

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

в городском хозяйстве, энергетике, промышленности

**Седьмая Международная
научно-техническая конференция**

Ульяновск, 21–22 апреля 2017 года

Сборник научных трудов

ТОМ 1

Ульяновск
УлГТУ
2017

УДК [621.311.22:697.34]+[620.9:662.92]
ББК 31.3+31.38
Э 65

Главный редактор – доктор техн. наук, профессор *В. И. Шарапов*
Ответственный секретарь – ассистент *Е. В. Кудрявцева*

УДК [621.311.22:697.34]+[620.9:662.92]

Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : Седьмая Международная научно-техническая конференция (г. Ульяновск, 21–22 апреля 2017 г.) : сборник научных трудов. – Ульяновск : УлГТУ, 2017.

Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : Седьмая Международная научно-техническая конференция (г. Ульяновск, 21–22 апреля 2017 г.) : сборник научных трудов. Т. 1. – Ульяновск : УлГТУ, 2017. – 329 с.

В сборнике опубликованы доклады участников Седьмой Международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности».

Материалы сборника предназначены для специалистов по теплоэнергетике и городскому хозяйству, аспирантов и студентов энергетических специальностей вузов.

Сборник состоит из двух томов. Разделы тома 1: «Общие вопросы энергетики и энергосбережения»; «Энергосбережение в системах теплоснабжения городов»; «Энергосбережение на тепловых электростанциях и в котельных установках». Разделы тома 2: «Энергосбережение в промышленной энергетике»; «Энергосбережение с помощью нетрадиционных энергетических технологий»; «Энергосбережение в теплоэнергетических водоподготовительных установках»; «Энергосбережение в электроустановках».

Тексты представлены авторами в виде файлов. Статьи печатаются в авторской редакции.

ISBN 978-5-9795-1650-9
ISBN 978-5-9795-1651-6 (Т. 1)

© Коллектив авторов, 2017
© Оформление. УлГТУ, 2017

Научный комитет конференции

Сопредседатели:

Алексейчик В. В.

д.т.н., Лауреат Ленинской премии

Филиппов С. П.

д.т.н., профессор, Академик РАН, директор
Института энергетических исследований
Российской Академии наук

Шарапов В. И.

д.т.н., профессор, Заслуженный изобретатель
Российской Федерации, заведующий кафедрой
ТГВ, руководитель НИЛ ТЭСУ УлГТУ

Члены научного комитета:

Sylvio Simon

профессор, руководитель Международной
партнерской сети вузов в области
энергоснабжения и энергосбережения «NESEFF»,
Германия

Аминов Р. З.

д.т.н., профессор, Заслуженный деятель науки и
техники РФ, Лауреат Премии Правительства
Российской Федерации, директор отдела
энергетических проблем Саратовского научного
центра РАН

Аронсон К. Э.

д.т.н., профессор кафедры «Турбины и
двигатели», главный научный сотрудник кафедры
«Тепловые электрические станции» Уральского
федерального университета

Барочкин Е. В.

д.т.н., профессор, заведующий кафедрой
«Тепловые электрические станции» Ивановского
государственного энергетического университета

Ваньков Ю. В.

д.т.н., профессор, заведующий кафедрой
«Промышленные теплоэнергетические установки
и системы теплоснабжения» Казанского
государственного энергетического университета

Ефимов Н. Н.

д.т.н., профессор кафедры «Тепловые
электрические станции и теплотехника» Южно-
Российского государственного политехнического
университета (Новочеркасского политехнического
института)

<i>Карницкий Н. Б.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Белорусского национального технического университета
<i>Ковальногов В. Н.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика» Ульяновского государственного технического университета
<i>Кудинов А. А.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета
<i>Кузнецов А. В.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение» Ульяновского государственного технического университета
<i>Куличихин В. В.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Промышленные теплоэнергетические системы» Национального исследовательского университета «Московский энергетический институт», координатор по России Международной партнерской сети вузов в области энергоснабжения и энергосбережения «NESEFF»
<i>Ларин Б. М.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Химия и химические технологии в энергетике» Ивановского государственного энергетического университета
<i>Ларин Е. А.</i>	профессор кафедры «Теплоэнергетика» Саратовского государственного технического университета
<i>Ледуховский Г. В.</i>	к.т.н., доцент, зам заведующего кафедрой «Тепловые электрические станции» Ивановского государственного энергетического университета
<i>Николаев Ю. Е.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Теплоэнергетика» Саратовского государственного технического университета
<i>Радин Ю. А.</i>	д.т.н., директор по научной работе Всероссийского теплотехнического института
<i>Ротов П. В.</i>	д.т.н., профессор кафедры ТГВ Ульяновского государственного технического университета

<i>Седнин А. В.</i>	к.т.н., доцент, заведующий Научно-исследовательским и инновационным центром автоматизированных систем управления в теплоэнергетике и промышленности Белорусского национального технического университета
<i>Семенов Б. А.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Промышленная теплотехника» Саратовского государственного технического университета
<i>Семенов В. Г.</i>	к.э.н, Президент НП «Российское теплоснабжение», главный редактор журнала «Новости теплоснабжения»
<i>Харитонов Ю. Н.</i>	к.т.н., доцент Николаевского кораблестроительного университета, руководитель Центра прикладных исследований в энергетике, эксперт Министерства ЖКХ Украины
<i>Чичирова Н. Д.</i>	д.х.н, профессор, директор института теплоэнергетики Казанского государственного энергетического университета
<i>Шлянников В. Н.</i>	д.т.н., профессор, заместитель директора по науке Казанского научного центра РАН
<i>Щинников П. А.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции» Новосибирского государственного технического университета
<i>Эткин В. А.</i>	д.т.н., профессор университета г. Хайфа (Израиль)

Седьмая международная научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности»

Седьмая международная научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» проведена в соответствии с утвержденным на 2017 г. Министерством образования и науки планом научных мероприятий на базе Ульяновского государственного технического университета.

Проводимая в УлГТУ конференция по энергосбережению традиционно привлекает широкий круг специалистов. В 2017 г. авторами докладов стали специалисты Германии, Белоруссии, Бурунди, Ирака, Эфиопии, многих регионов России.

На конференции представлены ведущие научные школы в области энергетики и энергосбережения, сформировавшиеся в Московском энергетическом институте, Всероссийском теплотехническом институте, Ивановском и Казанском государственных энергетических университетах, Саратовском, Новосибирском, Самарском, Ульяновском, Южно-Российском государственных технических университетах, Уральском федеральном университете и других вузах. О научном уровне конференции говорит то, что авторами докладов являются десятки докторов наук и профессоров. Традиционно в конференции участвуют специалисты-практики энергетических предприятий.

Научный комитет благодарит авторов докладов, приславших свои работы на конференцию, а также ректорат Ульяновского государственного технического университета, обеспечивший проведение конференции и издание ее материалов.

Сопредседатель научного комитета конференции
доктор технических наук, профессор

В.И. Шарапов



Раздел 1. Общие вопросы энергетики и энергосбережения

УДК 061.2

**З. Зимон, Д. Гроссманн, А. Малахова (Бранденбургский Технический Университет, Котбус-Зенфтенберг, Германия),
В. В. Куличихин (Национальный Исследовательский Университет «МЭИ», Москва, Россия)**

Международная научная организация в области энергообеспечения и энергоэффективности NESEFF

Предпосылки и образование NESEFF

Федеральное правительство Германии, в частности, Министерство Экономического развития и Энергетики (BMWi) и Министерство Иностранных Дел Германии (Auswärtiges Amt Deutschland) активно поддерживают организации, мероприятия и любую международную деятельность, направленную на решение таких глобальных вопросов, как энергообеспечение и энергосбережение в различных отраслях энергетики, строительства и добычи полезных ископаемых, а также экологических, социальных и экономических вопросов.

Одной из предпосылок к созданию партнерской сети университетов в области энергообеспечения и энергосбережения послужило проведение многодневной международной научно-исследовательской конференции в Баку в сентябре 2015 года. В конференции приняли участие представители четырех университетов из разных стран: Азербайджана, Украины, Германии и России. Научные доклады, представленные участниками конференции, показали, насколько большое значение имеют вопросы энергетики по всему миру. Многие задачи энергетики, рассмотренные докладчиками, нуждаются в поиске решений на международном уровне. По окончании конференции всеми участниками единогласно было принято решение о создании партнерской сети технических университетов по вопросам энергетики.

26 сентября 2015 года в Азербайджанском Техническом Университете г. Баку состоялось торжественное основание партнерской организации Технических Университетов в области энергоснабжения и

энергосбережения NESEFF. Поддержка деятельности международной организации с момента основания осуществляется Институтом экологических технологий и переработки «IURS e. V.», г. Зенфтенберг, Германия. Обязанности научного руководителя партнерской сети вузов исполняет профессор, Dr.-Ing.habil, заведующий кафедрой Станкостроения Бранденбургского Технического Университета, г. Котбус-Зенфтенберг, и организатор международной научной конференции в г. Баку в 2015 году Зильвио Зимон.

В первоначальный состав организации вошли следующие участники:

- Институт Экономики Национального Горного Университета, г. Днепр, Украина;
- Кафедра Машиностроения Азербайджанского Технического Университета, г. Баку, Азербайджан;
- Кафедры ПТС и ТМПУ Национального Исследовательского Университета «Московский Энергетический Институт», г. Москва, Россия;
- Кафедры Машиностроения, Строительной физики и Экологии Бранденбургского Технического Университета, Котбус-Зенфтенберг, Германия.

Расширение партнерской сети

Последующая встреча партнеров научной сети состоялась 18 ноября 2015 года в г. Зенфтенберг и была приурочена к мероприятию «День Инженера в БТУ Котбус-Зенфтенберг». По итогам мероприятия было принято решение о расширении партнерской сети вузов путем присоединения еще двух партнеров. Тогда же партнерской сети вузов было присвоено настоящее название NESEFF и присвоен логотип (рис. 1).

18 ноября 2015 года в г. Зенфтенберг состоялось торжественное подписание договора о сотрудничестве международной сети NESEFF со следующими направлениями:

- Кафедра машиностроения Технического Университета Либерец, г. Либерец, Чехия;
- Кафедра машиностроения Политехнического Вроцлавского Университета, г. Вроцлав, Польша.



Рис. 1. Логотип международной научной организации NESEFF

Партнерские организации такого типа как NESEFF процветают и расширяются благодаря активности своих участников. Так, в июне 2016 года одним из почетных участников и основателей партнерской сети, НИУ «МЭИ», была проведена конференция, посвященная партнерской сети NESEFF, в составе международного научного форума SPITSE-AMO-NESEFF 2016 в Москве и Смоленске. Руководство NESEFF выражает сердечную благодарность руководству НИУ «МЭИ» и, в частности, к.т.н., доценту кафедры ПТС Жигулиной Е. В., за проведение данной встречи и ее отличную организацию. Конференция в Москве и Смоленске послужила распространению информации о целях и достижениях NESEFF в России и привлекла новых потенциальных партнеров.

Благодаря значительной поддержке активных участников NESEFF из Бранденбургского Технического Университета Котбус-Зенфтенберг, а именно представителей Факультета 3 (Д. Гроссманн), Факультета 6 (А. Малаховой) и Международного отдела (М. Левандровски), 14 и 15 ноября 2016 года в г. Котбус состоялась очередная встреча участников и потенциальных партнеров NESEFF в рамках мероприятия «Неделя стран Восточной Европы в БТУ Котбус-Зенфтенберг».

В рамках данного мероприятия руководством NESEFF подписаны новые договоры о сотрудничестве со следующими участниками:

- Сибирский Федеральный Университет, г. Красноярск, Россия;
- Азербайджанский Университет Архитектуры и Строительства, г. Баку, Азербайджан.

Научные доклады, представленные на конференции, были разделены на 4 тематические секции. Во время докладов и дискуссий у участников была возможность высказать свои предложения по дальнейшей совместной деятельности в рамках общих научных проектов. В последующие месяцы будет осуществляться работа, направленная на создание совместных международных проектов между Университетами – участниками партнерской сети NESEFF.

На данный момент при поддержке «АзУПАС», г. Баку, Азербайджан и к.т.н. У. Саттаровой в разработке находится единая интернет-платформа, с помощью которой будет осуществляться удобный и доступный обмен информацией о научной деятельности каждого из партнеров, а также высказываться предложения по дальнейшей совместной деятельности.

В рамках мероприятия «Неделя стран Восточной Европы в БТУ Котбус-Зенфтенберг» основателями организации NESEFF единогласно было поддержано предложение о назначении д.т.н., проф., В. В. Куличихина

официальным представителем NESEFF в России. Таким образом, с настоящего момента все заинтересованные партнеры и участники имеют возможность обратиться к русскоговорящему представителю международной партнерской сети.

Цели международной организации были определены еще в момент ее образования и заключаются в следующем:

- ✓ регулярный научный обмен;
- ✓ многостороннее информирование участников об актуальных темах в научном мире (научные проекты, отчеты о проведенных проектах и исследованиях);
- ✓ создание новых кафедр, сообществ и институтов в направлении энергообеспечения и энергоэффективности;
- ✓ программы повышения квалификации и дальнейшего образования;
- ✓ поддержка и подготовка студентов.

Таблица 1

Научные направления деятельности участников NESEFF

Имя	Название института, сфера деятельности
НИУ «МЭИ» 	
Ю. В. Яворовский к.т.н, доцент	• Энергосбережение на промышленных предприятиях и объектах ЖКХ. • Повышение эффективности систем теплоснабжения.
В. В. Куличихин д.т.н., профессор	• Эксплуатация теплоэнергетических систем и установок
А. Б. Горяев д.т.н., профессор	• Исследование процессов утилизации теплоты влажных газов энергетических и технологических установок. • Математическое моделирование тепломассообменных процессов.
И. А. Султангузин д.т.н., профессор	• Математическое моделирование и оптимизация промышленных теплоэнергетических систем. • Построение топливно-энергетических балансов городов и регионов, энергетическая эффективность зданий. • Экологическая безопасность, оценка воздействия вредных выбросов на окружающую среду.
Е. В. Жигулина к.т.н., доцент	• Энергосбережение в системах газоснабжения. • Термодинамический и эксергоэкономический анализы процессов и систем.

Продолжение табл. 1

Имя	Название института, сфера деятельности
Н. М. Савченкова к.т.н., доцент	• Тепловые трубы и термосифоны. • Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнике. • Возобновляемые источники энергии. Экономика ВИЭ. • Микроканальные теплообменники.
В. С. Глазов к.т.н., доцент	• Теоретическая и прикладная (промышленная и строительная) теплофизика, компьютерное моделирование процессов, аппаратов и систем с разным температурным уровнем.
«НГУ» 	
Л. Л. Палехова к.э.н., заместитель директора Института экономики	• Экономика, устойчивое развитие образовательных программ
«АзТУ» 	
А. Мамедов к.т.н.	• Оптимизация производственных процессов
Ф. Амиров к.т.н.	• Оптимизация процессов производства
«АзУПАС» 	
У. Саттарова к.т.н., зав. кафедрой стратегического планирования	• Информационные технологии и анализ сигналов

Продолжение табл. 1

Имя	Название института, сфера деятельности
«СФУ» 	
Р. А. Назиров д.т.н., профессор	• Разработка составов и способов получения строительных материалов с низкой естественной радиоактивностью и радонопроницаемостью; • Разработка новых методов исследования структуры материалов на основе радиометрии радиоактивных эманаций; • Исследования формирования естественного радиационного фона в помещениях зданий.
«ТУ Либерец»  TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI Fakulta strojní	
Карел Франа, д.т.н., профессор, вице-декан по международной деятельности	• Машиностроение
«Вроцлавский Политехнический Университет»  Politechnika Wroclawska	
Марек Млынчак д.т.н., профессор	• Логистические системы
«БТУ Котбус- Зенфтенберг»  b-tu Brandenburgische Technische Universität Cottbus - Senftenberg	
Д. Гроссманн	• Экономическая оценка энергетической модернизации зданий, эффекты «отдачи», мотивация потребителя к повышению энергетической эффективности
А.Малахова	• Энергоэффективность зданий, математическое моделирование
А.Штаар	• Улучшение энергетической оболочки зданий, исследование температурно-влажностных процессов, эффективное энергоснабжение зданий

Окончание табл. 1

Имя	Название института, сфера деятельности
Т. Барк	Улучшение энергетической оболочки зданий, исследование температурно-влажностных процессов, эффективное энергоснабжение зданий
Э. Фелькер	Энергетическая эффективность зданий, исследование тепломассообменных процессов, математическое моделирование
А. Штрауб к.т.н.	- Использование тепловой энергии канализационных стоков - Оптимизация процессов очистных сооружений - Получение энергии за счет стабилизации анаэробного ила
Д. Палехов PhD	Экологическое образование
Эрхардт Штайн профессор	Измерительная и сенсорная техника
Ангелика Меттке профессор	Вторичная переработка сырья
Петер Бигель профессор	Обрабатывающие технологии, логистика
Зильвио Зимон Профессор	Методы производственных процессов, разработка новых продуктов
Андреас Бюргер	Системная и регулировочная техника
Даниела Шоб	Техническая механика и динамика машин

Из представленного в таблице обзора видно, что научные темы участников охватывают широкий спектр проблем в области энергообеспечения и энергосбережения и предлагают их решения. Сюда относятся различные темы, начиная от политического влияния на энергосбережение зданий и способы их энергообеспечения, оптимизации технологических и тепловых процессов в производстве, создания новых материалов и конструкций, заканчивая вопросами классического машиностроения. Названные темы лишь частично отображают разнообразие научных аспектов участников, но уже дают представление о разносторонности вопросов, изучаемых участниками NESEFF.

Информационную поддержку деятельности NESEFF оказывает научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики» (г. Москва, Россия, e-mail: sigma08@sigma08.ru, www.sigma08.ru).

Ю. Н. Звонарева, Ю. В. Ваньков (КГЭУ, Казань)

Оценка эффективности внедрения энергосберегающих мероприятий в городском хозяйстве

Оптимальное потребление тепловой энергии при соблюдении требуемой комфортности в помещениях зданий является основной задачей энергосбережения в сфере коммунального теплоснабжения, которой на сегодняшний день уделяется большое внимание.

Избыточное потребление тепла жилым фондом, по оценкам специалистов, составляет около 30–40% [1].

Одновременно с энергонезэффективным использованием тепловой энергии, ежегодно происходит рост тарифов. Так, например, за период 2010–2015 гг. в городе Казань рост тарифа на тепловую энергию составил 36,1%.

Внедрение столь популярных на сегодня автоматизированных тепловых пунктов (АИТП) позволяет осуществлять комплексное регулирование потребления тепловой энергии на нужды отопления и горячего водоснабжения объекта в соответствии с фактическими его потребностями. Это дает возможность значительно сэкономить средства как поставщиков тепловой энергии, так и ее потребителей. Наибольший экономический эффект от внедрения АИТП достигается в условиях централизованных систем теплоснабжения, в которых наблюдается сезонные (осень-весна) «перетопы», по эксплуатационным данным достигающим 30% от годового расчетного потребления [2].

Ранее нами были опубликованы результаты исследований, которые показали, что при переходе с ЦТП на ИТП фактическое снижение тепловой нагрузки на отопление жилых многоквартирных домов, в среднем составляет 30,4% [3].

Для оценки эффективности реализации инвестиционного Проекта повышения энергоэффективности здания (далее ИП) был проведен расчет

соотношения затрат и результатов рассматриваемых мероприятий для одно среднестатистического 9-этажного многоквартирного жилого дома, расположенного в г. Казань.

Целью данной работы является предоставление инвесторам информации об инвестиционном проекте, достаточной для принятия решения целесообразности участия в его реализации.

Оценка показателей эффективности инвестиций по рассматриваемому объекту производилась в соответствии с «Методическими рекомендациями по оценке эффективности инвестиционных проектов», утвержденными Министерством экономики РФ, Министерством Финансов РФ, Государственным комитетом РФ по строительной, архитектурной и жилищной политике (№ ВК 477 от 21 июня 1999 г.).

Финансово-экономические расчеты выполнены с использованием сертифицированной компьютерной программы «ProjectExpert 7.55», разработанной фирмой «Эксперт Системс» (г. Москва), предназначенной для создания и анализа финансовой модели нового, еще не созданного или уже действующего предприятия независимо от его отраслевой принадлежности и масштаба, что позволяет на основе укрупненных показателей и прогнозных экономических оценок определить основные показатели экономической эффективности.

Общая ставка дисконтирования рассчитывается как сумма всех составляющих и по результатам расчета принята равной 13,75%.

В расчетах были учтены налоги на добавленную стоимость, налог на прибыль, налог на имущество.

Ставки налогообложения по каждому из пунктов приняты согласно налогового кодекса РФ.

В работе была проведена укрупненная оценка проекта повышения энергоэффективности системы отопления в жилом доме

Для оценки экономической эффективности рассматриваемого проекта согласно представленным ранее расчетам [4] за планируемый объем поставок было принято расчетное значение экономии тепловой энергии после установки АУУ.

