонала, на амортизацию, налоги и т.п. Особенно серьезной проблемой является стояночная коррозия и проблемы ремонта запорной арматуры.

Всего на 45 ТЭЦ в России установлено 68 турбин Р-50 и 18 турбин Р-100 общей номинальной мощностью 5.2 млн. кВт [1]. Коэффициент использования 37% турбин Р-50 и Р-100 общей мощностью 1.9 млн. кВт близок к нулю, а у остальных турбин он чрезвычайно низок.

Таким образом, в настоящее время при возрастании энергопотребления вопрос о вводе в строй простаивающих турбин типа «Р», имеющих значительный резерв паркового ресурса, стоит особенно остро и решение этого вопроса позволит по существу провести техническое перевооружение основного оборудования ТЭЦ с минимальными затратами.

Реконструкция предполагает поставку ЦСД с сохранением имеющейся на станции турбины Р-46(50)-90 (130)/11 и оборудования турбоустановки (стопорного клапана, маслосистемы, системы регенеративного подогрева питательной воды, сохранение генератора и др.).

ЦВД остается на прежнем месте, на существующем фундаменте. Соединение с валом генератора сохраняется. Существующий передний блок турбины переносится вперед примерно на 5 метров и размещается на достраиваемой части фундамента. ЦСД располагается в передней части существующей турбины. Ротор ВД модернизируется для обеспечения возможности соединения его с полумуфтой РСД. Корпус подшипников №2 и №3, вкладыш подшипника №2 поставляются новые.

Расположение фиксупункта турбины – на раме заднего подшипника со стороны генератора – сохраняется. Расширение турбоагрегата по-прежнему будет происходить в сторону переднего подшипника. Такое решение позволяет сохранить систему зазоров в проточной части существующей турбины. Для уменьшения силового воздействия на корпус турбины со стороны трубопроводов, соединяющих турбину с ПСГ, на этих трубопроводах устанавливаются сильфонные компенсаторы.

РСД откован заодно с дисками 1-5 ступеней, диски 6 и 7 ступеней – насадные. Полумуфта выполняется также насадной.

Турбина снабжена регулирующей ступенью с поворотной диафрагмой для организации дополнительного регулируемого теплофикационного отбора пара.

За 3 и 5 ступенями ЦСД организуются отборы пара на ПНД-2 и ПНД-1 соответственно. Эти отборы используются для подогрева конденсата греющего пара, направляемого в станционные деаэраторы. За 5 ступенью также организован регулируемый отбор пара с номинальным давлением 1,2 кгс/см² на станционную бойлерную установку.

На выхлопе турбины, непосредственно под турбиной, устанавливается подогреватель сетевой воды горизонтального типа с поверхностью теплообмена 1850 м². Этот подогреватель, типа ПСГ-1850-0,6-1,6-1, будет обеспечивать подогрев сетевой воды в количестве от 1000 до 3200 т/ч с 39-70°С до 80–120°С или охлаждение пара, выходящего из турбины на конденсационных режимах. На конденсационных режимах охлаждение конденсирующегося пара производится циркуляционной водой. Таким образом, один и тот же теплообменный аппарат будет выполнять функции бойлера (во время отопительного периода) или конденсатора (когда нет теплофикационной нагрузки, например, летом).

Предложенный вариант модернизации турбоустановки Р-46(50)-90 (130)/11 позволяет обеспечить ее работу с отопительной нагрузкой. Разработанные основные положения по модернизации являются базовыми для реконструкции других турбомашин противоаварийного класса.

*С.С. Демин, студ.; рук. В.А. Буданов к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г.Иваново)*

МОДЕРНИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСНОГО ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ГАЗОВЫХ ТУРБИН ГТЭ-160

В настоящее время большое количество парогазовых установок, построенных у нас в стране, базируются на ГТЭ-160, производимых ОАО «Силовые машины». На долю газотурбинных установок приходится около 2/3 вырабатываемой энергоблоком электрической мощности. В свою очередь большая часть мощности, вырабатываемой газовой турбиной, расходуется на привод компрессора. Одним из способов повышения мощности парогазового энергоблока, а вместе с тем и улучшения его показателей экономической эффективности, является снижение мощности, расходуемой на привод компрессора путем снижения аэродинамического сопротивления воздушного тракта до компрессора [1].