Результаты расчета имитационной модели, сформированной на основе исходных данных и инвестиционного плана, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные финансовые показатели

Показатель	Значение
Простой период окупаемости первоначальных затрат (PB), мес.	31
Дисконтированный период окупаемости Первоначальных затрат (DPB), мес.	35
Средняя норма рентабельности (ARR) по проекту, %	51,55
Чистый приведенный доход (NRV), руб.	1 055 747,4
Индекс прибыльности (PI)	3,45
Внутренняя норма рентабельности (IRR), %	66,6

Соотношение дисконтированного и простого периода окупаемости первоначальных затрат представлено на рис. 1.

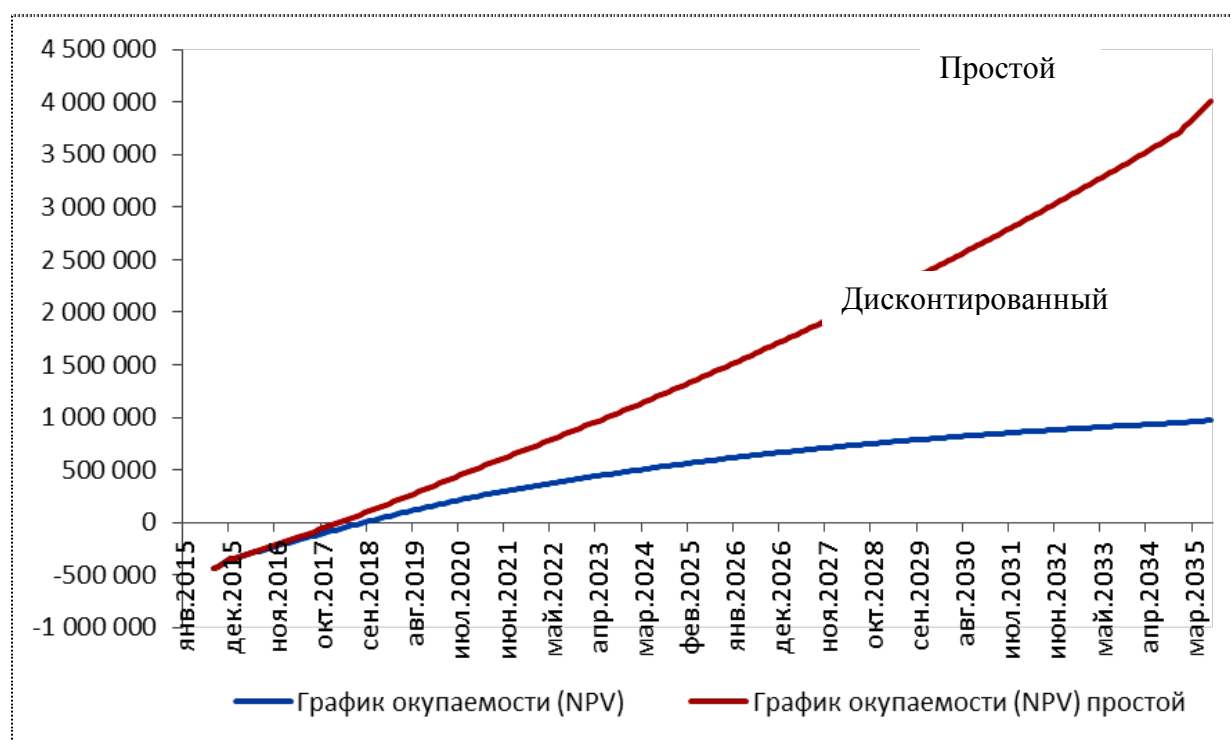


Рис. 1. График окупаемости (NPV)

Вывод: Реализация предлагаемых мероприятий может ежегодно экономить до **30,4%** потребляемой и, что не менее важно, оплачиваемой тепловой энергии [4].

В денежном выражении, согласно тарифа на тепловую энергию на 2016 г., снижение теплопотребления позволит собственникам жилья снизить стоимость предоставляемых услуг на сумму порядка **347,52 тыс. руб. с НДС в год**. При этом следует отметить, что за счет ежегодного роста тарифов на тепловую энергию экономия будет увеличиваться.

Проведенные расчеты показали, что внутренняя норма доходности Проекта больше выбранной ставки дисконтирования, а это говорит о высокой степени надежности Проекта и малой зависимости от изменения инвестиционного климата.

По оценке экспертов, капитальные затраты на внедрение АУУ при среднем сроке полезного использования основного оборудования 20 лет, окупаются за период от 3 до 3,5 лет.

Для нашего Проекта простой срок окупаемости (с учетом роста тарифа) составил **2 года 7 месяцев**, а с учетом дисконтирования – **2 года 11 месяцев**.

В целом, эффективность реализации Проекта можно характеризовать значительным снижением теплопотребления здания и, соответственно, уменьшением платы за потребленные энергоресурсы.

Список литературы

1. Применение средств автоматизации Danfoss в тепловых пунктах систем центрального теплоснабжения зданий. Пособие. RB.00.H8.50. М.: «Данфосс», 2014. 63 с.
2. Пырков В. В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. К.: ИДП «Такісправи», 2007. 252 с.
3. Звонарева Ю. Н., Ваньков Ю. В. Оценка энергетической эффективности и изменения показателей работы системы теплоснабжения с учетом поэтапного внедрения автоматических узлов учета и регулирования тепловой энергии на потребителях // VII международная научно-практической конференции «21 век: фундаментальная наука и технологии».-NorthCharleston, SC, USA: CreateSpace, 2015. Том 2. 219 с. С.131-133.
4. Звонарева Ю. Н., Ваньков Ю. В., Назарычев С. А. Оценка экономического эффекта для потребителей при установке автоматизированных узлов учета и регулирования тепловой энергии // Инженерный вестник Дона, 2015, № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3315.

В. И. Немченко, М. В. Посашков, П. А. Губин (СамГТУ, Самара)

Проблемы организации коммерческого учета тепловой энергии в Самарской области

В соответствии с нормативными федеральными актами устанавливается обязательность учета энергетических ресурсов с применением приборов учета, а также необходимость осуществления расчетов за энергетические ресурсы на основании данных о количественном значении ресурсов, определенных при помощи приборов учета [1, 2, 3].

Актуальность внедрения современных систем учета тепловой энергии и теплоносителя обусловлена следующими факторами: установка приборов учета не является методом энергосбережения, однако выступает первой и главной ступенью на пути к экономии энергии; учет количества тепловой энергии в ряде случаев осуществляется устаревшими приборами и методами; многообразие технологических и организационных ситуаций определяет индивидуальный подход к методологии и техническим решениям при создании современных автоматизированных систем учета тепловой энергии и теплоносителей.

Вопросы теплоснабжения, организации учета тепловой энергии и мониторинга теплопотребления в Самарской области по состоянию на 2003 г. подробно были проанализированы на примере города Новокуйбышевск Самарской области [4]. В дальнейшем рассмотрение проблем организации учета и мониторинга тепловой энергии обрело системный характер. Внедрение систем учета тепловой энергии связано с решением ряда взаимосвязанных организационно-технических проблем, требующих системно-ориентированных подходов к их решению (табл. 1).

Таблица 1

**Проблемы учета тепловой энергии и факторы, определяющие
их решение**

№ п/п	Проблемы учета тепловой энергии	Факторы, определяющие решение проблемы
1	2	3
1	Технологические муниципальные	Схема тепловых сетей централизованного и децентрализованного теплоснабжения: - тип схем (открытые или закрытые); - способ регулирования отпуска тепла (качественно или количественное регулирование, температурный график)
2	Системно-структурные муниципальные	Способ учета тепловой энергии (расчетный, приборно-расчетный, приборный)
3	Финансово-правовые	Структурная схема распределения тепла (одноуровневые от ТЭЦ и котельных, многоуровневые от ТЭЦ)
4	Нормативные и проектно-конструкторские	- правила учета тепловой энергии; - организация проектирования; - структура и состав проектной документации
5	Качество монтажных и пуско-наладочных работ	- организация и выполнение монтажных работ; - организация и выполнение ПНР; - допуск в эксплуатацию
6	Климатические региональные	- продолжительность отопительного сезона; - средняя температура отопительного сезона; - градусо-сутки региона
7	Приборно-расчетные	- выбор приборов учета; - структура расчета коммерческих параметров
8	Эксплуатационные	эксплуатация, ремонт приборов, поверка, сохранность

Основными целями современного учета тепловой энергии являются: определение коммерческих и технологических параметров учета; индикация технического состояния системы учета; мониторинг показателей качества производства и потребления. Можно выделить три основных уровня использования результатов учета ТЭР у потребителя. На первом основном уровне, который обеспечивают все приборы учета, результаты коммерческого учета используются для финансовых расчетов с энергоснабжающей организацией. На втором уровне измеренные

технологические параметры используются для оценки качества теплоснабжения, а индикаторы технического состояния оборудования системы служат для выявления неисправностей и их устранения, в том числе разработки планов ремонта и эксплуатации оборудования, поощрения работников и т. п. На третьем уровне количественные и качественные показатели учета применяются для мониторинга производства и потребления тепловой энергии в течение отчетного периода (сутки, месяц, год). Третий уровень, несмотря на его важность, является наименее разработанным и реализуемым.

Рассмотрим основные проблемы учета тепловой энергии и направления решения этих проблем более подробно на примере теплоэнергетического комплекса Самарской области.

Технологические проблемы теплоэнергетического комплекса. Выработка тепловой энергии в г. Самара в 2015 году составила: СамТЭЦ, БТЭЦ, ГРЭС – 55%; ЦОК и ПОК – 21%; 69 муниципальных котельных – 5%; 47 ведомственных котельных – 19% [5]. При этом теплоисточники имеют открытые, закрытые и смешанные схемы теплоснабжения, а также 285 ЦТП. В 2015 году СамТЭЦ, БТЭЦ, ГРЭС, ЦОК и ПОК перешли с температурного графика 150/70°C на 135/70°C. В системах теплоснабжения, в основном, применяется количественно-качественное регулирование тепловой нагрузки. Разнообразие источников теплоснабжения, схем тепловых сетей и схем теплоснабжения потребителей (10222 многоквартирных домов, 461 учреждение образования, 143 объекта культуры, 65 спортивных объектов и значительное количество учреждений здравоохранения) приводит к необходимости индивидуального проектирования узлов учета тепловой энергии и соответствующей квалификации проектировщиков.

Системно-структурные муниципальные проблемы. Организация приборного учета отпуска и потребления тепловой энергии на источниках и магистральных тепловых сетях осуществляется с 1976 года; с 1985 года на внутриквартальных сетях и ЦТП [6], а с 1995 года на вводах всех групп потребителей [7]. Проблема заключается в том, что не реализована система полного приборного учета, передачи и потребления тепловой энергии. В настоящее время действует нормативно-приборная система учета. Только 52% объектов оснащены приборами учета тепловой энергии и теплоносителя. Способ решения проблемы – оптимизация схем тепловых сетей и размещения точек приборного учета.

Финансово-правовые проблемы. В г. Самара действует значительное количество одноуровневых тепловых схем. В таких схемах учет отпуска тепловой энергии осуществляется на источнике тепла, а учет потребления на абонентских вводах. В городе Новокуйбышевске действует двухуровневая схема. При такой схеме учет организуется на границе раздела между источником и тепловыми сетями, а также на границах раздела между тепловыми сетями и абонентами [5, 8]. Наиболее распространенными в г. Самара являются многоуровневые схемы с несколькими распределительными организациями от одного источника [5, 8]. Такая сложная схема требует установки приборов учета во всех граничных узлах, количество которых значительно увеличивается по сравнению с одно и двух уровневыми схемами. Решением этой проблемы является сокращение числа посреднических сетевых организаций.

Проектно-конструкторские проблемы обусловлены тем, что рабочий проект узла учета должен соответствовать следующим действующим нормативным документам: как объект нового строительства – Положению о составе разделов проектной документации и требованиях к их содержанию [9], как объект автоматизации технологического процесса – Правилам выполнения рабочей документации автоматизации технологических процессов [10], как узел коммерческого учета тепловой энергии – Правилам коммерческого учета тепловой энергии, теплоносителя [2, 3]. Разъяснений по этому поводу нет, поэтому часто возникает непонимание между выдавшим задание и проектировщиком. Вариант проектной документации по Правилам [2, 3] не отличается системностью содержания и представления материала. Идея создания и использования типового проекта не соответствует сложившейся практике организации ИТП.

Качество монтажных и пуско-наладочных работ. На основе системотехнического анализа в работе [11] показано, что узел учета тепловой энергии является автоматизированной системой управления индивидуальным тепловым пунктом и при его установке необходимо проведение комплекса пусконаладочных работ. Проблема заключается в том, что ряд бюджетных организаций и контролирующих финансовых органов считают проведение ПНР необязательным и исключают эти работы из сметы. Решением данной проблемы является анализ и приведение действующей нормативной базы к единому понятному для всех заинтересованных сторон виду.

Проблема анализа результатов коммерческого учета заключается в том, что типовые методические указания по мониторингу объектов открытых и закрытых схем теплоснабжения на региональном уровне отсутствуют. Предлагается использовать системно-ориентированную методику мониторинга производства и потребления тепловой энергии по данным коммерческого учета на тепловых сетях, представленную в [12] на примере промышленной котельной ОАО «Международный аэропорт «Курумоч» г. Самара.

Список литературы

1. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности, и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации: Федер. закон Рос. Федерации от 23.11.2009 № 261-ФЗ.
2. Правила коммерческого учета тепловой энергии, теплоносителя (утв. постановлением Правительства РФ от 18 ноября 2013 г. № 1034).
3. Методика осуществления коммерческого учета тепловой энергии, теплоносителя. Приказ № 99 Минстроя РФ от 17.03.2014 (зарегистрирован в Минюсте России 12.09.2014 г. № 34040).
4. Дилигенский Н. В., Немченко В. И., Абрамов С. Ю. О теплоснабжении г. Новокуйбышевска Самарской области // «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». Т. 2. / Материалы 4-ой Российской научно-технической конференции. Ульяновск, 2003. С. 168-171.
5. Схемы теплоснабжения городского округа Самара на период с 2014 до 2019 года / ОАО «ФИРМА ОРГРЭС», 2014.
6. Правила учета отпуска тепловой энергии ПР34-70-010-85, 1985.
7. Правила учета тепловой энергии и теплоносителя П-693, 1995.
8. Немченко В. И., Желтухин А. А. Системный анализ регулирования тепловой нагрузки и повышение эффективности теплоснабжения микрорайона г. Самара // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки». Выпуск № 32. Самара, СамГТУ, 2009. С. 186-190.
9. Положение о составе разделов проектной документации и требованиях к их содержанию (утв. постановлением Правительства РФ от 16 февраля 2008 г. № 87).
10. СПДС ГОСТ 21.408-2013 «Правила выполнения рабочей документации автоматизации технологических процессов».
11. Немченко В. И., Посашков М. В. Пусконаладочные работы при установке теплосчетчика // Надежность и безопасность в энергетике, 2015. № 2(29) С. 70-73.
12. Губин П. А., Немченко В. И. Мониторинг производства и потребления тепловой энергии по данным коммерческого учета // Сборник материалов Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых «ИСУМ – 2016», Севастополь, 19-21 мая 2016 г. С. 215-220.

В. И. Шарапов (УлГТУ, Ульяновск)

О научной новизне изобретений и других объектов интеллектуальной собственности в энергетике

При оппонировании диссертаций по теплоэнергетическим специальностям и на защитах диссертаций моих учеников в различных диссертационных советах мне нередко приходится участвовать в дискуссиях о научной новизне выполненных работ. Чаще всего эти дискуссии связаны с тем, имеют ли научную новизну патенты на изобретения и программные продукты, получившие государственную регистрацию. Разные исследователи, разные диссертационные советы зачастую имеют существенно отличающиеся, а порой противоположные точки зрения на этот предмет дискуссии.

Некоторые «ученые» судят о мере научной новизны по удаленности результатов исследования от решения инженерных, производственных задач, хотя по Положению о порядке присуждения ученых степеней [1] применительно к техническим наукам практическое предназначение результатов диссертаций является обязательным требованием. Иногда, желая принизить научную ценность диссертации, основанной на изобретениях, критик ее заявляет, что диссертация выполнена на инженерном уровне. В этом проявляется своего рода снобизм, особенно характерный для работников вузов. Они как-то упускают из виду, что инженерный уровень – это, прежде всего, корректность постановки технической задачи, полнота и точность ее решения. Более того, технические науки – это именно инженерные науки, а ученая степень удостоверяет уровень инженерной квалификации. Диссертация по техническим наукам непременно должна быть выполнена на инженерном уровне и решаться в ней должны инженерные задачи, иначе она к техническим наукам не имеет отношения.

Универсальных определений научной новизны диссертационных работ нет ни в Положении [1], ни, насколько я знаю, в официальных документах Высшей аттестационной комиссии. Да и едва ли такие универсальные определения можно сформулировать, потому

определенный субъективизм при оценке научной новизны практически неизбежен.

Напомню, однако, выдержки из Положения [1], касающиеся определения предмета кандидатских и докторских диссертаций (иногда мне кажется, что очень немногие члены диссертационных советов знают эти определения): *«Диссертация на соискание ученой степени доктора наук должна быть научно-квалификационной работой, в которой на основании выполненных автором исследований разработаны теоретические положения, совокупность которых можно квалифицировать как научное достижение, либо решена научная проблема, имеющая важное политическое, социально-экономическое, культурное или хозяйственное значение, либо изложены новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие страны. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук должна быть научно-квалификационной работой, в которой содержится решение задачи, имеющей значение для развития соответствующей отрасли знаний, либо изложены новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения и разработки, имеющие существенное значение для развития страны».*

Попытаюсь высказать свои соображения о научной новизне диссертационных работ применительно к техническим наукам и теплоэнергетике, наиболее близкой мне сфере деятельности и, прежде всего, к новизне работ, которые в соответствии с п. 9 Положения [1], являются следующим предметом диссертаций: *«Диссертация на соискание ученой степени доктора наук должна быть научно-квалификационной работой, в которой на основании выполненных автором исследований ... изложены новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие страны».* *«Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук должна быть научно-квалификационной работой, в которой ... изложены новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения и разработки, имеющие существенное значение для развития страны».*

Таким образом, новые технические и технологические решения и разработки безусловно являются предметом диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук, и новизна их обязательна для технических наук.

Но именно новые технические и технологические решения чаще всего подвергаются сомнению в качестве предмета диссертационных работ некоторыми членами диссертационных советов. Подчеркну, что мои рассуждения касаются только этого предмета диссертаций – новых технических и технологических решений. Когда предметом диссертации является актуальная научная задача или крупная научная проблема (для теплоэнергетики таким предметом может быть, например, исследование надежности энергетических систем, проблем тепломассообмена, термодинамический анализ теплоэнергетических установок), наличие в работе новых технических и технологических решений не обязательно. Так, понятно, что выдающимся отечественным ученым А. И. Андрющенко и В. М. Бродянскому, основоположникам эксергетического метода термодинамического анализа, наличие в их работах [2, 3] изобретений не было необходимым.

Приведу также выдержки из паспортов теплоэнергетических научных специальностей:

Паспорт специальности «Промышленная теплоэнергетика» (05.14.04) [4]. Области исследования: *«4. Разработка новых конструкций теплопередающих и теплоиспользующих установок, обладающих улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками. 6. Разработка и совершенствование аппаратов, использующих тепло, и создание оптимальных тепловых систем для защиты окружающей среды».*

Паспорт специальности «Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты» (05.14.14) [5]. Области исследования: *«3. Разработка, исследование, совершенствование действующих и освоение новых технологий производства электрической энергии и тепла, использования топлива, водных и химических режимов, способов снижения влияния работы тепловых электростанций на окружающую среду. 4. Разработка конструкций теплового и вспомогательного оборудования...».*

Работа в обозначенных областях исследования непременно предполагает создание новых технических и технологических решений, составляющих основной научный результат диссертации. Новизна же технических и технологических решений официально может удостоверяться только наличием изобретений, зарегистрированных в государственном реестре. Кроме того, патент на изобретение удостоверяет и авторство нового решения. ВАК не случайно приравнивает патенты на

изобретения к научным публикациям в журналах, рекомендованных для публикации материалов докторских диссертаций.

Не признают научной новизны изобретений (новых устройств, способов, технологий) в диссертационных работах обычно ученые, либо не имеющие собственных изобретений, либо у которых в списке их трудов числится несколько патентов, полученных «за компанию», и в которых они записаны далеко не первыми авторами, либо работающие в других сферах научной работы, далеких от создания новых технических и технологических решений. Как правило, они совершенно не знакомы со строгой процедурой государственной патентной экспертизы, в ходе которой оценивается мировая новизна, промышленная применимость и неочевидность (изобретательский уровень) заявленного технического решения. Да и прохождение процедуры подачи заявки на изобретение вследствие полной патентной безграмотности часто кажется таким «ученым» слишком сложной и невыполнимой задачей [6].

Согласно Гражданскому кодексу Российской Федерации [7] изобретения относятся к результатам интеллектуальной деятельности именно в научно-технической сфере (статья 1349). Статьей 1350 кодекса [7] установлено, что *«Изобретению предоставляется правовая охрана, если оно является новым, имеет изобретательский уровень и промышленно применимо. Изобретение является новым, если оно не известно из уровня техники. Изобретение имеет изобретательский уровень, если для специалиста оно явным образом не следует из уровня техники. Уровень техники включает любые сведения, ставшие общедоступными в мире до даты приоритета изобретения»*.

Некоторые члены диссертационных советов и оппоненты подчас весьма своеобразно относятся к изобретениям, содержащимся в диссертационных работах. Признавая ценность решений, защищенных патентами на изобретения, они полагают, что их можно включать только в раздел общей характеристики работы в диссертациях и в авторефератах, касающийся практической значимости, но никак не в раздел «научная новизна». Из приведенного выше документа следует, что патент на изобретение безусловно свидетельствует о мировой новизне разработки. В то же время, поскольку одним из основных критериев изобретения является промышленная применимость, то патент свидетельствует и о практической значимости запатентованного решения. По этим причинам изобретения можно включать в оба рассматриваемых раздела общей характеристики диссертационной работы.

Особо следует остановиться на критерии «изобретательский уровень», т. е. неочевидность технического решения. Подробный анализ критериев изобретения, в т. ч. критерия «изобретательский уровень», содержится в Регламенте [8]. Статьей 24.5.3 Регламента [8] устанавливается, что изобретение имеет изобретательский уровень, если оно для специалиста явным образом не следует из уровня техники, т. е. не создано путем объединения, изменения или совместного использования сведений, содержащихся в уровне техники, и/или общих знаний специалиста.

Таким образом, признание технического решения соответствующим критерию «изобретательский уровень» говорит о том, что новое решение является результатом интеллектуальной деятельности в научно-технической сфере, обладающим весьма высоким интеллектуальным уровнем, недоступным для специалиста обычной квалификации. Но именно интеллектуальный уровень разработки служит показателем ее научной новизны и научной ценности.

Несколько меньшую, но все же вполне определенную ценность при оценке научной новизны диссертаций имеют патенты на полезные модели. Эти патенты свидетельствуют об авторстве решения, промышленной применимости и новизне, определяемой преимущественно по сведениям об использовании аналогов в Российской Федерации. Патенты на полезные модели могут выдаваться только на устройства, в отличие от патентов на изобретения, которыми регистрируется новизна как технических устройств, так и способов, т. е. технологий. Кроме того, к полезным моделям не предъявляется требование неочевидности (изобретательского уровня) решения, что существенно сокращает сроки рассмотрения заявки на полезную модель патентной экспертизой – они в 3–4 раза меньше, чем при рассмотрении заявки на изобретение. Это обстоятельство особенно привлекательно для аспирантов и соискателей, поскольку позволяет получить патент на техническое решение в сроки, отведенные для подготовки диссертаций. По моему мнению, решения, определяющие суть работы, должны все же оформляться патентами на изобретения, а патентами на полезные модели следует защищать сопутствующие, дополняющие основную идею технические решения.

В соответствии с Положением [1] предметом диссертаций являются новые научно обоснованные технические и технологические решения. Научное обоснование технического или технологического решения, защищенного патентом на изобретение, является, по существу,

решением новой научной задачи, поскольку исследуется, пусть и с использованием известных методов, решение, мировая новизна которого уже признана официально. По этой же причине и результаты научного обоснования изобретения обладают научной новизной – они новы, поскольку исследовался новый объект.

Для диссертаций, основанных на изобретениях, научное обоснование должно быть необходимым и достаточным. Научное обоснование может быть теоретическим, экспериментальным, технико-экономическим. Результаты этого обоснования должны доказать возможность практической реализации запатентованных технических и технологических решений, условия их эффективного промышленного применения, оценить инвестиционную целесообразность их использования.

Всегда считал и считаю, что в научном обосновании новых технических и технологических разработок неуместно наукообразие, использование нарочито усложненных методик, ничего не добавляющих к результатам научного обоснования.

Недавно меня поразил один уважаемый профессор, назначенный экспертом по докторской диссертации, предметом которой являются несколько десятков новых научно обоснованных технических и технологических решений, объединенных общей темой. В качестве одного из замечаний он указал отсутствие в диссертации систем дифференциальных уравнений. А кто сказал, что в диссертационной работе они непременно должны быть? Разве не существует других способов научного обоснования новых разработок, например, методов математической статистики и теории вероятностей, методов технико-экономических исследований? Научное обоснование должно быть адекватным предмету исследования.

Приведу позитивный пример адекватного научного обоснования разработанных автором диссертации новых технических и технологических разработок. Для научного обоснования защищенной патентами на изобретения новой технологии подогрева низкопотенциальных теплоносителей в системах регенерации теплофикационных турбин электростанций диссертант провел на нескольких типах турбин экспериментальное исследование, показавшее возможность практической реализации изобретений и оптимальные условия их применения [9]. При испытаниях турбин использовались хорошо апробированные, строгие в научном отношении методы экспериментального исследования. Результаты опытов представлены автором в виде регрессионных многофакторных

математических моделей. Очевидно, что, поскольку изучалась новая технология, научную новизну имеют и результаты эксперимента. Кроме того, проведено серьезное технико-экономическое обоснование новых решений, показавшее целесообразность и высокую эффективность их промышленного применения на тепловых электрических станциях.

Результаты теоретического, в частности, технико-экономического обоснования новых технических и технологических решений нередко оформляются в виде программных продуктов: программ для ЭВМ, баз данных. В случае разработки программного продукта для научного обоснования нового технического решения, т. е. изобретения или полезной модели, этот программный продукт также является новым, поскольку при его создании ставится и решается новая задача теоретического исследования. На программные продукты, как и на новые технические решения, целесообразно получить свидетельства об их государственной регистрации. Программные продукты являются объектами интеллектуальной деятельности, охраняемыми авторским правом [10]. При государственной регистрации программы не проходят экспертизы на новизну, однако, как минимум, такая регистрация свидетельствует об авторстве, научной квалификации и научной культуре авторов.

В относительно недавнем советском прошлом, когда престиж и уровень развития технических наук был несравненно выше, чем в нынешнее время, существовало вполне официальное требование к научно-техническим коллективам: «научные разработки – на уровень изобретений». Для технических наук это должно быть правилом, поскольку, если в диссертационной работе, посвященной разработке новых объектов техники или технологий, нет решений, обладающих мировой новизной, то едва ли можно говорить о какой-то другой, «особой» научной новизне этой работы.

В технических науках, на мой взгляд, патентная культура является неотъемлемой частью общей культуры научной работы.

Выводы

1. В докторских и кандидатских диссертациях, предметом которых являются новые научно обоснованные технические и технологические решения, наличие патентов на изобретения и полезные модели является необходимым и безусловным элементом доказательства научной новизны диссертационных работ.

2. Результаты теоретического научного обоснования запатентованных технических и технологических решений целесообразно оформлять в виде программных продуктов, имеющих государственную регистрацию.

Список литературы

1. О порядке присуждения ученых степеней. Постановление Правительства Российской Федерации № 842 от 24.09.2013 г.

2. Андрющенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов. М.: Высшая школа. 1975. 264 с.

3. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973. 296 с.

4. Паспорт специальности «Промышленная теплоэнергетика» (05.14.04). Режим доступа: www.edu.ru/spec_pass/vuz_ds_pasport.php.

5. Паспорт специальности «Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты» (05.14.14). www.edu.ru/spec_pass/vuz_ds_pasport.php.

6. Коняева А., Брагин А. Сколково из гаража. Режим доступа: http://www.gazeta.ru/comments/2015/07/10_a_7633133.shtml.

7. Гражданский кодекс – часть четвертая. Российская газета. № 289. 22 декабря 2006 г.

8. Административный регламент исполнения Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам государственной функции по организации приема заявок на изобретения и их рассмотрения, экспертизы и выдачи в установленном порядке патентов Российской Федерации на изобретение. Утвержден приказом Министерства образования и науки Российской Федерации № 327 от 29.10.2008 г. // Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти. 2009. № 21.

9. Кузьмин А.В. Использование систем регенерации теплофикационных паровых турбин для подогрева низкопотенциальных теплоносителей ТЭЦ. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. КГЭУ, 2013.

10. Административный регламент исполнения Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам государственной функции по организации приема заявок на государственную регистрацию программы для электронных вычислительных машин и заявок на государственную регистрацию базы данных, их рассмотрения и выдачи в установленном порядке свидетельств о государственной регистрации программы для ЭВМ или базы данных. Утвержден приказом Министерства образования и науки Российской Федерации № 324 от 29.10.2008 г. // Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти. 2009. № 21.

А. В. Говорин, И. Д. Калякин, И. А. Султангузин (НИУ МЭИ, Москва)

Энергомоделирование при проектировании зданий

Современным теплоэнергетическим требованиям удовлетворяет лишь небольшой процент зданий, возведенных после 2000 г., при этом средняя тепловая энергоемкость многоквартирных многоэтажных зданий в России составляет $229 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^2$ против $77 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^2$ в новых многоквартирных многоэтажных домах, построенных в Москве.

Технические возможности сокращения энергопотребления при отоплении жилых помещений соответствуют 35–49% от общего объема конечного потребления тепла в 2005 году [1].

Неотъемлемой частью всех рейтинговых систем является моделирование энергопотребления здания – Building Energy Modeling, BEM. Это комплекс инженерных расчетов, демонстрирующий функционирование здания в течение года на уровне параметров, описывающих процессы потребления энергии. Ключевым словом здесь является «комплекс». Энергомоделирование – это уровень расчетов, при котором учитываются все связи между элементами здания и потребителями энергии в актуальных условиях эксплуатации. Оценочные расчеты по приближенным методикам не дают требуемой картины взаимодействия всех факторов и предоставляют только самые общие результаты. Моделирование – это всегда довольно сложный процесс, BEM – не исключение. Оно выполняется в специализированных программах, алгоритмы которых основаны на физике процессов. В расчете участвует множество факторов и параметров, их грамотное введение в модель – основная задача инженера и залог правильности результатов. В конечном счете, энергомоделирование – это мощный инструмент контроля качества принимаемых решений на всех этапах проектирования и даже эксплуатации здания с позиции его функционирования, экономичности и комфорта [2].

Моделирование энергопотребления здания является новым направлением инженерных расчетов в России и используется очень редко, но обязательно при сертификации здания по западным рейтинговым системам BREEAM, LEED, а так же разработанной в 2014 году российской системой сертификации GREEN ZOOM. Они разработаны для повышения энергоэффективности и экологичности зданий.

Существует множество программных продуктов для энергомоделирования зданий, моделирования их энергосистем, таких как TRNSYS, PHPP, EnergyPlus, Tas systems, IES VE и т.д. У каждого из них есть свои особенности, преимущества и недостатки. Например, в PHPP моделируется энергопотребление по месяцам, в то время как в TRNSYS – по часам, то есть можно учитывать пиковые нагрузки.

Результаты работы «Разработка системы энергоснабжения жилого дома с околонулевым энергопотреблением» показывают, что в относительно суровых климатических условиях Московского региона возможно строительство нулевых по энергобалансу зданий при сочетании концепций пассивного и активного дома. Рассматриваемый объект – жилой дом. Исходные данные: 4 жилья, 160 м² жилой площади, место нахождения – Пушкинский район Московской области.

Для определения расчетных нагрузок была построена трехмерная математическая модель (рис. 1), учитывающая геометрические характеристики объекта, ориентацию по отношению к сторонам света.

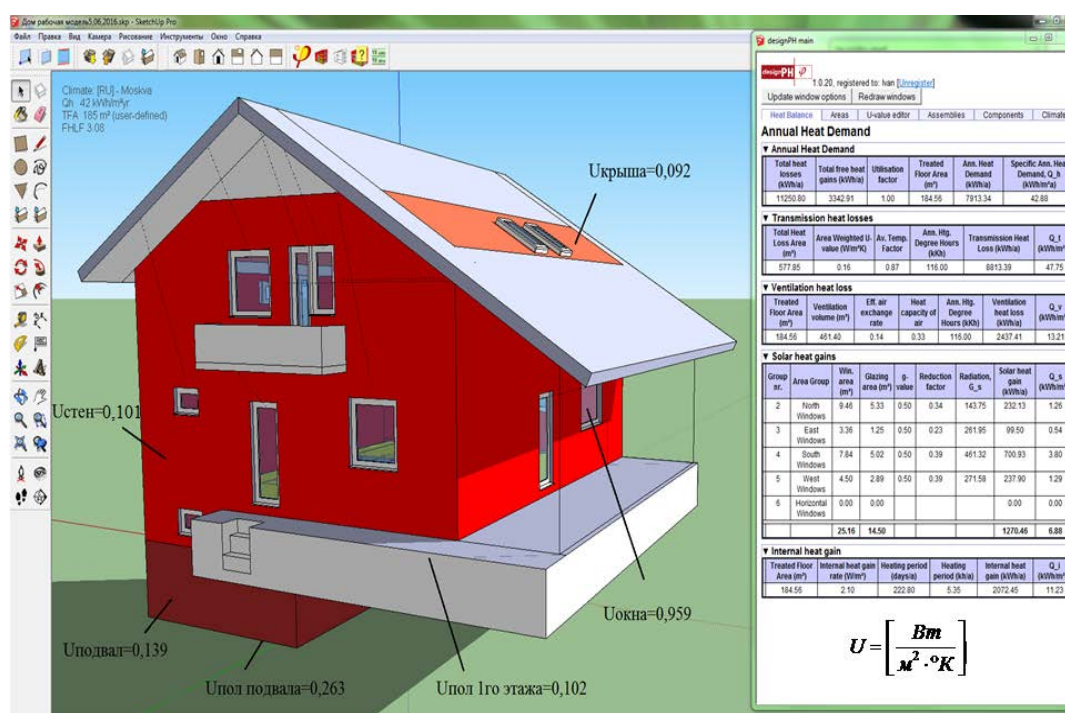


Рис. 1. Трехмерная математическая модель жилого дома

Моделирование оборудования проводилось на основе схемы энергоснабжения, представленной на рис. 2, с помощью программного продукта PHPP 2013 (Passive House Planning Package). С помощью этого

инструмента проектирования можно задавать параметры оборудования и рассчитывать как потребление энергии оборудованием, так и ее выработку.

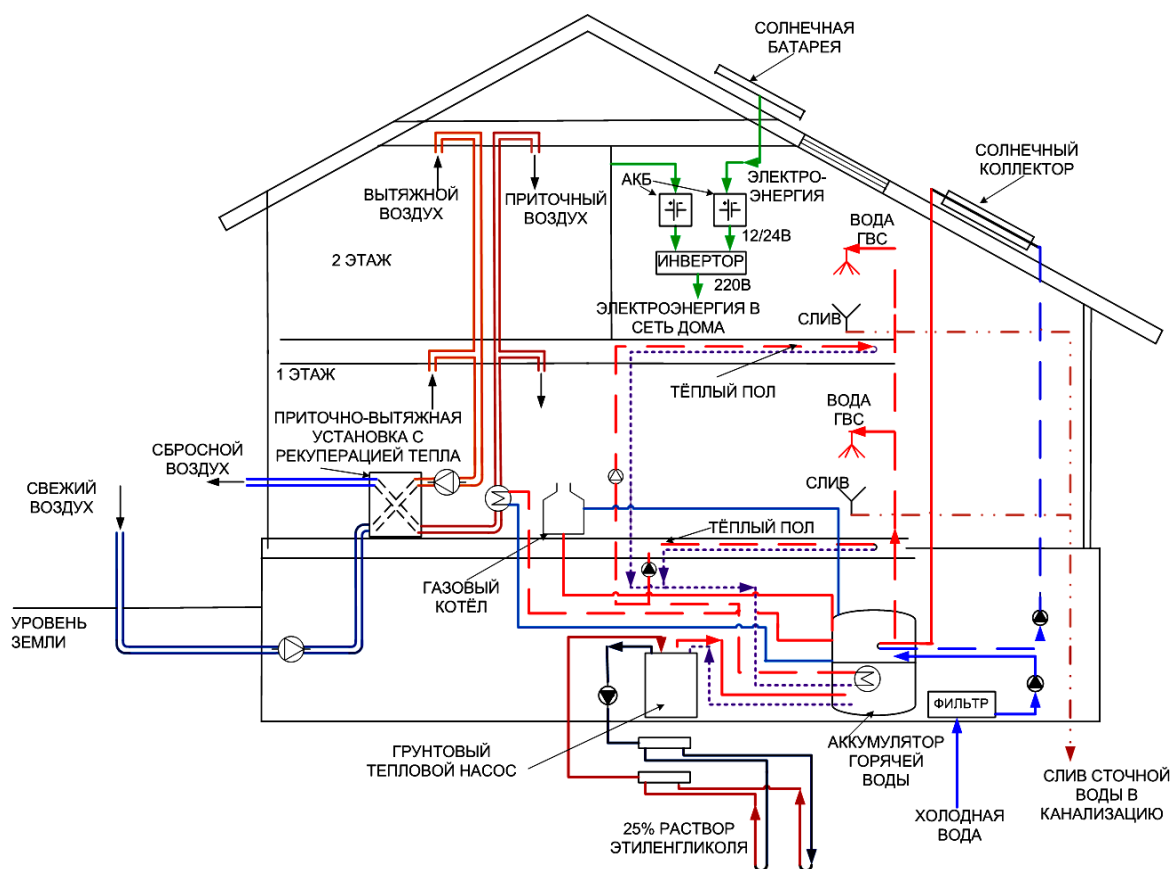


Рис. 2. Предлагаемая схема системы энергоснабжения жилого дома

В работе сравнивались 5 вариантов состава оборудования: грунтовый тепловой, воздушный тепловой насос и газовый котел. Для воздушного теплового насоса рассматривались два источника низкопотенциальной теплоты: наружный воздух и удаляемый из помещений после рекуператора. Котел рассматривался при отсутствии ВИЭ и рекуперации в системе вентиляции. Грунтовый тепловой насос рассматривался при 6 солнечных батареях и при 36 номинальной мощностью 320 Вт с увеличением слоя изоляции минеральной ваты для наружных стен с 200 мм до 250 мм.

В табл. 1 представлены результаты расчета годового потребления энергии для системы с грунтовым тепловым насосом.

Таблица 1

Результаты расчета годового потребления энергии

	Грунтовый тепловой насос (36 солнечных батарей)	Грунтовый тепловой насос (6 солнечных батарей)	Газовый котел	«Компактный тепловой насос» (удаляемый воздух - вода)	Воздушный тепловой насос (наружный воздух - вода)
Потребление энергии в условном топливе оборудованием, т/год	1,006	1,072	1,522	1,326	1,754
Потребление первичной энергии оборудованием, кВт·ч/год	7588	8089	13099	10004	13233
Удельное потребление первичной энергии системой, кВт·ч/ м ² ·год	106	108	126	113	135
Удельное потребление энергии на отопление, кВт·ч/ м ² ·год	39	42	46	42	41

Здание расположено относительно сторон света так, чтобы можно было максимально использовать солнечную энергию для выработки электрической энергии за счет солнечных батарей и тепловой энергии для нужд ГВС с помощью солнечных коллекторов. Для системы отопления предлагается использовать грунтовый тепловой насос, который в холодный период будет греть воду и для ГВС. Для аккумуляции электрической энергии, вырабатываемой солнечными батареями, будут использоваться аккумуляторные батареи, для аккумуляции тепловой энергии – бак-аккумулятор горячей воды. В теплый период тепловой насос будет работать в режиме холодильной установки, покрывая нагрузки СКВ.

Основная проблема при проектировании энергосистем зданий – несоответствие графиков потребления и выработки энергии. Один из путей ее решения – создание высокоэффективной системы аккумуляции энергии. Основными ее элементами могут быть бак-аккумулятор с использованием фазового перехода, воздушно-аккумулирующая установка, аккумуляторные батареи. Для проектирования зданий с такими сложными системами энергоснабжения необходимо энерго моделирование. Актуальность его применения определяется и разнообразием климатических зон нашей

страны. Необходимо осваивать это направление инженерных расчетов, разрабатывать свои программные продукты для повышения энергоэффективности и укрепления энергетической безопасности.

Список литературы

1. Голубчиков О. Потенциал жилищного хозяйства для повышения энергоэффективности экономики // Энергия: экономика, техника, экология. № 9. 2011.
2. Герасимов Н. А. Моделирование энергопотребления зданий – краеугольный камень зеленого проектирования для инженеров // Энергосбережение. № 4. 2014.