Модернизация комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ) газовых турбин ГТЭ-160 предусматривает увеличение площади его проходного сечения. Увеличение площади сечения канала достигается установкой дополнительных ячеек (модулей) под фильтрующие элементы. Целью модернизации является снижение аэродинамического сопротивления КВОУ и всего воздушного тракта до входа воздуха в ГТУ за счет оптимизации формы конфузора и увеличения площади фильтрации (количества фильтров) в КВОУ. Кроме этого была проведена оптимизация конструкции антиобледенительной системы, с целью более равномерного подогрева всей входной поверхности КВОУ, с проработкой альтернативного варианта подогрева воздуха в теплообменниках сетевой водой через промконтур с этиленгликолем.

Для большей эффективности распыления воздуха и более эффективной защиты от обледенения, в рамках модернизации была произведена замена устройств подачи горячего воздуха в воздушный поток КВОУ на более производительные по площади покрытия. Расход воз-

духа при этом остался прежним. Изменения в системе распределительных воздухопроводов также не потребовалось.

Сравнительные характеристики КВОУ до и после модернизации приведены в табл. 1.

В результате проведенной модернизации КВОУ на ТЭЦ-21 филиала ОАО "Мосэнерго", КПД ГТЭ-160 увеличилось на 0,24 %.

Таблица 1. Сравнительные характеристики КВОУ до и после модернизации

№ п/п	Наименование параметра	До модернизации	После модернизации
1.	Общий расход воздуха при 15°C	1422000 м ³ /ч	1422000 м ³ /ч
2.	Количество комплектов фильтров	390 шт.	480 шт.
3.	Расход воздуха через один комплект	3646 м ³ /ч	2960 м ³ /ч
4.	Аэродинамическое сопротивление: - влагоуловителей - фильтров ФГО и ФТО	105 Па 260 Па	32 Па 170 Па
5.	Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта до входа в ГТУ-160	1000 Па	837 Па
6.	Количество форсунок для распыления горячего воздуха	120	160

Библиографический список

1. Газотурбинные энергетические установки: [учебное пособие для вузов] / С. В. Цанев [и др.] ; под ред. С. В. Цанева.—М.: Издательский дом МЭИ, 2011.

СОДЕРЖАНИЕ

Секция 1. Тепловые электрические станции

<i>Конюшин М.В.</i> О классификации методов оптимизации режимов работы ТЭЦ; <i>рук. Сергеев В.В.</i>	3
<i>Хамидуллин Т.И.</i> Перспективы сжигания тяжелых нефтяных остатков; <i>рук. Чичирова Н.Д.</i>	5
<i>Бобич А.А.</i> Интенсивное энергосбережение на ТЭЦ; <i>рук. Романюк В.Н.</i>	6
<i>Оришу Ч.</i> Техничко-экономическая эффективность работы ТЭЦ на основе эксергетической методологии; <i>рук. Боруш О.В.</i>	8
<i>Голубева Л.Ф.</i> Повышение эффективности паротурбинного энергоблока путем надстройки фреонового контура; <i>рук. Григорьева О.К.</i>	10
<i>Кудрявцева Е.В.</i> Повышение эффективности работы теплофикационных турбоустановок ТЭЦ; <i>рук. Шаранов В.И.</i>	12
<i>Ильин О.В.</i> Бесконтактный подход измерения ЭП основанный на трансформаторном методе; <i>рук. Чичирова Н.Д.</i>	14
<i>Аладьина А.О.</i> Применение контактных экономайзеров на ТЭС; <i>рук. Барочкин А.Е.</i>	16
<i>Баикин С.С.</i> Определение фактических тепловых нагрузок источников централизованного теплоснабжения; <i>рук. Барочкин А.Е.</i>	18
<i>Безкорвайный Р.Н.</i> Повышение эффективности и надёжности котла ТГМП-1202 за счёт применения подовых горелочных устройств; <i>рук. Шельгин Б.Л.</i>	20
<i>Васильева С.Ю.</i> Получение дополнительной мощности на ТЭС путём применения турбодетандерных агрегатов; <i>рук. Орлов Г.Г.</i>	22
<i>Волков А.Е.</i> Расчетное исследование особенностей работы котлоагрегата Е-320-140-545 ГМ при переводе его на сжигание природного газа; <i>рук. Шельгин Б.Л.</i>	23
<i>Богдан Е.В.</i> Изменение условий эксплуатации станций при вводе Белорусской АЭС; <i>рук. Карницкий Н.Б.</i>	24