УДК 621.165

В. П. Жуков, Д. А. Осипов, Д. А. Уланов (ИГЭУ, Иваново)

Энергосбережение в интегрированных энергетических системах

В настоящее время большое внимание исследователей уделяется вопросам оптимального распределения нагрузки между агрегатами ТЭЦ [1–4], которое при минимальных затратах энергетических ресурсов обеспечивает заданную генерацию энергии у производителя. Другим важным аспектом экономии энергетических ресурсов является технология, получившая в литературе название «Умные сети» или «Smart Grid» [5, 6]. В рамках этой технологии основное внимание уделяется оптимальному транспортированию энергии от поставщика к потребителю, при этом основной упор делается на минимизацию транспортных потерь энергии. Указанные две задачи: оптимальная генерация энергии и оптимальная передача энергии, – рассматриваются, как правило, независимо друг от друга. Хотя очевидно, что процессы генерации и передачи энергии в энергетических системах тесно связаны друг с другом. Известно, что оптимальная генерация энергии далеко от потребителя может свести на нет выгоду при ее передаче на большие расстояния, что подтверждается известной пословицей: «И дешевый товар становится дорогим, если дорог перевоз». Совместный анализ генерации и транспорта энергии позволит получить дополнительный эффект от оптимизации, который не может быть выявлен при раздельном анализе этих процессов. Эффект от оптимизации может быть увеличен при совместном анализе сразу двух видов энергий:

тепловой и электрической, – что характерно при комбинированной выработке энергии на ТЭЦ.

Целью исследования является минимизация затрат энергетических ресурсов за счет оптимальной генерации и передачи тепловой и электрической энергии в интегрированных энергетических системах при заданном энергоснабжении потребителей. Объектом исследования является интегрированная энергетическая система, которая включает генерирующие и транспортирующие подсистемы для тепловой и электрической энергии. Структура связей между указанными подсистемами в интегрированной энергетической системе схематично показана на рис. 1.

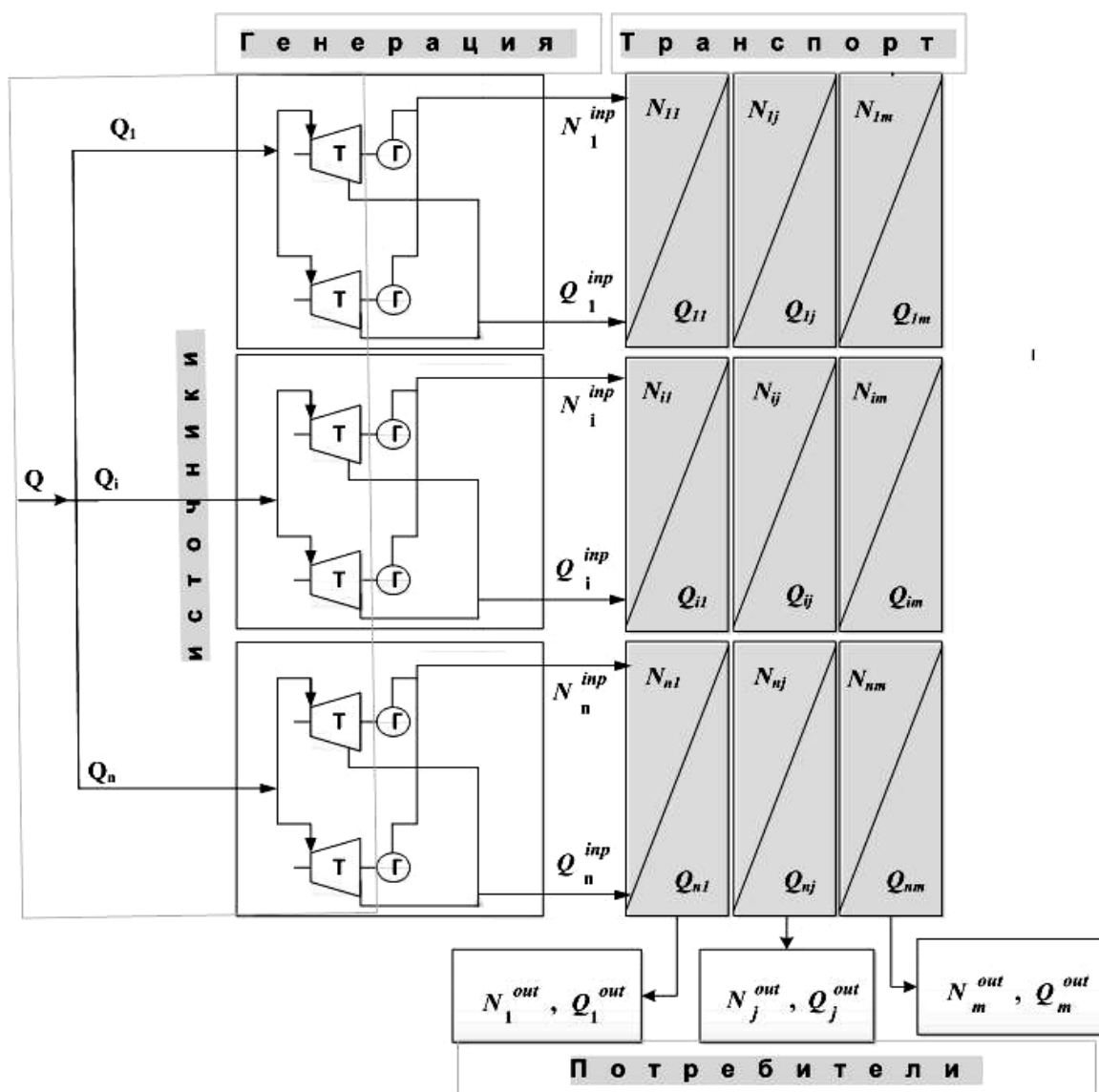


Рис. 1. Расчетная схема к задаче оптимальной генерации и транспорта тепловой и электрической энергии в интегрированной энергетической системе

Предметом исследования является оптимизация генерации и транспорта тепловой и электрической энергии в интегрированной энергетической системе с целью минимизации суммарных затрат энергетических ресурсов.

Оптимизационная задача в нашем случае формулируется следующим образом: при заданных тепловой и электрической нагрузках конечных потребителей определить оптимальную генерацию каждого производителя и оптимальные транспортные потоки от каждого поставщика каждому потребителю, которые обеспечивают минимальные суммарные затраты энергетических ресурсов. Математическая постановка оптимизационной задачи генерации и транспорта энергии формулируется следующим образом. Считаем, что тепловая и электрическая энергия вырабатывается n различными поставщиками, в качестве которых в нашем случае рассматриваются тепловые электрические станции или котельные. Сгенерированная энергия передается m потребителям, в качестве которых рассматриваются жилые дома, промышленные предприятия или некоторая их совокупность. Обеспечить тепловой и электрической энергией конечных потребителей (Q_j^{out}, N_j^{out}) необходимо с минимальным расходом первичных энергоресурсов, то есть в качестве целевой функции оптимизации рассматривается минимальный расход энергоресурсов. В качестве параметров оптимизации выбираются потоки тепловой Q_{ij} и электрической N_{ij} энергии от i -го производителя j -му потребителю энергии. Выражение для целевой функции оптимизации представляется через сумму входных энергетических потоков в каждый элемент системы в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 1. Требуемое обеспечение энергией всех потребителей записывается в виде ограничений.

$$F_c = Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \Rightarrow \min_{Q_{ij}, N_{ij}}, \sum_i N_{ij} = N_j^{out}; \sum_i Q_{ij} = Q_j^{out}, \quad (1)$$

где F_c , Q – целевая функция оптимизации и суммарный расход энергетических ресурсов в систему, Q_i – расход энергетических ресурсов в i -й элемент системы, i – индекс ($i = 1, \dots, n$). Для записи целевой функции через параметры оптимизации расход энергетических ресурсов для каждого производителя записывается через его энергетические характеристики [7, 8] с учетом расчетной схемы рис. 1 в следующем виде

$$Q_i = N_i^{inp} \cdot q_{\pi}(Q_i^{inp}, N_i^{inp}) + Q_i^{inp}, \quad (2)$$

где $q_{\pi}(Q_i^{inp}, N_i^{inp})$ – удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии, который определяется согласно энергетическим

характеристикам агрегата [3, 5, 6]. До потребителя доходит не вся энергия, которая генерируется у производителя: часть энергии теряется в виде потерь при транспортировке. Выработка энергии у производителей должна превосходить потребности потребителя на величину указанных потерь

$$N_i^{inp} = \sum_j^m N_{ij} (1 + \alpha^N \delta_{ij}^N); \quad Q_i^{inp} = \sum_j^m Q_{ij} (1 + \alpha^q \delta_{ij}^q),$$

где δ_{ij}^q , δ_{ij}^N – доля тепловой и электрической энергии, которая теряется при транспортировке от i -го производителя j -му потребителю; α^q, α^N – коэффициенты; N_i^{inp} – электрическая нагрузка, генерируемая i -м производителем; Q_i^{inp} – тепловая нагрузка, генерируемая i -м производителем.

Для решения сформулированной оптимизационной задачи (1)–(2) используется метод статистического программирования [9], которые хорошо себя зарекомендовали при решении многомерных задач.

Порядок представления исходных данных и результаты расчетного анализа рассмотрим на следующем примере. Общее число поставщиков тепловой и электрической энергии выбирается равным двум ($n = 2$), число потребителей энергии – также равным двум ($m = 2$). Тепловая нагрузка для двух потребителей задается матрицей-строкой $Q^{out} = [79; 108]$ МВт, а электрическая нагрузка – матрицей-строкой $N^{out} = [38; 40]$ МВт.

Сопоставление значений расхода первичных энергетических ресурсов до и после оптимизации представлено на рис. 2.

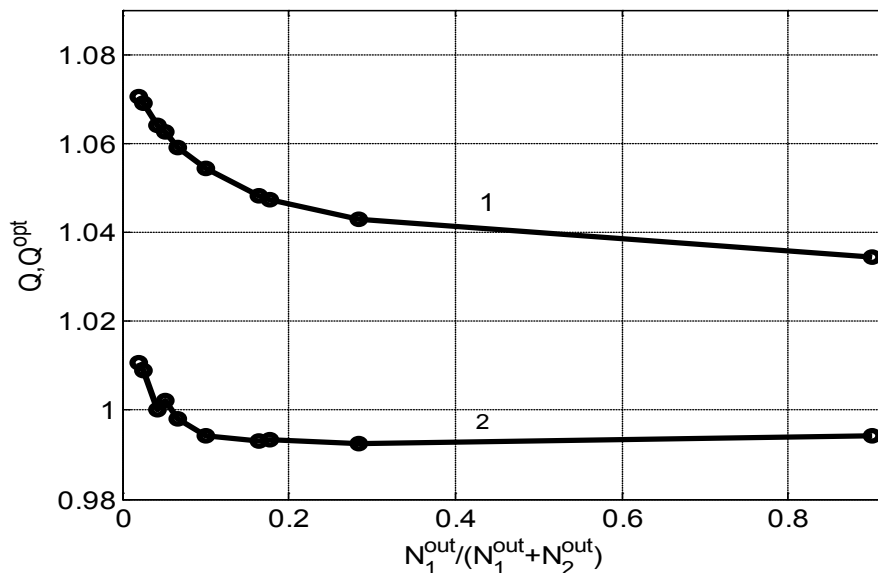


Рис. 2. Зависимости относительного расхода первичных энергетических ресурсов до (1) и после (2) оптимизации генерации и транспорта энергии от относительной нагрузки первого потребителя

Вдоль оси абсцисс на графике откладываются значения относительной нагрузки первого потребителя по отношению к суммарной нагрузке всех потребителей. Анализ полученных результатов показывает, что решение задачи совместной оптимизации генерации и транспорта энергии в исследованных условиях позволяет снизить потребление энергии на 4–5%, что следует признать существенной экономией энергетических ресурсов.

Таким образом, предложенный подход позволяет обеспечить заданные параметры энергоснабжения потребителей при минимальных ресурсных затратах, что является предпосылкой для создания интеллектуальных энергосберегающих систем, позволяющих в оперативном режиме поддерживать оптимальное обеспечение потребителей при минимальных суммарных затратах энергетических ресурсов.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант 15-08-01684).

Список литературы

1. Качан А. Д. Оптимизация режимов и повышение эффективности работы паротурбинных установок ТЭС / Минск : Выш. шк., 1985. 176 с.
2. Аминов Р. З. Векторная оптимизация режимов работы электростанций. М. : Энергоатомиздат, 1994. 304 с.
3. Жуков В. П. Оптимальная стратегия генерации электрической энергии на ТЭС // Вестник ИГЭУ. 2009. Вып. 1. С.14-16.
4. Андрищенко А. И., Змачинский А. В., Понятов В. А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС / М. : Высшая школа, 1974. 276 с.
5. Кобец Б. Б., Волкова И. О. Инновационное развитие электроэнергетики на базе концепции SMART GRID. М. : ИАЦ Энергия, 2010. 208 с.
6. Жуков В. П. Оптимальная выработка и передача энергии в тепловых и электрических сетях // Теплоэнергетика. 2011. № 8. С. 8-12.
7. Методические указания по составлению и содержанию энергетических характеристик оборудования тепловых электростанций: РД 34.09.155-93. М. : СПО ОРГРЭС, 1993. 43 с.
8. Акименкова В. М., Гришфельд В. Я. Определение аналитических выражений для тепловых характеристик теплофикационных турбин методом планирования эксперимента // Теплоэнергетика. 1970. № 11. С. 48-51.
9. Вентцель Е. С. Исследование операций: задачи, принципы, методология / М. : Дрофа, 2004. 208 с.

Н. Н. Ефимов, В. Н. Балтян (ЮРГПУ (НПИ), Новочеркасск)

Малая распределенная энергетика и перспективы ее развития

История развития российской энергетики поражает своей динамичностью. Еще сто лет назад население России жило при лучине и керосиновой лампе. Хотя малая распределенная энергетика единичной мощностью энергоустановок не более 100 кВт уже появилась для освещения дворцов, но большинству населения она была недоступна. Однако после принятия плана ГОЭЛРО, начиная с 1922 г., стали строиться электростанции, производиться и устанавливаться отечественные паровые турбины 10 МВт, а затем 25 и 50 МВт среднего давления, появились энергосистемы. Последовательно во времени осваивались и пускались новые серийные энергоблоки тепловых электростанций (ТЭС), как основа электроэнергетики, мощностью 100 МВт (до середины 50-х годов), затем 200, 300, 500, 800 МВт и, наконец, в середине 80-х 1200 МВт. Таким образом, за 30 лет мощность единичных энергоблоков возросла в 12 раз.

Однако, начиная с середины 70-х годов, электроэнергетика столкнулась с рядом противоречий, которые замедлили спираль поступательного развития энергетики. Появление такого бифуркационного застоя говорит о том, что энергетика остановилась в ожидании нового качественного скачка в развитии. Факторами, повлиявшими на этот бифуркационный застой развития энергетики, стали:

- экологическая чистота производства электроэнергии;
- экономичность процессов выработки энергии;
- маневренность тепломеханического оборудования ТЭС.

Недостаточная **экологическая чистота производства электроэнергии**, особенно при использовании твердых топлив на ТЭС, в настоящее время связана с низким качеством топлива, поставляемого на электростанции; несовершенной системой улавливания отходов и выбросов энергопроизводства и неудовлетворительной утилизацией их. Как правило, это низкокалорийное, высокосольное топливо с относительно большим содержанием серы и других вредных примесей. Качественные характеристики топлива могут изменяться в широких пределах. Например, удельная теплота сгорания угля, поставляемого на Новочеркасскую ГРЭС,

колеблется от 10,0 МДж/кг до 20,0 МДж/кг, в то время как проектная теплотворная способность антрацитового штыба 25,0 МДж/кг. Зольность топлива изменяется в диапазоне 20...40% при проектной 10...15%. Поэтому ТЭС, работающая на твердом топливе, имеет большое количество твердых отходов.

При сернистости топлива 2...5% и использовании воздуха в качестве окислителя при горении, на выходе из котельных установок появляются окислы серы и азота. Для рассматриваемого выше примера их количество составляет: двуокиси серы – 2...4 кг/с; окислов азота – 0,2...0,5 кг/с. Технологии улавливания этих окислов и переработки их в товарную продукцию известны современной энергетике, однако они требуют больших изначальных вложений и площадей под установку.

При сложившихся условиях в энергетике нельзя в ближайшем будущем надеяться на улучшение качества топлива поставляемого на электростанции. Поэтому с экологических позиций необходимо рассчитывать только на рациональность использования твердого топлива на ТЭС, т. е. на оптимизацию процессов горения и контролируемую утилизацию отходов и выбросов электростанций.

Экономичность производства электроэнергии связана с необходимостью иметь более высокий КПД энергооборудования и термодинамических циклов. Эффективность производства электроэнергии повышают за счет: использования парогазовых циклов, повышения параметров рабочего тела перед турбиной с использованием высокопрочных материалов, применения газификации твердых топлив и производства вторичной продукции при утилизации отходов (особенно на твердотопливных ТЭС).

Важным является вопрос **маневренности оборудования ТЭС** о возможности и надежности обеспечения динамичности суточных и сезонных изменений нагрузки энергоснабжения. Анализ суточных графиков нагрузок энергосистем показывает, что для них большое значение имеют предельные скорости изменения нагрузки $dN/d\tau$. С увеличением неравномерности суточного энергопотребления до 0,5 на примере объединенной энергосистемы Северного Кавказа скорость изменения нагрузки составляет 12...13 МВт/мин [1]. В то же время скорость нагружения энергоагрегатов тепловых электростанций ограничена (2,5...3,5 МВт/мин) [2], необходимостью соблюдения определенной скорости прогрева металла энергоустановок.

Требуемую скорость ($dN/d\tau > 500 \text{ MBm/ч}$) можно обеспечить только пуском и нагружением гидротурбин и газовых турбин, скорость разгона которых практически не ограничена, а также параллельной обработкой нескольких паровых турбин. Например, при требуемой скорости нагружения $dN/d\tau = 12...15 \text{ MBm/мин}$ требуется параллельное подключение к переменным режимам не менее 4...5 паровых турбин.

Требуемая максимальная мощность энергоблоков, участвующих в регулировании нагрузок электропотребления составит не более 300–450 МВт, при суточном изменении нагрузки 1200...1500 MBm, по данным объединенной энергосистемы Южного региона России [1]. Очевидно, что если скорость изменения нагрузки при суточном электропотреблении будет возрастать при увеличении неравномерности суточных графиков нагрузок, то требуемая мощность станет еще меньше.

Основными производителями электрической и тепловой энергии в настоящее время являются крупные тепловые, атомные и гидравлические электростанции на базе энергоагрегатов мощностью 50 МВт и выше и котельные. Считается, что эти электростанции вырабатывают электро- и теплоэнергию более экономично. Следует отметить, что существующие энергокомплексы большой мощности имеют, помимо рассмотренных выше, и другие недостатки. Например, в цене электроэнергии продаваемой населению только 50% отводится производству. Остальные составляющие ценообразования тарифов расходуются на различные услуги, потери электроэнергии и распределение по потребителям. Таким образом, эффективность энергоснабжения потребителей снижается, несмотря на более высокую экономичность энергоустановок производства.

В этих условиях все большее значение приобретает малая распределенная энергетика. Распределенная энергетика в России в последние годы развивается опережающими темпами по сравнению с другими производствами электроэнергии. По данным Росстата за период с 2001 г. по 2007 г. в России был введен объем суммарной установленной мощности малых энергоустановок 13380 МВт, в то время как крупных электростанций 9630 МВт [3, 4]. Это притом, что не все реализуемые в стране электрогенераторы учитываются отечественной статистикой. Доля малой электрогенерации в установленной мощности всех электростанций страны достигла 5,2%, а в выработке электроэнергии – 2,3%. При этом эффективность использования мощностей малой генерации существенно ниже, чем большой (соответственно, 2105 и 4670 ч/год).

Причинами опережающего развития распределенной энергетики являются следующие факторы:

- наличие и освоение территорий, не охваченных централизованным электроснабжением (это 2/3 территории России);
- экономический рост в зонах централизованного электроснабжения при наличии существенных инфраструктурных ограничений (отсутствие технологических возможностей подключения к электрическим сетям);
- технические достижения в средствах малой генерации электроэнергии. На рынке, включая российский, стали доступными электрогенераторы небольшой мощности с приемлемыми технико-экономическими показателями: высокоэффективные газотурбинные и газопоршневые аппараты, нетрадиционные установки на базе возобновляемых источников энергии (ветрогенераторы, фотопреобразователи и др.);
- неоспоримыми достоинствами малой генерации являются небольшие сроки ввода объектов в эксплуатацию и небольшие требуемые начальные инвестиции.

Применение индивидуальных, автономных микроэнергокомплексов позволяет избегать дополнительных финансовых затрат и эксплуатационные расходы полностью переложить на производство электроэнергии и тепла. Эффективность энергоснабжения в малой распределенной энергетике можно добиваться не только за счет приближения производителя энергии к потребителю, но и за счет комплексного энергоснабжения потребителя электрической и тепловой энергией, т. е. за счет когенерации и тригенерации. В этом случае можно повысить экономичность энергоустановок до 90% и даже более.

Список литературы

1. Ефимов Н. Н., Алексеев М. А. Суточное регулирование нагрузки электропотребления Ростовской области после пуска блоков АЭС // Молодые ученые России - теплоэнергетике : материалы межрегиональной конф. Новочеркасск : ЮРГТУ (НПИ), 2001. С. 135-139.
2. Горшков А. С. Техничко-экономические показатели тепловых электрических станций. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Энергия, 1974. 240 с.
3. Попель О. С., Фрид С. Е., Киселева С. В., Коломиец Ю. Г., Лисицкая Н. В. Климатические данные для возобновляемой энергетики (база климатических данных). Учебное пособие. М. : ОИВТРАН. 2010. 56 с.
4. Фрид С. Е., Коломиец Ю. Г., Сушникова Е. В, Ямудер В. Ф. Эффективность и перспективы использования различных систем солнечного нагрева воды в климатических условиях Российской Федерации // Теплоэнергетика, 2011. № 11. С. 26-31.

Раздел 2. Энергосбережение в системах теплоснабжения городов

УДК 621.311

П. А. Щинников, Д. С. Синельников (НГТУ, Новосибирск)

Определение эквивалентной расчетной температуры при зонировании температурного графика

В инженерной практике часто стоит задача определения тепловых нагрузок расчетным путем. Для этого используют разные приемы, но в основе всегда лежит температурный график. При отсутствии сведений о длительности стояния сезонных температур окружающей среды применяют известное выражение Россандера для определения тепловых нагрузок и при помощи температурного графика определяют точки расчетных режимов, как правило, зима/лето, для исследуемого оборудования. В дальнейшем по назначенным расчетным точкам определяют необходимые параметры и показатели работы оборудования, в том числе и технико-экономические характеристики энергоблоков и ТЭС в целом.

В работах [1–7] вводится фактор зонирования температурного графика, который имеет три ярко выраженные зоны (периоды), характеризующие разные способы регулирования. Период I отвечает за режим горячего теплоснабжения (ГВС) и начало отопительного сезона и характеризуется количественным способом регулирования, рис. 1. При этом способе увеличение количества отпускаемой тепловой энергии обеспечивается увеличением расхода при неизменной температуре ($t_{пс}$) прямой сетевой воды. Период III начинается в точке максимальной теплофикационной нагрузки (точка M , рис. 1.), обеспечивает отопительную нагрузку и характеризуется качественным регулированием, при котором увеличение количества отпускаемой теплоты обеспечивается увеличением температуры за счет увеличения давления в регулируемом отборе турбины. Одновременно с началом периода III вступает в работу пиковый водогрейный котел (ПВК) в стандартных схемах теплоснабжения ТЭЦ-ПВК-МТ-П (здесь МТ – магистральная теплосеть; П – потребитель теплоты). Коэффициент теплофикации становится меньше единицы ($\alpha_{ТЭЦ} < 1$).

Период II является переходным от количественного регулирования к качественному, но одновременно этот период характеризует работу ТЭЦ (центрального источника) в наиболее эффективном режиме, так как отопительная нагрузка уже подключена. В этом смысле зону II графика можно считать базовой [1]. Для регулирования отпуска теплоты в этой зоне предлагается применять качественно-количественный способ, когда задействованы и расход сетевой воды и температура отборного пара [4-7].

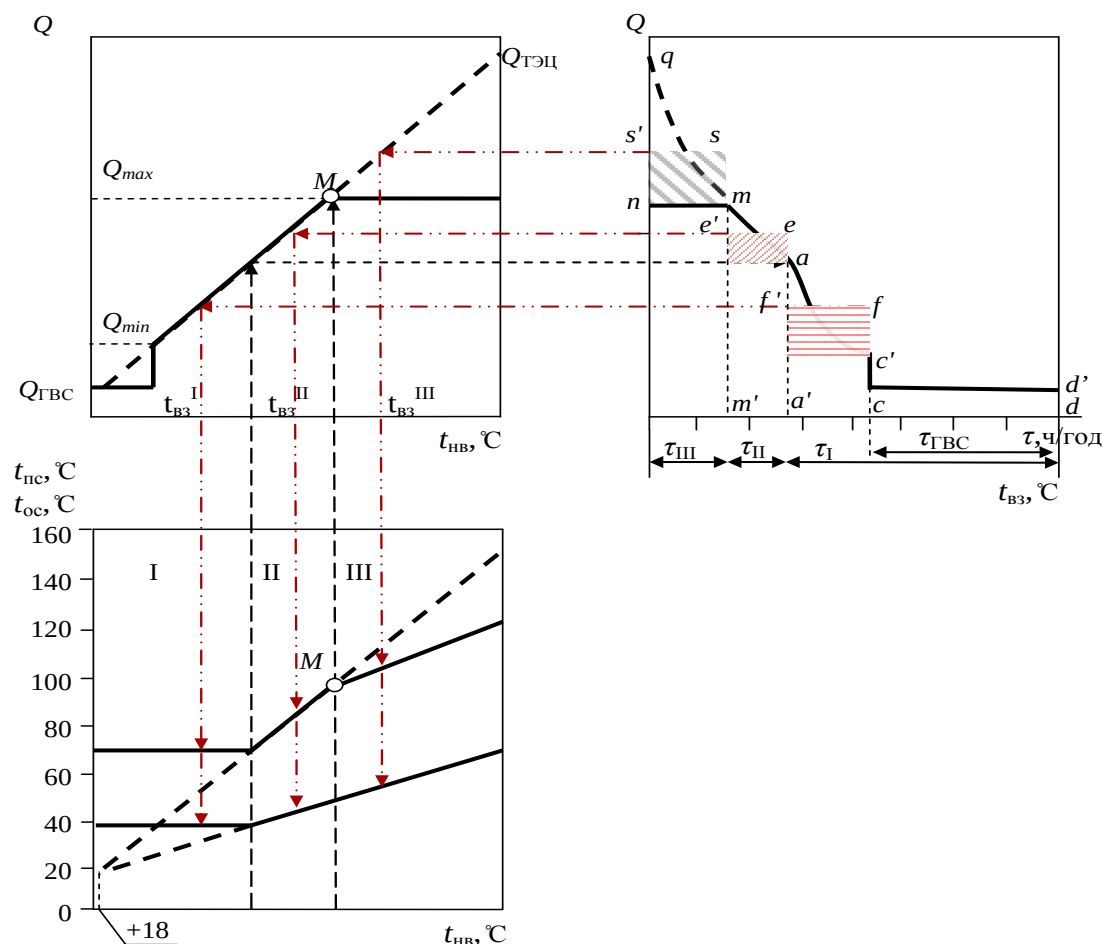


Рис. 1. Графики тепловых нагрузок

В этом случае годовая теплофикационная нагрузка $Q_{ТЭЦ}$, полученная как интегральная характеристика с учетом времени t стояния температуры t_{B3} , для условий зонирования температурного графика имеет три характерных зоны. Первая зона обусловлена количественным регулированием отпуска теплоты, вторая зона – качественно-количественным (смешанным) регулированием, третья качественным.

В общем случае годовая теплофикационная нагрузка ТЭЦ:

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = \int Q(\tau) d(\tau), \quad (1)$$

где τ – время стояния температур.

Выше отмечалось, что в инженерной практике существует прием, когда годовой отпуск теплоты определяют по двум режимам зима/лето, при этом летний режим работы определяется нагрузкой ГВС ($t_{\text{ГВС}}$, рис. 1), а зимний режим работы обуславливает весь теплофикационный отпуск теплоты:

$$Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{ЗИМА}} = Q_{\text{ТЭЦ}} - Q_{\text{ГВС}}. \quad (2)$$

В этом случае, $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{ЗИМА}}$ определяют по средней температуре отопительного периода $\left(\frac{8+t_*}{2}\right)$. Тогда годовой отпуск теплоты теплофикационной турбиной (с использованием [8]):

$$Q_{\text{от}}^{\text{ГОД}} = Q_{\text{ТЭЦ}} \cdot \tau_{\text{от}} \cdot \left(\frac{1}{1 - \overline{Q}_{\min}}\right)^n \cdot (\overline{Q} - \overline{Q}_{\min}) - Q_{\text{ПИК}}^{\text{ГОД}} + Q_{\text{ГВС}} \cdot (8760 - \tau_{\text{от}}). \quad (3)$$

где относительный отпуск теплоты

$$\overline{Q} = \left(1 - \frac{Q_{\text{ГВС}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}}\right) \cdot \frac{18 - t_{\text{вз}}^{\text{ср}}}{18 - t_*} + \frac{Q_{\text{ГВС}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}}. \quad (4)$$

В этом выражении $t_{\text{вз}}^{\text{ср}}$ – средняя за отопительный период ($\tau_{\text{от}}$) температура окружающей среды, а показатель степени:

$$n = \frac{1 - \overline{Q}_{\min}}{\overline{Q} - \overline{Q}_{\min}}. \quad (5)$$

Максимальная тепловая нагрузка ТЭЦ в соответствии с потребностью теплового потребителя:

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q^{\max}}{\alpha_{\text{ТЭЦ}}}. \quad (6)$$

Здесь $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ – коэффициент теплофикации, $Q^{\max}$ – максимальная теплофикационная мощность паровой турбины.

Годовой отпуск теплоты в условиях зонирования температурного графика может быть определен аналогичным способом, однако в этом случае выражение (4) примет вид системы:

$$\begin{cases} \bar{Q}_I = (1 - \frac{Q_{ГВС}}{Q_{ТЭЦ}}) \cdot \frac{18 - t_{вз}^I}{18 - t_*} + \frac{Q_{ГВС}}{Q_{ТЭЦ}}; \\ \bar{Q}_{II} = (1 - \frac{Q_{ГВС}}{Q_{ТЭЦ}}) \cdot \frac{18 - t_{вз}^{II}}{18 - t_*} + \frac{Q_{ГВС}}{Q_{ТЭЦ}}; \\ \bar{Q}_{III} = (1 - \frac{Q_{ГВС}}{Q_{ТЭЦ}}) \cdot \frac{18 - t_{вз}^{III}}{18 - t_*} + \frac{Q_{ГВС}}{Q_{ТЭЦ}}. \end{cases} \quad (7)$$

В этих выражениях $t_{вз}^{I,II,III}$ – расчетные температуры воздуха характерных зон графика тепловых нагрузок, рис. 1.

Выражение (3), в свою очередь, примет вид:

$$Q_{от}^{год} = \sum_{i=1}^3 Q_{ТЭЦ} \cdot \tau_{от} \cdot \left(\frac{1}{1 - \bar{Q}_{min}} \right)^n \cdot (\bar{Q} - \bar{Q}_{min}) - Q_{пик}^{год} + Q_{ГВС} \cdot \tau_{ГВС}, \quad (8)$$

где $i = 1, 2, 3$ – соответствует времени $\tau_I, \tau_{II}, \tau_{III}$ (рис.1) и характеризует продолжительность работы турбины в разных зонах температурного графика, $\tau_{ГВС}$ – продолжительность режима работы ГВС в отсутствии отопительной нагрузки.

Расчетная температура воздуха $t_{вз}^i$ определяется как эквивалентная температура, при которой обеспечивается отпуск теплоты по графику тепловых нагрузок в соответствующей зоне регулирования, то есть выполняется условие равенства площадей, рис. 1.

$$\begin{cases} F(a'ac'c) = F(a'f'fc) - \text{зона количественного регулирования;} \\ F(m'maa') = F(m'e'ea') - \text{зона смешанного регулирования;} \\ F(nqm) = F(ns'sm) - \text{зона качественного регулирования.} \end{cases} \quad (9)$$

Можно видеть, что в результате получают три расчетные точки для анализа работы энергоблоков в дополнение к режиму горячего водоснабжения, в то время как традиционный способ имеет две расчетные точки, в том числе и расчет режима ГВС.

Расчет тепловых нагрузок для турбины с $Q_T \sim 300$ МВт, при коэффициенте теплофикации $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6$ и для региона с расчетной температурой холодного месяца -39°C показывает, что учет зонирования температурного графика и применение эквивалентирования расчетной температуры увеличивает расчетный отпуск теплоты на $\sim 21\%$.

Выводы:

1. Предложен метод определения расчетной температуры при анализе работы теплофикационных энергоблоков, заключающийся в эквивалентировании тепловых нагрузок по температуре в условиях зонирования температурного графика.

2. Показано, что применение метода эквивалентирования расчетной температуры при зонировании температурного графика уточняет расчетный отпуск теплоты энергоблоком на базе турбины Т-180 по сравнению с расчетом в традиционной инженерной постановке на ~21%.

Список литературы

1. Шарапов В. И., Ротов П. В. Регулирование нагрузки городских теплофикационных систем // Ульяновск : УлГТУ, 2013. 309 с.
2. Орлов М. Е., Шарапов В. И. Совершенствование структуры и технологий работы городских ТЭЦ и теплофикационных систем // Ульяновск : УлГТУ, 2014. 352 с.
3. Ротов П. В., Орлов М. Е., Шарапов В. И. О температурном графике центрального регулирования систем теплоснабжения // Известия вузов. Проблемы энергетики, 2014. № 5-6. С. 3-12.
4. Ротов П. В., Орлов М. Е., Шарапов В. И. О работе систем теплоснабжения без излома температурного графика // Энергосбережение и водоподготовка, 2012. № 2. С. 12-17.
5. Ротов П. В., Орлов М. Е., Ротова М. А., Шарапов В. И. О температурном графике работы теплофикационных систем городов // Энергосбережение и водоподготовка, 2012. № 6(80). С. 135-139.
6. Ротов П. В. Совершенствование систем централизованного теплоснабжения, подключенных к ТЭЦ, путем разработки энергоэффективных технологий обеспечения нагрузок отопления и горячего водоснабжения // Автореф. дис. д.т.н. Иваново, ИГЭУ, 2015. 410 с.
7. Ротов П. В., Шарапов В. И. Особенности регулирования нагрузки систем теплоснабжения в переходный период // Энергосбережение и водоподготовка, 2010. № 2. С. 25-28.
8. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М. : Энергоатомиздат, 1987. 321 с.

УДК 697.34

Т. А. Рафальская, Р. Ш. Мансуров (НГАСУ, Новосибирск)

Оценка влияния верхней и нижней срезов температурного графика на тепловой режим помещений

Большинство эксплуатируемых в настоящее время систем централизованного горячего водоснабжения рассчитывались в соответствии с нормативными документами: на температуру горячей воды в местах

водоразбора не ниже 50 °С для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к закрытым системам теплоснабжения [1, 2].

Позднее был разработан свод правил [3], в котором была определена температура горячего водоснабжения на вводе в дом 60 °С.

В 2009 году были введены СанПиН [4], что было связано с обнаружением в трубопроводах горячего водоснабжения инфекционных возбудителей вирусного и бактериального происхождения, которые могут размножаться при температуре ниже 60 °С. Было установлено, что температура горячей воды в местах водоразбора должна быть не ниже 60 °С и не выше 75 °С. Для соответствия новым нормам был разработан свод правил [5], который совместно с [4] регламентирует температуру горячего водоснабжения. Повышение температуры горячей воды у водоразборных приборов вызвало поднятие нижней срезки температурного графика центрального регулирования.

В то же время, в связи с изношенностью тепловых сетей, оборудования, нехваткой топлива, остановкой пиковых районных котельных применяется верхняя срезка температурного графика центрального регулирования.

В существующих схемах тепловых пунктов (ТП) жилого сектора применяется двухступенчатая смешанная схема присоединения теплообменников системы горячего водоснабжения (СГВ) с ограничением максимального расхода сетевой воды на ввод ТП, т.е. так называемая «связанная» подача теплоты, ограниченная располагаемой тепловой мощностью системы теплоснабжения. Поэтому, увеличение температуры воды в СГВ неизбежно вызовет изменения работы связанной с ней системы отопления.

Особенностью ТП является то, что сначала обеспечивается теплотой СГВ, где во второй ступени теплообменника в точке излома температурного графика используется весь расход воды из теплосети, который затем поступает в первую ступень теплообменника СГВ, минуя систему отопления. Таким образом, при максимальном водопотреблении в СГВ система отопления недополучает необходимое количество теплоты. Восстановление тепловой мощности системы отопления возможно при минимальном водопотреблении, когда в систему отопления поступает дополнительное количество теплоты теплоносителя, предназначенной для

II ступени теплообменника СГВ. Снизить колебания температуры внутреннего воздуха возможно за счет тепловой аккумуляции ограждений зданий.

Для оценки влияния температуры воды в СГВ и степени водоразбора на тепловой режим отапливаемых помещений была разработана методика расчета режимов теплового пункта [6], проведены поверочный расчет и сравнение режимов его работы по утвержденным графикам отпуска тепловой энергии на отопительные сезоны 2011–2012 и 2014–2015 гг.

Проектный график от всех ТЭЦ Новосибирска принят 150/70 °С, на эти параметры рассчитываются системы отопления и горячего водоснабжения. Расчет режимов системы теплоснабжения проводится при использовании параметров теплообменников СГВ, определенных в проектном режиме и остающихся постоянными в широком диапазоне изменения температур и расходов сетевой и нагреваемой воды.

Параметры теплообменников СГВ I и II ступеней:

$$\Phi^I = \frac{k^I \times F^I}{\sqrt{W_h^I \times W_d^p}}; \quad \Phi^{II} = \frac{k^{II} \times F^{II}}{\sqrt{W_h^{II} \times W_d^p}}, \quad (1a, б)$$

где $k^I \cdot F^I$ и $k^{II} \cdot F^{II}$ – произведения коэффициентов теплопередачи на поверхность нагрева теплообменников в проектном режиме, при расчетных эквивалентах расхода греющей (сетевой) W_d^I , W_d^{II} и нагреваемой (водопроводной) W_h^I , W_h^{II} воды в теплообменниках.

Согласно графику температур воды, на отопительный сезон 2011–2012 гг. были приняты срезки температурного графика: верхняя на 112 °С, нижняя на 66°С. Расчетная температура для проектирования отопления $t_{но} = -39^\circ\text{С}$, в точке излома температурного графика $t_{ни} = -2^\circ\text{С}$. Результаты расчетов показаны на рис. 1.

На отопительный сезон 2014-2015 гг. верхняя срезка температурного графика 118°С, расчетная температура внутреннего воздуха $t_b^p = 18^\circ\text{С}$. Нижняя срезка температурного графика 78°С. Расчетная температура для проектирования отопления $t_{но} = -37^\circ\text{С}$, в точке излома температурного графика $t_{ни} = -5^\circ\text{С}$, Результаты расчетов показаны на рис. 2.

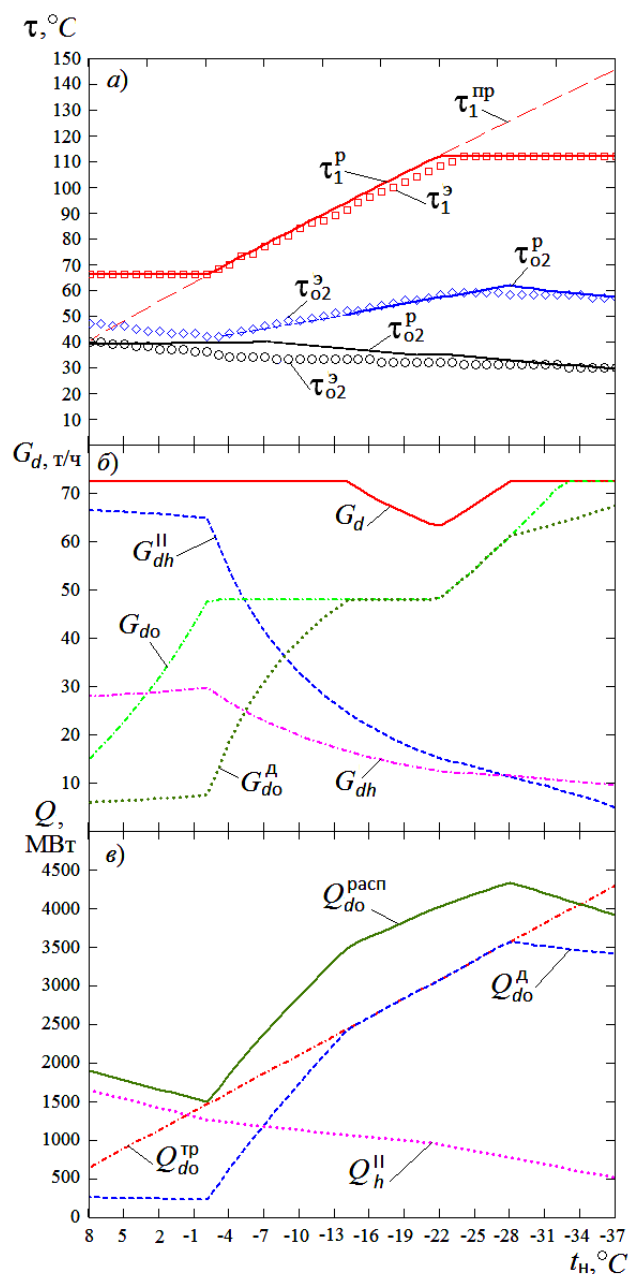


Рис. 1. Режимы работы ТП в 2011–2012 гг.