- Горева К.С.* Нормы расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию зданий ТЭС; *рук. Барочкин А.Е.* 26
- Горшенин С.Д.* Гидродинамическая обстановка в баке деаэратора и кинетика термического разложения гидрокарбонатов; *рук. Ледуховский Г.В.* 28
- Зимин А.П.* Точность расчета показателей тепловой экономичности ТЭС в зависимости от способа сведения материальных балансов по данным первичного учета; *рук. Ледуховский Г.В.* 30
- Лагин А.В.* Исследование показателей работы котлоагрегата БКЗ-320-140ФБ при переводе его на сжигание природного газа; *рук. Шельгин Б.Л.* 32
- Лялин А.В.* О возможности повышения мощности энергоблока 300 МВт за счёт установки в газоходе котла ТГМП-314 турбинного водяного экономайзера; *рук. Шельгин Б.Л.* 34
- Панов А.Н.* Определение расхода пара и величины подпитки теплосети в диалоговом режиме с ЭВМ; *рук. Орлов Г.Г.* 36
- Панов Л.М.* Расчетный анализ изменения условий работы котла ТГМЕ-464 при повышенной температуре питательной воды; *рук. Шельгин Б.Л.* 37
- Потапов А.М., Разинков А.А.* Алгоритм оценки эффективности применения гидромуфт на питательных насосах энергоблоков Печорской ГРЭС; *рук. Ледуховский Г.В.* 39
- Разинков А.А., Петухова А.Ю.* Вакуумно-атмосферная деаэрационная установка на базе деаэраторов "ДСА" и "АВАКС"; *рук. Ледуховский Г.В.* 41
- Румянцев Р.О.* Построение процесса расширения пара в турбине и определение параметров водяного пара в характерных точках в диалоговом режиме; *рук. Орлов Г.Г.* 43
- Фимин А.Б.* Предложение модернизации котла ПК-41 при увеличении мощности энергоблока Конаковской ГРЭС до 330 МВт; *рук. Шельгин* 44

Секция 2. Промышленная теплоэнергетика

<i>Базукова Э.Р.</i> Контроль состояния тепловой изоляции для определения фактических тепловых потерь при транспортировке теплоносителя; <i>рук. Ваньков Ю.В.</i>	47
<i>Мнушкин Н.В., Игонин В.И.</i> Особенности системного анализа энергетической установки через ее удельные характеристики; <i>рук. Игонин В.И.</i>	48
<i>Надеев А.А.</i> Газораспределительное устройство для аппаратов с центробежным псевдооживленным слоем; <i>рук. Бараков А.В.</i>	50
<i>Плахута А.Д.</i> Определение максимальной дальности передачи тепловой энергии от теплоисточников; <i>рук. Барановский В.В.</i>	53
<i>Звонарева Ю.Н.</i> Переход от центральных тепловых пунктов к индивидуальным; <i>рук. Ваньков Ю.В.</i>	55
<i>Абакин Д.А.</i> Использование теплоты расплава для повышения энергетической эффективности стекловаренной печи; <i>рук. Соколов Б.А.</i> ...	56
<i>Андреев С.В., Смирнов А.А.</i> Гидравлический расчёт тепловой сети от котельной ИГЭУ; <i>рук. Коновалов А.В., Сенников В.В.</i>	58
<i>Андреев С.В., Смирнов А.А.</i> Расчёт надежности тепловой сети от котельной ИГЭУ; <i>рук. Коновалов А.В., Сенников В.В.</i>	60
<i>Бойчук Н.А., Трояновский А.Б.</i> Газогенераторная установка для переработки древесных отходов; <i>рук. Авдюнин Е.Г.</i>	61
<i>Лапшин С.С.</i> Модель турбулентности при развитии пожара; <i>рук. Авдюнин Е.Г.</i>	63
<i>Мезенцева В.Е., Ихьянова М.А.</i> Реконструкция системы теплоснабжения лесосушильной камеры; <i>рук. Тимошин Л.И.</i>	65
<i>Пшеничнова Е.Е.</i> Исследование режимов эксплуатации теплового насоса "воздух-вода" для систем тепло- и холодоснабжения; <i>рук. Пыжов В.К.</i>	66
<i>Рубанов Д.М.</i> Сфера применения вакуумных деаэраторов в системах теплоснабжения; <i>рук. Субботин В.И.</i>	68
<i>Смирнова К.П.</i> Модернизация водогрейной котельной в мини-ТЭЦ на основе двигателя Стирлинга; <i>рук. Васильев С.В., Банников А.В.</i>	70