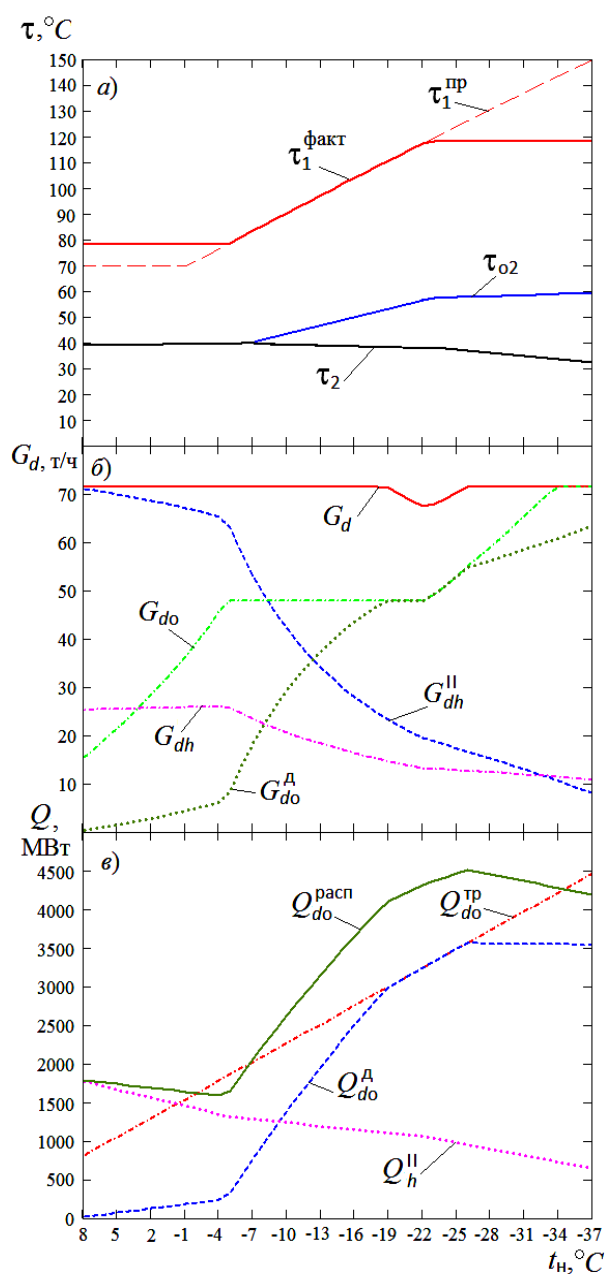


Рис. 2. Режимы работы ТП в 2014–2015 гг.

Сравнение результатов расчета показало следующее:

1. Поднятие нижней срезки с 66 °С до 78 °С сдвинуло точку излома температурного графика в область более низких температур наружного воздуха (рис. 1а, 2а), когда теплотери зданий еще достаточно велики.
2. Поскольку именно в точке излома наблюдаются максимальные расходы сетевой воды на горячее водоснабжение (рис. 1б, 2б), с поднятием нижней срезки, при более низких температурах наружного воздуха возникают режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, при которых в систему отопления поступает расход

сетевой воды меньше требуемого ($G_{do}^A < G_{do}^{TP}$). Циркуляция воды в системе отопления поддерживается работой смесительных насосов, подмешивающих воду из обратной магистрали.

3. Тепловая мощность системы теплоснабжения в течение отопительного периода показана на рис. 1в, 2в, где Q_{do}^{TP} – требуемая тепловая мощность системы отопления. При максимальном водопотреблении в СГВ тепловая мощность системы отопления Q_{do}^{min} минимальна; Q_h^{II} – тепловая мощность СГВ II ступени. Эту тепловую мощность (или ее часть) можно направить в систему отопления при водопотреблении ниже среднего. Как видно из рис. 2в, возникают неблагоприятные режимы совместной работы систем отопления и СГВ, когда даже при отсутствии водопотребления суммарная (располагаемая) тепловая мощность систем отопления и горячего водоснабжения $Q_{do}^{расп}$ не обеспечит температуру внутреннего воздуха даже на уровне 18°C . Это температурный диапазон от -35°C и ниже, а также от -2°C до -7°C .

4. Поднятие нижней срезки температурного графика повлияло не только на диапазон наружных температур вблизи точки излома температурного графика, но на режимы работы теплосети в течение всего отопительного периода, поскольку увеличение тепловой мощности системы горячего водоснабжения вызвало соответствующее снижение тепловой мощности системы отопления.

Восстановление тепловой мощности системы отопления с коэффициентом тепловой аккумуляции β , ч, здания, определенными по методике [7] равно: для зданий с кирпичными стенами $\beta = 73,3$ ч; с панельными стенами $\beta = 36,9$ ч.

Действительную температуру внутреннего воздуха t_B^A при изменяющейся тепловой нагрузке и текущей температуре наружного воздуха t_n за каждый час z , можно определить по формуле:

$$t_B^A = t_n + \left[\frac{Q_{do}}{Q_{do}^{TP}} + \left(\frac{t_B - t_n}{t_B^P - t_{no}} \right) \times e^{-\frac{z}{\beta}} \right] \times (t_B^P - t_{no}). \quad (2)$$

Возмущающими факторами являются: неравномерность суточного графика водопотребления в СГВ (рис. 3) и изменение температуры наружного воздуха (рис. 4).

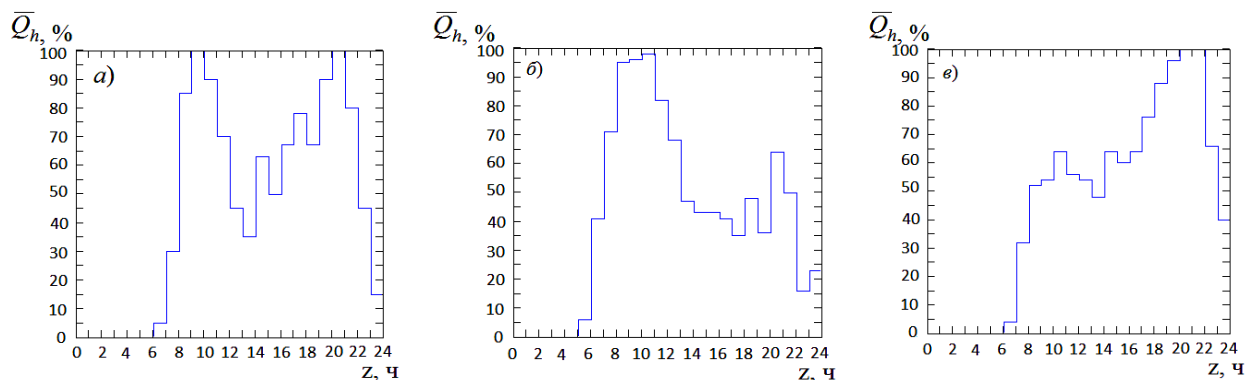


Рис. 3. Суточные графики относительной нагрузки II ступени СГВ в зависимости от водопотребления а), б) в рабочие дни; в) в выходные и праздничные дни

Действительная тепловая мощность системы отопления определялась по графикам, рис. 1в, 2в, 3, с учетом дополнительной тепловой мощности, которую можно направить в систему отопления:

$$Q_{do} = Q_{do}^{min} + (1 - \overline{Q_h^{II}}) \quad (3)$$

Изменение температуры внутреннего воздуха отапливаемых зданий за периоды времени в 1 неделю (168 ч) показано на рис. 5.

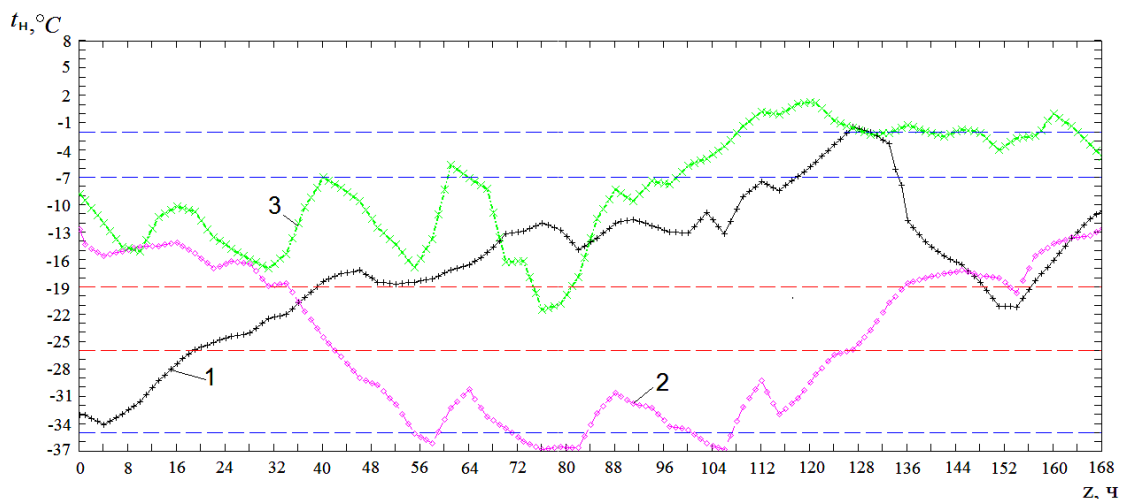


Рис. 4. Температура наружного воздуха: 1 – 29.11.2014-05.12.2014; 2 – 22.01.2015-28.01.2015; 3 – 06.03.2015-12.03.2015

Расчеты (рис. 5) показали, что практически во всех диапазонах наружных температур, температура внутреннего воздуха помещений стала ниже при поднятии нижней срезки температурного графика. Таким образом, поднятие верхней срезки температурного графика оказало меньший эффект на температуру внутреннего воздуха, чем поднятие нижней срезки.

Особенно заметно снижение температуры внутреннего воздуха в диапазоне наружных температур вблизи точки излома температурного графика (рис. 5, кривая 3-б значительно ниже кривой 3-а), когда наблюдается «провал» располагаемой тепловой мощности системы теплоснабжения (рис. 2 в).

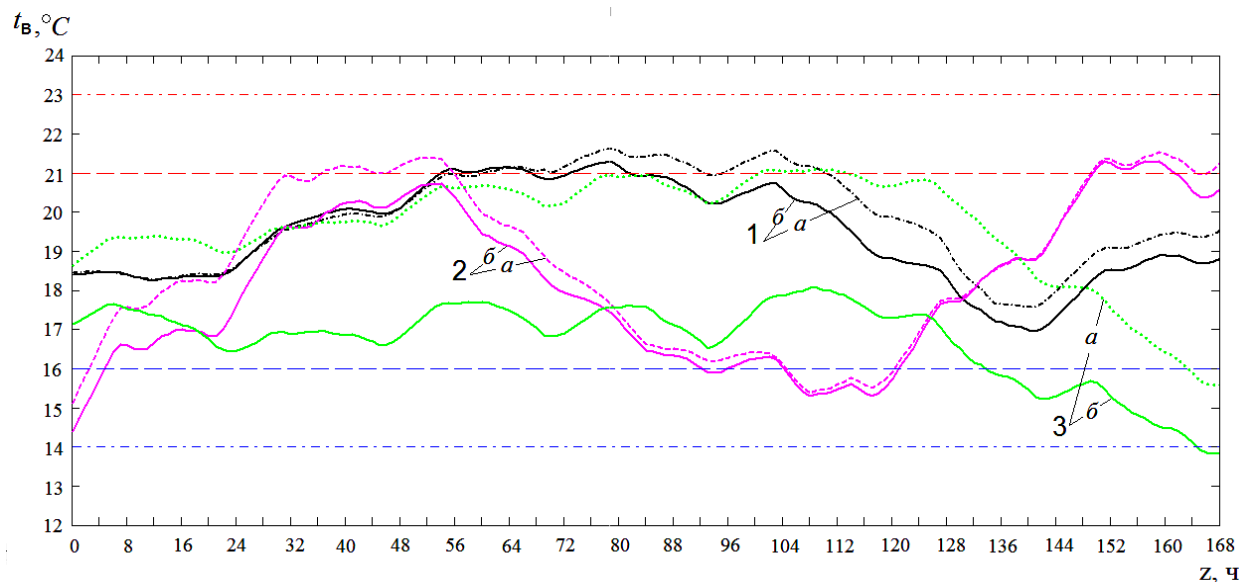


Рис. 6. Температура внутреннего воздуха помещений
а – по графику 112/66 °C; б – по графику 118/78 °C

Таким образом, поднятие нижней срезки температурного графика нельзя признать энергоэффективным режимом эксплуатации системы теплоснабжения, поскольку не обеспечивается соблюдение требований по обеспечению оптимального температурного режима помещений.

Устранение таких недостатков эксплуатации систем горячего водоснабжения, как отсутствие циркуляционных линий СГВ, износ и отсутствие тепловой изоляции трубопроводов, износ оборудования ЦТП, несоблюдение технологии забора воды и подачи ее населению, а также периодическое проведение термической дезинфекции воды обеспечит соответствие современным нормативным документам без ухудшения качества теплоснабжения.

Список литературы

1. СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение: взамен СНиП II-Г.8-62: введ. в действ. 1977-01-01. Москва : Стройиздат, 1976. 30 с.
2. СанПиН 2.1.4.559-96: введ. в действ. 1996-10-24. Минздрав России, 1996. 68 с.
3. СП 41-101-95. Правила по проектированию и строительству тепловых пунктов: введ. в действ. 1996-07-01 / Минстрой России – Москва : ГУП ЦПП, 1997. 78 с.

4. СанПиН 2.1.4.2496-09 Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества: изм. кСанПиН2.1.4.1074-01 : введ. в действ. 2009-09-01. Минздрав России, 2009. 7 с.

5. СП 30.13330.2012. Внутренний водопровод и канализация зданий. Актуализированная редакция СНиП 2.04.01-85* : введ. в действ. 2011-12-29 / Минрегион России, 2011. 65 с.

6. Рафальская Т. А. Тепловые и гидравлические режимы систем централизованного теплоснабжения // Актуальные вопросы технических наук: теоретический и практический аспекты : коллективная монография [под ред. И. А. Григорьева]. Уфа : Аэтерна, 2016. С. 116-171.

7. Бодров В. И., Корягин М. В. Методика расчета теплового режима зданий массовой застройки в период «температурных срезов» // Известия вузов. Строительство. 2007. № 2. С. 42-46.

УДК 697.34

В. А. Седнин, А. В. Седнин (БНТУ, Минск)

Тенденции развития систем централизованного теплоснабжения

Системы централизованного теплоснабжения (СЦТ) являются одним из важнейших элементов энергетического комплекса. СЦТ города или промышленного центра представляет собой сложнейший технический комплекс с разнородным составом теплогенерирующих и теплопотребляющих установок и многообразием схем тепловых сетей, соединяющих первую группу установок со второй. Внутри элементов СЦТ одновременно протекают и тесно взаимодействуют различные физико-химические процессы (горение, течение жидкостей и газов, тепло- и массоперенос и др.). Сложность СЦТ компенсируется несомненными преимуществами, к которым относят низкие удельные затраты топливно-энергетических ресурсов на выработку тепловой энергии и хорошие экологические показатели [1, 2]. Анализ отечественного и зарубежного опыта эксплуатации СЦТ показывает, что они далеко не исчерпали свой потенциал для совершенствования. Необходимость повышения экономической, энергетической и экологической эффективности систем теплоснабжения определяется мировыми тенденциями в энергетике. Потенциальная возможность повышения комплексной эффективности

вытекает из закономерностей развития техносферы и заключается в разработке и применения новых прогрессивных методических и технических решений на уровне совершенствования технологической функции и развития функций управления и планирования систем теплоснабжения. Для достижения указанной цели необходимо проведение теоретических и прикладных исследований в области оптимизации структурно-схемных решений СЦТ и создание инновационных технологий теплоснабжения, новых образцов теплоэнергетического и теплоиспользующего оборудования, автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУ ТП). При этом следует опираться как на отечественные разработки, так и на опыт зарубежных стран, таких как Дания, Финляндия, Германия, Южная Корея и ряда других, в которых за последние десятилетия эффективно развивались централизованное теплоснабжение и комбинированные централизованные системы тепло- и хладоснабжения.

Рассмотрим основные тенденции, которые характерны сегодня для зарубежных систем теплоснабжения и в разработку которых сегодня вкладываются значительные усилия.

В странах Северной Европы [3–5] сегодня создаются СЦТ «4-го поколения». Исследования, проводимые в последние годы в этих странах, подтвердили технические возможности применения технологий низкотемпературного теплоснабжения, расширение возможностей использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ), снижения расхода теплоты на отопление зданий и потерь теплоты в тепловых сетях. В целом отличительными особенностями СЦТ «4-го поколения» являются применение технологий низкотемпературного отопления, соответствие элементов СЦТ концепции «умный город», расширение взаимодействия в рамках идеологии этой концепции с системами электроснабжения и газоснабжения и увеличение доли использования ВИЭ. Считается, чтобы СЦТ «4-го поколения», обладали системным свойством устойчивости во времени и пространстве, они должны отвечать ряду требований.

Первое – организация возможности подачи низкотемпературной теплоты в контуры систем отопления и горячего водоснабжения (ГВС) новых и существующих зданий. Предполагается создание в ближайшем будущем систем, позволяющих использовать для отопления теплоноситель с температурой не более 50 °С прямой и около 20 °С обратной сетевой воды. Такие условия, в частности, могут быть созданы за счет увеличения поверхности теплообмена радиаторов, применения теплообменников,

встроенных в ограждающие конструкции (пол, стены и потолок), и воздушного отопления. В зданиях обязательным станет внедрение адаптивных систем управления, применение которых на основе прогнозных данных по метеоусловиям поможет рассчитывать потребность в тепловой энергии для каждой комнаты. Данные системы управления позволяют производить балансировку требуемой тепловой энергии в течение суток, и понизить пиковые нагрузки. Предлагается минимизировать расстояния от теплообменника системы ГВС до конечного потребителя.

Второе – минимизация энергопотерь при транспорте теплоты. Планируется организация работы теплотрубопроводов систем теплоснабжения при средних значениях температуры сетевой воды в подающем трубопроводе 50 °С, в обратном – 20 °С, что позволит снизить градиент температуры между трубопроводами тепловых сетей и температурой грунта. Станет возможным уменьшение диаметров тепловых сетей за счет внедрения функции ограничения тепловой мощности в пиковые периоды. Предполагается использование теплотрубопроводов со сдвоенными теплопроводами в одной изоляции, когда подающая труба находится в центре, а обратная в точке равенства температур изоляции и обратной сетевой воды, что позволит уменьшить тепловые потери, а тем самым исключить потери тепловой энергии от обратного трубопровода. Само качество изоляции также предполагается улучшить за счет применения специальных «теплопоглощающих» материалов.

Третье – развитие структурной функциональности СЦТ. Применение идеологии «умные тепловые сети» предполагает возможность их работы с большим количеством ИТ, которые включают в себя как централизованные источники большой мощности, так и малые территориально распределенные источники, в том числе индивидуальные. Возможность использования при этом теплоты низкопотенциальных источников, теплоты от мусороперерабатывающих заводов, сбросной теплоты промышленных производств и охлаждения коммерческих зданий, геотермальных источников, солнечных теплоисточников и теплоаккумуляторов с сезонным хранением теплоты. Уменьшение температуры воды в СЦТ позволит повысить эффективность комбинированных установок по производству теплоты и электроэнергии, а также применять тепловые насосы большой мощности и сезонные системы аккумулирования теплоты. Также предлагается создание закольцованных тепловых сетей для работы системы в периоды малого расхода.

Четвертое – вхождение в состав интегральных интеллектуальных энергетических систем, включая системы централизованного хладоснабжения. Интеграция большого числа ВИЭ в существующие энергетические системы должно быть в с остальными источниками. Одним из возможных вариантов является изменение режимов работы ТЭЦ, а также широкое применение теплонасосного оборудования и электрических котлов. Должны найти широкое применение различные технологии аккумуляции теплоты. Так, в Дании уже используются технологии регулирования режимов работы ТЭЦ при помощи аккумуляторов тепловой энергии с интеграцией в СЦТ теплонасосных станций большой мощности и привлечением ТЭЦ различной мощности к стабилизации режимов электросистемы, причем установки на базе двигателей внутреннего сгорания работают регуляторами для поддержания частоты в энергосистеме, могут включаться в работу на время до 30 секунд.

Пятое – СЦТ должны быть привлекательными с точки зрения стоимости энергии, а также возможности привлечения стратегического финансирования для будущего развития.

Таким образом, анализируя вышесказанное можно констатировать, что основным направлением модернизации существующих и строительства новых СЦТ в странах Западной Европы является поиск новых решений по организации низкотемпературного теплоснабжения, широкого применения ВИЭ и интеграции в интегральные интеллектуальные энергетические системы.

Список литературы

1. Попырин Л. С., Светлов К. С., Беляева Г. М. Исследование систем теплоснабжения // М. : Наука, 1989. 215 с.
2. Седнин В. А. Теория и практика создания автоматизированных систем управления теплоснабжением // Минск : Изд-во БНТУ, 2005. 192 с.
3. H. Lund, 4th Generation District Heating (4GDH) Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems / H. Lund, S. Werner, R. Wiltshire, S. Svendsen, J. E. Thorsen, F. Hvelplund, B. V. Mathiesen // Energy 68. 2014 C.1-11.
4. H. Lund, Smart energy systems and 4th generation district heating / H. Lund, N. Duic, P. Østergaard, B. Vad Mathiesen // Energy 110. 2016 C. 1-4.
5. T. Nuytten, Flexibility of a combined heat and power system with thermal energy storage for district heating / B. Claessens, K. Paredis, J. Van Bael, D. Six // Applied Energy. 2013. C. 83-91.

Д. С. Ермолаев, В. А. Ломиногин, А. Е. Барочкин (ИГЭУ, Иваново)

Определение структуры тепловой нагрузки в горячей воде потребителей, подключенных к источнику централизованного теплоснабжения, и оценка величины максимальной тепловой нагрузки на нужды горячего водоснабжения

Отпуск тепловой энергии с горячей водой с коллекторов источников централизованного теплоснабжения определяется расходами тепла на отопление, горячее водоснабжение (ГВС) и вентиляцию потребителей, а также потерями в тепловых сетях.

Приблизительные значения договорной тепловой нагрузки потребителей на нужды отопления, вентиляции и ГВС указываются в контрактах на теплоснабжение, заключаемых потребителями с теплоснабжающими организациями. Однако данные величины чаще всего являются завышенными.

Необходимость точного определения тепловой нагрузки потребителей обусловлена следующими причинами:

1) завышение тепловых нагрузок потребителей приводит к неправильному определению величины резерва или дефицита тепловой мощности источников тепловой энергии;

2) при проектировании новых источников теплоснабжения завышение тепловых нагрузок потребителей может привести к дополнительным капитальным затратам при строительстве, а также к низкой загрузке теплофикационного оборудования и увеличению удельного расхода топлива на выработку тепловой энергии;

3) тепловые нагрузки потребителей являются основными исходными данными для разработки нормативных энергетических характеристик тепловых сетей; отсутствие достоверных нормативов не позволяет проводить полноценный анализ энергоэффективности тепловых сетей;

4) завышение тепловых нагрузок приводит к неправильному определению перспективных гидравлических режимов тепловых сетей.

Для определения фактической тепловой нагрузки сети, подключенной к источнику централизованного теплоснабжения, необходима организация

качественного учета отпущенной тепловой энергии с горячей водой. Для этого должны применяться коммерческие приборы учета, которые фиксируют параметры (температура, расход, теплосодержание) отпускаемого в тепловую сеть и возвращаемого от потребителя теплоносителя в течение суток. На практике такой учет чаще всего присутствует только на ТЭЦ, а водогрейные котельные производят приблизительный расчет количества отпущенной тепловой энергии по косвенным признакам: величине сожженного топлива при известном его теплосодержании, денежной сумме, полученной от потребителей за поставленную тепловую энергию.

В качестве примера произведем расчет фактической тепловой нагрузки Ижевской ТЭЦ-1 в 2015 г. Договорная нагрузка потребителей в горячей воде без учета потерь в тепловых сетях составляла 587,0 Гкал/ч. При наличии данных по учету количества тепла, отпущенного в тепловую сеть по суткам за один год составляется график отпуска тепловой энергии с горячей водой от источника теплоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 1). Множество точек ограничено по температуре наружного воздуха точкой излома температурного графика на ГВС при температуре -2°C и срезкой температурного графика при температуре -25°C .

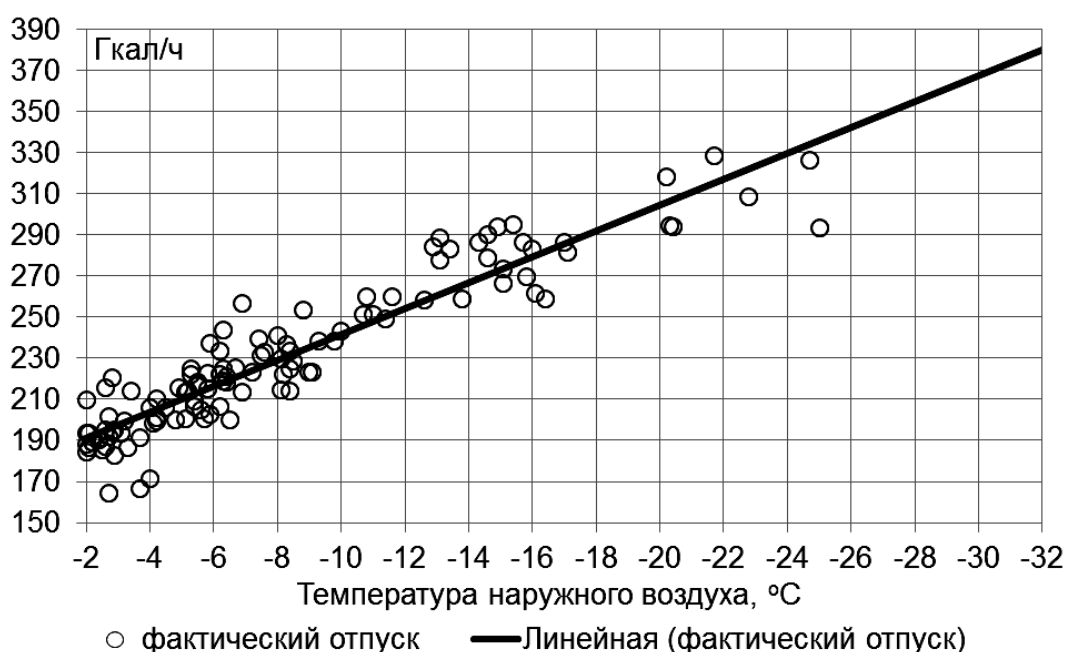


Рис. 1. Количество тепла, отпускаемого с горячей водой в тепловую сеть в отопительный период 2015 г.

Анализ данных учета показывает, что минимальная температура наружного воздуха за отопительный период расчетного года составила $-28,6^{\circ}\text{C}$, в то время как минимальная расчетная температура в отопительный период для данного региона составляет -32°C . Для вычисления максимально возможной тепловой нагрузки источника теплоснабжения выполняется прогноз увеличения отпуска тепловой энергии с помощью линии тренда. Данная величина включает в себя следующие составляющие:

$$Q_{\text{и}}^{\text{о.п}} = Q_{\text{от+в}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{о.п}} + Q_{\text{пот}}^{\text{о.п}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{и}}^{\text{о.п}}$ – фактическая подключенная тепловая нагрузка источника централизованного теплоснабжения в отопительный период; $Q_{\text{от+в}}$ – расчетная тепловая нагрузка отопления и вентиляции; $Q_{\text{ГВС}}^{\text{о.п}}$ – тепловая нагрузка ГВС в отопительный период; $Q_{\text{пот}}^{\text{о.п}}$ – потери в тепловых сетях в отопительный период.

Для того чтобы выделить из полученного значения тепловую нагрузку ГВС, необходимо произвести анализ среднечасового отпуска тепловой энергии в сеть в неотопительный период, когда нагрузка отопления и вентиляции отсутствует:

$$Q_{\text{и}}^{\text{н.п}} = Q_{\text{ГВС}}^{\text{н.п}} + Q_{\text{пот}}^{\text{н.п}}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{и}}^{\text{о.п}}$ – среднечасовой отпуск тепла в сеть в неотопительный период; $Q_{\text{ГВС}}^{\text{н.п}}$ – тепловая нагрузка ГВС в неотопительный период; $Q_{\text{пот}}^{\text{н.п}}$ – потери в тепловых сетях в неотопительный период.

Средненедельная тепловая нагрузка горячего водоснабжения определяется расходом горячей воды у потребителей, который почти не изменяется в течение года. Изменение количества тепла на нужды ГВС в отопительном и неотопительном периодах обусловлено разной температурой холодной водопроводной воды в течение года:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{о.п}} = Q_{\text{ГВС}}^{\text{н.п}} \cdot \frac{t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}^{\text{о.п}}}{t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}^{\text{н.п}}} = Q_{\text{ГВС}}^{\text{н.п}} \cdot \frac{60 - 5}{60 - 15} = 1,22 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{н.п}} \quad (3)$$

где $t_{гв}$ – температура горячей воды по требованиям руководящих документов; $t_{хв}^{н.п}$ – температура холодной водопроводной воды в неотапительный период; $t_{хв}^{о.п}$ – температура холодной водопроводной воды в отопительный период.

Основную сложность в данном расчете составляет определение фактических потерь тепловой энергии через тепловую изоляцию тепловых сетей. Соответствующие испытания в нарушение требований «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ» практически не проводятся из-за существенной трудоемкости и дороговизны.

Для Ижевской ТЭЦ-1 имеются результаты испытаний, в соответствии с которыми фактические тепловые потери в отопительный период составляют 29,5 Гкал/ч, в неотапительный – 14,7 Гкал/ч.

Результаты расчета фактической тепловой нагрузки потребителей ТЭЦ-1 приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Фактические данные по отпуску тепловой энергии
с горячей водой от ТЭЦ-1 за 2015 г.**

Показатель, единица измерения	Значение
Достигнутый максимум отпуска тепловой энергии, Гкал/ч	330,2
Прогноз увеличения отпуска при расчетной температуре наружного воздуха (-32 °С), Гкал/ч	380,6
Отпуск тепловой энергии на нужды ГВС, Гкал/ч:	-
- в неотапительный период	38,6
- в отопительный период	47,1
Фактическая тепловая нагрузка потребителей, Гкал/ч:	351,2
- отопление и вентиляция	304,1
- ГВС (средненедельная)	47,1

При определении максимальной тепловой нагрузки ГВС для возводимых зданий организации-застройщики чаще всего осуществляют расчет по упрощенной методике:

$$Q_{ГВС}^{макс} = Q_{ГВС}^{ср} \cdot k_q, \quad (4)$$

где $Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}$ – средняя нагрузка ГВС, Гкал/ч; $k_{\text{ч}}$ – коэффициент часовой неравномерности потребления ГВС.

Коэффициент $k_{\text{ч}}$ принимается по данным [1]. Для жилых домов чаще всего используется значение 2,5. В результате максимальное значение нагрузки ГВС превышает среднее значение на 250%, что не соответствует действительности.

Для оценки фактической величины максимального расхода тепла на ГВС использовались данные почасового учета отпущенной тепловой энергии от Ижевской ТЭЦ-1 за три месяца неотопительного периода в 2015 г. (рис. 2). По результатам анализа среднее значение коэффициента $k_{\text{ч}}$ в июне составляло 0,193, в июле – 0,145, в августе – 0,176.

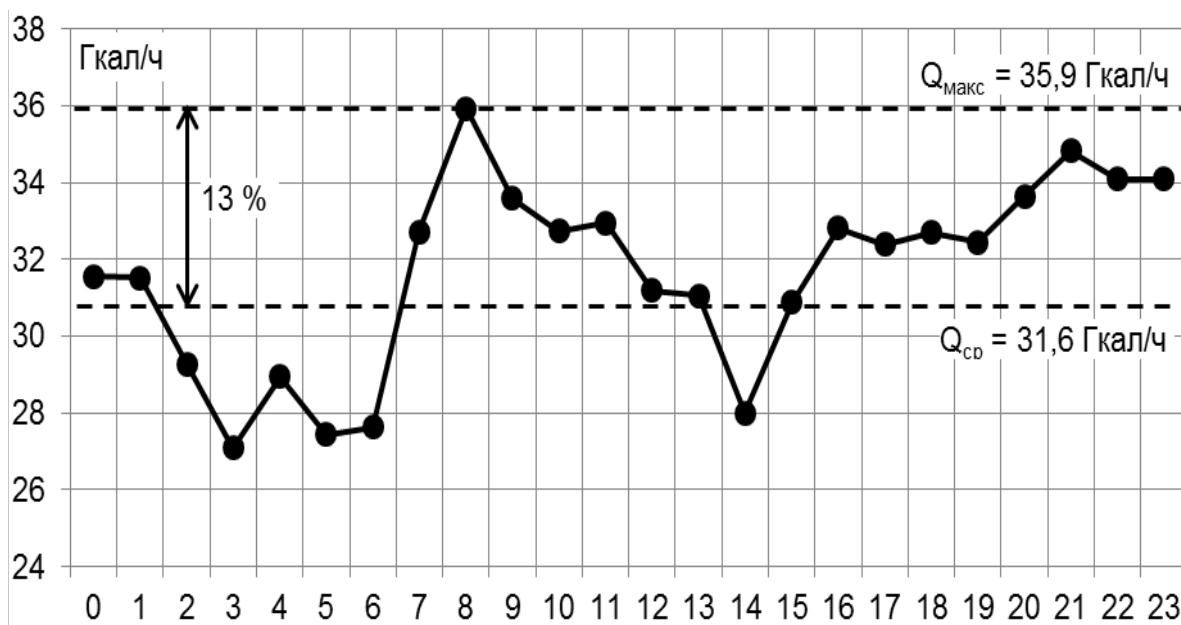


Рис. 2. Отпуск тепловой энергии с горячей водой на нужды ГВС от Ижевской ТЭЦ-1 по часам за 1.06.2015 г.

Выполненный расчет показывает, что договорная тепловая нагрузка (587,1 Гкал/ч) потребителей ТЭЦ-1 в сетевой воде превышает фактическую (351,2 Гкал/ч) на 235,9 Гкал/ч или 40%.

Список литературы

1. Манюк В. И., Каплинский Я. И., Хиж Э. Б. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей : справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М. : Стройиздат, 1988. 432 с.

М. В. Пророкова, В. В. Бухмиров (ИГЭУ, Иваново)

**Метод оценки эффективности внедрения
энергосберегающих мероприятий для зданий,
предназначенных для длительного пребывания
человека**

Одним из наиболее распространенных способов реализации потенциала энергосбережения в Российской Федерации в настоящее время является внедрение энергосберегающих мероприятий. При этом наиболее распространенные методы оценки целесообразности внедрения проектов основаны на расчете экономических показателей их реализации [1]. В Ивановском государственном энергетическом университете имени В. И. Ленина предложен новый способ оценки эффективности энергосберегающих мероприятий, который учитывает как инвестиционную привлекательность проектов в виде расчета и анализа экономических показателей их реализации (простого срока окупаемости и чистого дисконтированного дохода (ЧДД) проекта), так и определение критерия, учитывающего изменение комфортности микроклимата в помещениях, предназначенных для длительного пребывания людей. Для характеристики комфортности микроклимата на основе обзора литературных источников [2] и результатов экспериментальных исследований был разработан новый показатель – уровень комфортности микроклимата, учитывающий влияние на организм человека тепло-влажностного и воздушного режима помещения и основных вредностей, характерных для жилых, общественных и административных зданий. К основным вредностям были отнесены радиационное охлаждение, асимметрия теплового излучения и качество воздушной среды (содержание углекислого газа в воздухе помещения).

Уровень комфортности микроклимата рассчитывают по формуле:

$$U_{\text{ком.}} = K_{\text{ТК}} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_3, \quad (1)$$

где $K_{\text{ТК}}$ – коэффициент комфортности теплового состояния человека (тепловой коэффициент комфорта); ε_1 – поправка, учитывающая влияние на комфортность микроклимата радиационного охлаждения; ε_2 – поправка,

учитывающая влияние на комфортность микроклимата асимметрии теплового излучения; ε_3 – поправка, учитывающая соответствие качества воздуха нормам, установленным ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».

Подробно методика расчета уровня комфортности микроклимата описана в работе [3]. При этом каждому значению уровня комфортности микроклимата соответствует характеристика теплоощущения человека, которая была названа «степенью комфортности микроклимата» (табл. 1).

Таблица 1

Уровень и степень комфортности микроклимата

$U_{\text{ком.}}$	Степень комфортности	$U_{\text{ком.}}$	Степень комфортности
$< -0,5$	холодно, дискомфорт	$0,1 \div 0,3$	тепло, но комфортно
$-0,5 \div -0,3$	прохладно, легкий дискомфорт	$0,30 \div 0,5$	тепло, легкий дискомфорт
$-0,3 \div -0,1$	прохладно, но комфортно	$> 0,5$	жарко, дискомфорт
$-0,1 \div 0,1$	комфортно		

При анализе влияния энергосберегающего мероприятия на комфортность внутренней среды объекта рассчитывают уровень комфортности микроклимата до и после реализации проекта (соответственно $U_{\text{ком.,1}}$ и $U_{\text{ком.,2}}$) при помощи специально разработанной математической модели, реализованной в программно-вычислительном комплексе ANSYS Fluent. На основе анализа изменения значения уровня комфортности ($U_{\text{ком.}}$) делают вывод о целесообразности внедрения данного энергосберегающего мероприятия и необходимости использования решений, устраняющих отрицательные последствия реализации энергосберегающего проекта при их наличии. При этом возможны два варианта:

– энергосберегающее мероприятие рекомендуется к внедрению, если оно не влияет на комфортность микроклимата или способствует повышению комфортности микроклимата. Например, $U_{\text{ком.,2}} = U_{\text{ком.,1}} = U_{\text{ком.}}$ и $U_{\text{ком.}} = -0,3 \div 0,3$; $U_{\text{ком.,1}} < U_{\text{ком.,2}} < 0$; $0 < U_{\text{ком.,2}} < U_{\text{ком.,1}}$;

– энергосберегающее мероприятие не рекомендуется к внедрению, если оно ухудшает уровень комфортности микроклимата. Например, $U_{\text{ком.,2}} = U_{\text{ком.,1}} = U_{\text{ком.}}$ и $U_{\text{ком.}} < -0,3$ или $U_{\text{ком.}} > 0,3$; $U_{\text{ком.,2}} < U_{\text{ком.,1}} < 0$; $0 < U_{\text{ком.,1}} < U_{\text{ком.,2}}$.

Исходными данными для расчета уровня комфортности микроклимата являются: тип работ, выполняемых в помещении; температура, подвижность и относительная влажность воздуха в помещении; средняя температура ограждающих поверхностей; содержание CO_2 в воздухе (или кратность воздухообмена и количество находящихся в помещении людей).

При допущении отсутствия в расчетной зоне вредностей, оказывающих влияние на комфортность микроклимата (поправки $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3 = 1$), значение уровня комфортности микроклимата будет определяться характеристиками внутренней среды помещения (температурой воздуха, его относительной влажностью и подвижностью). В этом случае $U_{\text{ком.}} = K_{\text{ТК}}$. Тогда уровень комфортности микроклимата может быть определен по номограмме в зависимости от типа работ, выполняемых в помещении. Номограмма для определения уровня комфортности в офисных помещениях приведена на рис. 1.

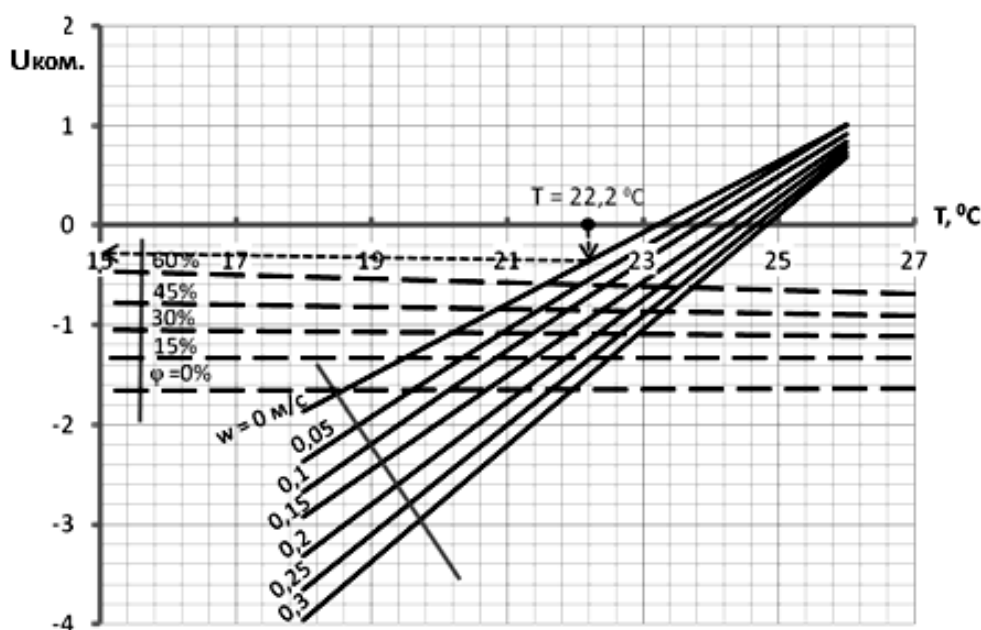


Рис. 1. Номограмма для определения уровня комфортности в офисном помещении

Для расчета параметров микроклимата после внедрения энергосберегающих мероприятий предложены два метода: метод математического моделирования и балансовый (инженерный) метод.