Чугунова А.Н. Повышение энергетической эффективности водогрейной котельной; рук. Васильев С.В., Банников А.В. 72

Секция 3. Автоматизация технологических процессов

Чуланов Д.А. Повышение степени автоматизации процесса разработки проекта АСУ ТП в SCADA-системе «Текон»; рук. Кондрашин А.В. . 75

Зуев Н.А., Смирнов М.С. Идентификация объектов управления с помощью генетических алгоритмов; рук. Тетеревков И.В. 77

Литова А.Н. Построение адаптивных систем с управлением по выходу; рук. Тетеревков И.В. 79

Колосова Ю.С. О значимости технологической подготовки объекта в задачах управления технологическими процессами; рук. Кондрашин А.В. 81

Бусурманова Э.И. Энергосбережение в котельной установке с высоковольтными регулируемыми электроприводами; рук. Тергемес К.Т. . 83

Ашмарина Н.Г., Буянова Е.Н. Современное состояние систем регулирования турбин АЭС и перспективы их развития; рук. Кондрашин А.В. 85

Махов Д.С., Бойцова Я.Н. Задачи модернизации систем автоматического управления на энергоблоке Белоярской АЭС; рук. Кондрашин А.В. 87

Кольчугина Ю.Ю. Актуальность модернизации автоматики теплового пункта Ивановской ТЭЦ-3; рук. Кондрашин А.В. 89

Матюшкин Д.А. Разработка подсистемы диагностики для АСР температуры перегретого пара; рук. Тетеревков И.В. 91

Дозморов П.Г. Применение интегральных преобразований при расчёте надёжности систем управления; рук. Тетеревков И.В. 93

Шатских В.О. Расчёт показателей надёжности систем автоматизации с применением полумарковских процессов; рук. Тетеревков И.В. 95

Синицына И.Д., Штыкова А.С. Проверка расчётных соотношений при вычислении вероятностей событий при повторных независимых испытаниях; рук. Горнушкин А.Р. 97

Усачёв Д.А. Исследование реакции системы на импульсный входной сигнал; рук. Горнушкин А.Р. 98

Секция 4. Технология воды и топлива

Ильин О.В. Бесконтактный подход измерения ЭП основанный на трансформаторном методе; рук. Чичирова Н.Д. 101

Родина Е. В., Римашевская Е.Д. Исследование программного проектирования ВПУ ТЭС и АЭС; рук. Чиж В. А. 103

Михайлова К.В. Выбор условий коагуляции воды сульфатом алюминия на ТЭС с учетом затрат; рук. Виноградов В.Н. 105

Сорокина А.Я. Промышленные испытания нового автоматического анализатора примесей водного теплоносителя; рук. Ларин А.Б. 107

Власов Н.В. Разработка и внедрение лабораторного стенда «Установка обратного осмоса и химического обессоливания»; рук. Ларин А.Б. 109

Щеголева Е.А., Дубровина Е.С. Разработка и внедрение АОС "Совершенствование технологии водного теплоносителя энергоблока АЭС с ВВЭР-1000"; рук. Ларин Б.М. 111

Будаева А.Ю. Особенности нормирования и контроля водно-химического режима котла-утилизатора ПГУ с каскадной схемой непрерывной продувки; рук. Ерёмкина Н.А. 113

Сагдиева Р.Э. Исследование влияния ряда факторов на технологические характеристики установки обратного осмоса; рук. Бушуев Е.Н. 115

Крупина Ю.А., Сачихина Ю.В. Ускоренный метод контроля качества ионитов; рук. Ларин Б.М. 117

Секция 5. Теоретические основы теплотехники

Зинуров В.Э., Шалина М.Ю. Оценка уровня работоспособности энергетических систем по комплексу параметров; рук. Круглов В.И. 119

- Дорж Д.* Эмпирическое уравнение для расчета теплонапряженности в зоне взаимодействия газовых факелов; *рук. Жилкин Б.П.* 121
- Додов И.Р.* Моделирование теплообменных процессов в двухфазных температурных средах; *рук. Москаленко Н.И.* 123
- Егорова Е.С.* Отладка и ввод в эксплуатацию двух лабораторных стендов по определению изобарной теплоемкости воздуха; *рук. Чухин И.М.* 125
- Семенов А.С.* Отладка и ввод в эксплуатацию двухцелевого лабораторного стенда по определению области применения уравнения Ван-дер-Ваальса и изучению эффета Джоуля-Томсона; *рук. Чухин И.М.* 127
- Морару Е.Д., Маковкин С.А.* Отладка и ввод в эксплуатацию двух лабораторных стендов по изучению термодинамических свойств влажного атмосферного воздуха; *рук. Чухин И.М.* 129
- Штрокова Е.В., Яковлева А.А.* Исследование процесса теплопередачи при вынужденном течении жидкости в трубе (труба в трубе); *рук. Созинова Т.Е.* 131
- Гоголева К.Д., Кочетова А.А., Щёткина К.Е.* Исследование теплопередачи через гладкую и оребренную трубы; *рук. Ракутина Д.В.* 133
- Касаткин К.А., Ключин А.А.* Изучение первого закона термодинамики на имитационной математической модели при движении воздуха в трубе; *рук. Ракутина Д.В.* 135
- Пророкова М.В.* Экспериментальное исследование лабораторного стенда "Определение коэффициента теплопроводности воздуха методом нагретой нити"; *рук. Бухмиров В.В.* 137
- Щербаков М.С., Окатов И.М.* Изучение теплообмена излучением; *рук. Бухмиров В.В., Сулейманов М.Г.* 139
- Буланова А.А., Острянская Н.В.* Определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции воздуха на обогреваемом цилиндре; *рук. Бухмиров В.В., Сулейманов М.Г.* 141
- Кустова Г.В., Копосов А.С.* Исследование теплоотдачи при пузырьковым кипением жидкости; *рук. Бухмиров В.В.* 143
- Окатов И.М., Щербаков М.С.* Исследование коэффициента теплопроводности фторопласта; *рук. Бухмиров В.В., Гаськов А.К.* 145

<i>Кругликов Д.А.</i> Расчет пластинчатого теплообменного аппарата; <i>рук. Бухмиров В.В., Щербакова Г.Н.</i>	147
<i>Родионов Г.А., Бухмиров В.В.</i> Повышение уровня турбулизации в камерном насосе	149
<i>Попов Н.М., Ларионов С.В.</i> Исследование теплоотдачи при различных режимах кипения воды методом регулярного режимаа; <i>рук. Бухмиров В.В., Солнышкова Ю.С.</i>	151
<i>Поляк М.В., Мильков А.А.</i> Исследование теплоотдачи при конденсации водяного пара на вертикальной трубе; <i>рук. Бухмиров В.В., Солнышкова Ю.С.</i>	153
<i>Пророкова М.В.</i> Программа "Определение уровня и степени комфортности микроклимата помещений"; <i>рук. Бухмиров В.В.</i>	155

Секция 6. Энергоресурсосбережение

<i>Синицин А.М.</i> Лабораторный стенд для контроля материалов, используемых в термоэлектрических генераторах; <i>рук. Уланов В.А.</i>	157
<i>Муслина Д.Б.</i> Интенсивное энергосбережение на отделочных производствах предприятий легкой промышленности; <i>рук. Романюк В.Н.</i>	158
<i>Патрашкин Е.А., Климов Е.И.</i> Локальные энергосистемы на базе ветроэнергетических установок; <i>рук. Соломин Е.В.</i>	160
<i>Киричев А.В., Климов Е.И., Ежиков Н.И.</i> О лабораторном моделировании режима работы ФЭП в течение суток максимальной интенсивности солнечного излучения в линзовом концентраторе на широте г. Челябинск; <i>рук. Кирпичникова И.М.</i>	162
<i>Дьяконов А.А., Крайнева А.А.</i> Повышение энергетической эффективности системы теплоснабжения общественного здания, путём снижения тепловых потерь и реконструкции системы отопления; <i>рук. Тимошин Л.И.</i>	164
<i>Сафронов А.С., Румянцев Е.С., Токунов В.Н.</i> Анализ энергоэффективности установки теплоотражающих экранов и приточных клапанов; <i>рук. Смирнов Н.Н., Лапатеев Д.А.</i>	165

<i>Тупикина А.А.</i> Анализ энергетической эффективности Российской экономики; <i>рук. Чернов С.С.</i>	167
<i>Ганин П.В.</i> Повсеместное энергосбережение в сфере ЖКХ; <i>рук. Рожнецова Н.В.</i>	169
<i>Сираев Л.И.</i> Модернизация многоквартирных домов с целью энергосбережения и энергоэффективности; <i>рук. Рожнецова Н.В.</i>	171
<i>Галыня С.И., Исаев М.Ш.</i> Тригенерация; <i>рук. Карницкий Н.Б.</i>	172
<i>Иванова К.М., Лапатеев Д.А.</i> Надёжность и долговечность работы энергосберегающих конструкций с теплоотражающими экранами; <i>рук. Захаров В.М., Смирнов Н.Н.</i>	175
<i>Степанова Ю.Э.</i> Анализ эффективности теплоизоляционных свойств композиционного покрытия "Керамические микросферы - связующее"; <i>рук. Пыжов В.К.</i>	176

Секция 7. Экология ТЭС и промышленных предприятий

<i>Зайцева Ю.С.</i> Исследование изменения технологических и экологических показателей схем ВПУ на базе мембранных методов; <i>рук. Бушуев Е.Н.</i>	179
<i>Будаева А.Ю.</i> Возможность утилизации регенерационных вод установок химического обессоливания добавочной воды на ТЭС; <i>рук. Ерёмкина Н.А., Ларин Б.М.</i>	181
<i>Ухалова Е.Г.</i> Экологические аспекты перевода котлов на сжигание твердого топлива; <i>рук. Зайцева Е.В.</i>	183

Секция 8. Паровые и газовые турбины

<i>Хасанов Н.Г.</i> Способ учета переменности рабочего тела стационарной газотурбинной установки; <i>рук. Шигапов А.Б.</i>	185
<i>Ямалтдинов А.А.</i> Модернизация выхлопных патрубков паровых турбин; <i>рук. Рябчиков А.Ю.</i>	187

<i>Волгина Н.А., Ямалтдинов А.А.</i> Численное моделирование течения влажного пара в части низкого давления паровой турбины; <i>рук. Рябчиков А.Ю.</i>	189
<i>Хазов П.С.</i> Исследование возможности применения широкоугольных диффузорных седел в стопорных и регулирующих клапанах паровых турбин; <i>рук. Григорьев Е.Ю.</i>	191
<i>Водениктов А.Д.</i> Разработка и исследование новой серии струевыпрямителей рабочей среды паропроводов ТЭС и АЭС; <i>рук. Григорьев Е.Ю.</i>	193
<i>Аверин А.И.</i> Разработка и исследование путей снижения концевых потерь в турбинных решетках паровых и газовых турбин; <i>рук. Григорьев Е.Ю.</i>	194
<i>Шленкин Р.Ю.</i> Инновационные решения по модернизации турбин противодавленческого класса с переводом их на отопительную нагрузку; <i>рук. Виноградов А.Л.</i>	195
<i>Демин С.С.</i> Модернизация комплексного воздухо-очистительного устройства газовых турбин ГТЭ-160; <i>рук. Буданов В.А.</i>	197

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ «ЭНЕРГИЯ – 2015»

МАТЕРИАЛЫ КОНФЕРЕНЦИИ ТОМ 1

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Печать офсетная. Усл. печ. л.

Тираж 80 экз. Заказ №

ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический
университет им. В.И. Ленина»

153003, Иваново, ул. Рабфаковская, 34.

Отпечатано в УИУНЛ ИГЭУ.