Математическая модель микроклимата в помещении основана на решении дифференциальных уравнений неразрывности, переноса энергии, переноса импульса, переноса компонента смеси (воздух в помещении представлен 4-компонентной смесью N_2 , O_2 , CO_2 и H_2O) и переноса энергии

излучения с соответствующими условиями однозначности [4]. Математическое моделирование позволяет с достаточно высокой точностью определить значения параметров микроклимата применительно к анализируемому объекту, однако требует большого объема исходных данных для построения модели объекта и значительных трудовых затрат высококвалифицированных ученых и программистов.

Инженерный метод расчета температуры воздуха в помещении основан на решении уравнения теплового баланса объекта при допущении, что энергосберегающее мероприятие не оказывает влияния на относительную влажность воздуха в помещении и его подвижность. Температура воздуха в помещении при этом может быть рассчитана по выражению [5]:

$$T_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{осв.}} + Q_{\text{эп}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{о}}}{\sum_{i=1}^n \frac{F_i}{R_i} \left(1 + \sum_{k=1}^m \beta_k \right) + 0,34L_{\text{ф}}} + T_{\text{н}}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{осв.}}$ – тепlopоступления в помещение от источников освещения, Вт; $Q_{\text{эп}}$ – тепlopоступления в помещение от силовых электроустановок (бытовой техники), Вт; $Q_{\text{л}}$ – тепlopоступления от находящихся в расчетной области людей, Вт; $Q_{\text{о}}$ – тепlopоступления от источников теплоснабжения, Вт; F_i – расчетная площадь i -й ограждающей конструкции, м^2 ; R_i – приведенное сопротивление теплопередачи i -й ограждающей конструкции, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, которое определяется типом и структурой ограждающей конструкции; $T_{\text{н}}$ – расчетная температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$; β_k – добавочные потери теплоты в долях от основных тепlopотерь за счет расположения ограждающих конструкций и наличия окон, дверей, ворот; $L_{\text{ф}}$ – фактический приток наружного воздуха в помещение, который принимается равным воздухообмену помещения, $\text{м}^3/\text{ч}$

Выражение (2) позволяет рассчитать температуру воздуха в помещении до и после внедрения энергосберегающих мероприятий, связанных с изменением:

- теплозащитных свойств ограждающих конструкций;
- воздухообмена помещения;
- мощности отопительных установок;
- структуры электропотребляющего оборудования;

– режима работы и обслуживания объекта (изменение количества и продолжительности присутствия людей в помещениях объекта).

На конкретном примере определим эффективность энергосберегающего мероприятия, направленного на сокращение потребления тепловой энергии за счет снижения инфильтрации (уплотнение оконного блока помещения учебной аудитории с помощью силиконового шнура) с учетом комфортности микроклимата. При этом капитальные затраты на реализацию проекта составят $K = 360$ руб.; годовая экономия от внедрения мероприятия – $\Pi = 664,16$ руб.; простой срок окупаемости – $T = 0,54$ года; чистый дисконтированный доход – $ЧДД = 1084,07$ руб. (при ставке дисконтирования $R = 18\%$ и сроке жизни проекта $T_{ж} = 3$ года) [1]. Срок окупаемости меньше года и положительное значение ЧДД указывают на экономическую целесообразность реализации проекта.

Уровень комфортности микроклимата до реализации энергосберегающего мероприятия составляет $U_{ком.,1} = -0,054$, что соответствует степени комфортности микроклимата «комфортно» (табл. 1). После внедрения энергосберегающего мероприятия за счет сокращения тепловых потерь объекта температура воздуха в помещении увеличится на $2,21\text{ }^{\circ}\text{C}$ при расчете в ПБК ANSYS Fluent и на $2,95\text{ }^{\circ}\text{C}$ – при расчете по формуле (2). Уровень комфортности микроклимата при этом составит $0,39$ и $0,31$, что соответствует степени комфортности «тепло, легкий дискомфорт». Таким образом, рассматриваемое энергосберегающее мероприятие может быть рекомендовано к внедрению совместно с сопутствующими мероприятиями (например, регулированием отопительной нагрузки).

Список литературы

1. Бухмиров В. В., Нурахов Н. Н., Косарев П. Г., Фролов В. В., Пророкова М. В. Оценка эффективности энергосберегающих мероприятий // Томск : Издательский дом ТПУ, 2014. 136 с.
2. Мачкаши А., Банхиди Л. Лучистое отопление / пер. с венгерского В. М. Беляева. – М. : Стройиздат, 1985. 464 с.
3. Бухмиров В. В., Пророкова М. В. Оценка микроклимата в помещениях жилых, общественных и административных зданий // Вестник ИГЭУ. 2015. № 4. С. 5-10.
4. Табунщиков Ю. А., Бродач М. М. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий / М. : АВОК-ПРЕСС, 2002. 194 с.
5. Пыжов В. К. Энергетические системы обеспечения жизни и деятельности человека / Иваново : ИГЭУ, 2008. 496 с.

М. В. Гариевский (СНЦ РАН, Саратов)

Анализ тенденций развития отечественных и зарубежных крупных теплоснабжающих систем с учетом их участия в регулировании электропотребления

В крупных и средних городах России обеспечение потребителей электрической и тепловой энергией осуществляется в основном от теплоэлектроцентралей. ТЭЦ обладают самой передовой технологией для энергоснабжения – осуществляется комбинированное производство в одной установке электрической и тепловой энергии. Когенерационные технологии позволяют использовать 85–90% энергии топлива, сжигаемого для выработки электрической и тепловой энергии, снижают на 20–30% общий расход топлива на ТЭЦ по сравнению с их отдельным производством на ГРЭС и в котельных.

На ТЭЦ основную долю оборудования составляют теплофикационные энергоблоки на давление пара 130 кгс/см² без промперегрева. Доля таких энергоблоков в суммарной установленной мощности ТЭС составляет более 30,8% (43,9 млн кВт). Наблюдается значительный рост теплоснабжающих систем на базы высокоэффективных маневренных ПГУ-ТЭЦ (в 2011 г. установленная мощность выросла в 1,6 раза) [1].

Коэффициент использования мощности оборудования группы ТЭЦ-130, которое составляет 30,8% всей установленной мощности ТЭС, в 2011 г. снизился на 0,3% и составил 48,9%, на ПГУ-ТЭЦ – отчетливый рост КИУМ, в 2011 г. он составил 70,7%.

Снижение теплофикационной выработки на ТЭС отрасли в 2011 г. составило 1,1% (с 28,8% в 2010 г. до 27,7% в 2011 г.). Это объясняется снижением объемов отпущенного тепла в отрасли на 2,8% в 2011 г. по сравнению с 2010 г. при росте производства электроэнергии на ТЭС на 2,6% [1].

Основные объемы отпуска теплоэнергии в отрасли приходятся на теплофикационное оборудование на давление пара 130 кгс/см² (ТЭЦ-130 и ТЭЦ-130ПП). В 2011 г. этим оборудованием отпущено 279,859 млн. Гкал или 55,8% от всего отпуска теплоэнергии при удельном расходе условного

топлива около 140 кг/Гкал. В 2011 г. вырос отпуск тепла группой ПГУ-ТЭЦ на 1,45 млн. Гкал. Удельный расход условного топлива ПГУ-ТЭЦ составляет 131,9 кг/Гкал, что является самым низким показателем в отрасли [1].

Участие ТЭЦ в режимном регулировании остается незначительным (коэффициент регулирования в ЕЭС – показатель, характеризующий участие электростанции в режимном регулировании, представляющий собой отношение диапазона изменения нагрузки к суточному максимуму, составляет около 14%), хотя многочисленные исследования показали, что имеются реальные возможности повышения маневренности ТЭЦ. Наиболее высокий коэффициент регулирования ТЭЦ в ОЭС Центра и Северо-Запада, наиболее низкий в ОЭС Урала и Юга (табл. 1, рис. 1).

Таблица 1

Коэффициент регулирования ТЭЦ в энергосистемах, % [2]

Тип электростанции	Энергообъединение				
	ЕЭС	Северо-Запад	Центра	Юга	Урала
ТЭЦ	14,4	19,7	20,4	9,2	7,0

В летний, и особенно в паводковый, периоды соотношение коэффициентов регулирования различных групп оборудования электростанций значительно меняется по сравнению с зимним из-за снижения регулировочного диапазона ГЭС. Так, если диапазон регулирования ГЭС в зимнее время составляет 85–95%, то в период паводка – 0–50%, в том числе по Волжско-Камскому каскаду – 20–25% [2]. Это приводит к увеличению коэффициента регулирования всех групп оборудования, в том числе ТЭЦ, рис. 1.

Продолжающаяся тенденция разуплотнения графиков электрической нагрузки и роста их неравномерности, недостаточная пропускная способность межсистемных связей, непрерывное снижение относительной доли ГЭС, увеличение в общем балансе доли маломаневренных АЭС и ТЭЦ, задержки в строительстве ГАЭС и в создании высокоманевренного теплосилового энергооборудования побуждают разрабатывать дополнительные оперативные мероприятия по расширению регулировочного диапазона ТЭЦ с целью хотя бы частичной компенсации неприспособленности их оборудования к частым пускам, глубоким разгрузкам и быстрому регулированию нагрузки.

К числу таких мероприятий относятся: перевод блоков на нагрузку собственных нужд или на холостой ход при отключениях генератора блока и сбросах нагрузки; перевод блока или турбоагрегата ТЭС с поперечными связями в моторный режим или в режим синхронного компенсатора; отключение регенеративных подогревателей турбоустановки для кратковременного повышения мощности энергоблока; разгрузка ТЭЦ путем перевода тепловой нагрузки с отборов турбины на РОУ или пиковые водогрейные котлы (ПВК); рециркуляция рабочей среды и дымовых газов [2]. Также возможно использовать инерционность теплофикационных систем для периодического снижения отпуска тепла от ТЭЦ в часы пиков электрических нагрузок [3].

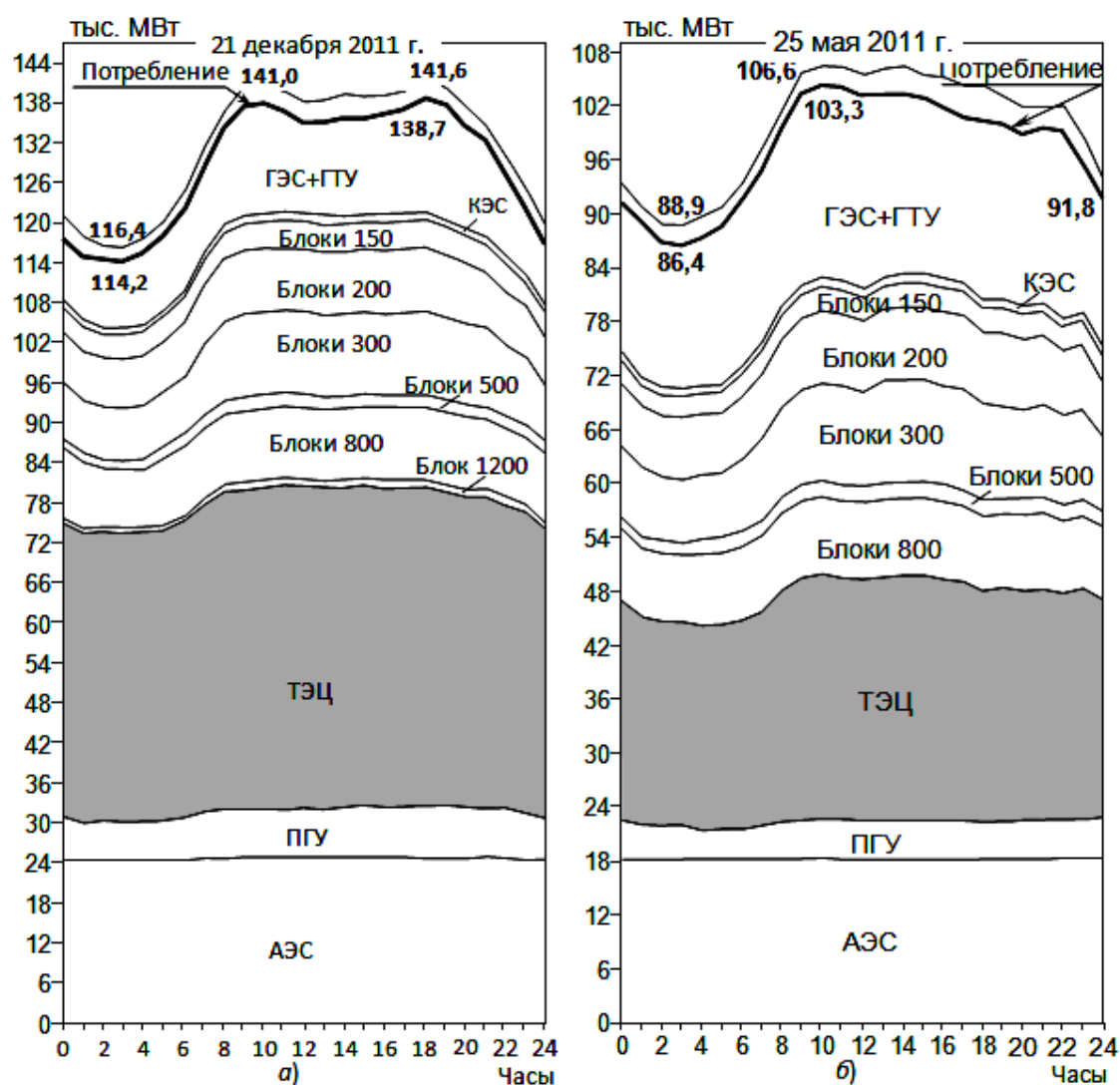


Рис. 1. Структура покрытия суточных графиков нагрузки первой синхронной зоны ЕЭС России в контрольные дни 2011 г.: а – зима (21 декабря, среда); б – весенний паводок (25 мая, среда) [1]

При этом каждый из этих способов имеет определенный регулировочный диапазон и экономичность. Например, отключение ПВД регенеративной схемы дает возможность кратковременного повышения нагрузки в пределах от 5 до 12% номинальной мощности для различных блоков при незначительном снижении КПД [2].

Правила функционирования оптового рынка электроэнергии (ОРЭ) изменили принципы ценообразования у поставщиков электроэнергии на ОРЭ, обеспечив переход от регулирования тарифов к формированию рыночных цен на энергию. Уровни тарифов на электрическую энергию, поставляемую электростанциями, в том числе ТЭЦ, на оптовый рынок, стали формироваться по утверждаемым государством правилам ОРЭ, которые оказались не увязанными с регулированием для ТЭЦ тарифов на тепловую энергию.

На ОРЭ для ТЭЦ стали характерными следующие ситуации. Первая – обусловленная большим спросом на энергию, загрузкой генераторов с высокой себестоимостью и, как следствие, приводящая к повышению стоимости энергии на рынке. При ценах выше себестоимости конденсационной выработки становится целесообразным производство электроэнергии на ТЭЦ в конденсационном цикле. Во второй ситуации на оптовом рынке формируются низкие цены из-за использования в покрытии спроса преимущественно ГЭС с очень низкой себестоимостью. При этом себестоимость производства электроэнергии на ТЭЦ даже в комбинированном режиме выше цены на рынке и поэтому отпуск электроэнергии может приводить лишь к убыткам. В этих случаях наиболее выгодным с точки зрения прибыльности на ТЭЦ является режим отпуска тепловой энергии с частичным или полным переносом тепловой нагрузки на РОУ. Из-за необходимости выполнять принятые обязательства по поставкам электроэнергии на оптовый рынок, при серьезных отклонениях фактических температур наружного воздуха от прогнозных ТЭЦ вынуждены изменять объемы отпуска тепловой энергии, применяя неэффективные режимы работы оборудования [4, 5].

Таким образом, ТЭЦ при работе на ОРЭ и на местный отпуск тепла не обеспечивает свое первоначальное назначение – оптимальное комбинированное производство электрической и тепловой энергии при наименьших затратах топлива по сравнению с их отдельным производством.

В настоящее время в структуре генерирующих мощностей Белорусской энергосистемы (более 9 ГВт) около половины (более 4 ГВт) составляют ТЭЦ, что обуславливает необходимость привлечения теплофикационных установок к регулированию суточного графика электрических нагрузок.

В условиях ввода в Беларуси АЭС, базовая мощность которой 2,4 ГВт составит около трети прогнозной потребности энергосистемы в пики потребления электроэнергии и около половины – в часы его спада, электроснабжение потребителей в течение отопительного периода почти полностью перейдет к АЭС и ТЭЦ. При этом на ТЭЦ ляжет несвойственная для них функция регулятора суточных графиков электрических нагрузок в больших масштабах, включая всю переменную часть этих графиков.

Для работы ТЭЦ по графику потребления электроэнергии с сохранением суточного отпуска тепловой энергии из отборов турбин в [4, 5] рассматривается возможность использования тепловых аккумуляторов. В практике тепловое аккумулирование применяется для выравнивания генерации. Рассматриваемое решение предполагает противоположное: за счет тепловых аккумуляторов увеличить суточную неравномерность генерации электроэнергии на ТЭЦ в соответствии с неравномерностью графика электрических нагрузок. При этом, безусловно, сохраняется отпуск требуемого потребителям количества тепловой энергии без замещения теплофикационных отборов непосредственно котлами, а пропуск пара в конденсатор поддерживается на техническом минимуме [6, 7].

Европейский Союз создает 11% своей электроэнергии с помощью когенерации. Однако, есть большая разница между государствами – от 2% до 60%. В Европе есть три страны, наиболее интенсивно использующие когенерацию: Дания, Финляндия и Нидерланды. Другие европейские страны также прилагают большие усилия для повышения эффективности. В Германии в настоящее время более 50% от общей потребности страны в электроэнергии может быть обеспечена за счет когенерации и поставлена цель удвоить производство электрической энергии за счет когенерации от 12,5% до 25% в стране к 2020 году для чего подготовлена соответственная законодательная база [8].

Все чаще в Европе используются крупные тепловые аккумуляторы в сетях централизованного теплоснабжения для обеспечения максимальной эффективности работы системы и увеличения прибыли. Это позволяет когенерационным установкам производить электроэнергию в пиковые периоды при максимальном тарифе (т.е. при высокой норме прибыли), а избыточно произведенное тепло направлять в тепловые аккумуляторы [9].

На основании исследования можно сделать следующие выводы:

1. В России на ТЭЦ основную долю оборудования составляют теплофикационные энергоблоки на давление пара 130 кгс/см² без

промперегрева. Доля таких энергоблоков в суммарной установленной мощности ТЭС составляет более 30,8% (43,9 млн кВт). Наблюдается значительный рост теплоснабжающих систем на базы высокоэффективных маневренных ПГУ-ТЭЦ.

2. Участие ТЭЦ в режимном регулировании остается незначительным (коэффициент регулирования около 14%), хотя имеются реальные возможности повышения маневренности ТЭЦ. Наиболее высокий коэффициент регулирования ТЭЦ в ОЭС Центра (20,4%) и Северо-Запада (19,7%), наиболее низкий ОЭС Урала (7%) и Юга (9,2%).

3. ТЭЦ при работе на оптовый рынок энергии и отпуске тепла не обеспечивает ее первоначальное назначение – оптимальное комбинированное производство электрической и тепловой энергии при наименьших топливных затратах по сравнению с их отдельным производством.

4. Рассмотрены различные способы участия теплоснабжающих систем в регулировании электропотребления в России и Европе, в том числе использование крупных тепловых аккумуляторов.

Список литературы

1. Информационно-аналитический доклад. Функционирование и развитие электроэнергетики Российской Федерации в 2011 году. – Режим доступа: <http://www.e-apbe.ru/analytical/doklad2011/doklad%202011.rar>.

2. Усов С. В., Казаров С. А. Режимы тепловых электростанций / Л. : Энергоатомиздат, 1985. 240 с.

3. Горячих Н. В., Батухтин А. Г., Иванов С. А. Некоторые методы повышения маневренности ТЭЦ // Теплоэнергетика. 2010. № 10. С. 69-73.

4. Хараим А. А., Ильич В. Н. Государственное регулирование и эффективность ТЭЦ. – Режим доступа: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3096.

5. Семенов В. Г. Теплофикация в современных рыночных условиях. – Режим доступа: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2644.

6. Качан С. А., Иванов А. В. Участие теплофикационных энергоблоков в регулировании частоты и мощности энергосистемы. – Режим доступа: http://www.science.kuzstu.ru/wp-content/Events/Conference/energ/2015/energ/pages/Articles/2/Kachan_Ivanov.pdf.

7. Романюк В. Н., Бобич А. А., Коломыцкая Н. А., Муслина Д. Б., Романюк А. В. Регулирование генерации электроэнергии при повышении эффективности использования ТЭЦ // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. 2012. № 2. С. 67-78.

8. Башмаков И. А. Анализ основных тенденций развития систем теплоснабжения в России и за рубежом. – Режим доступа: <http://www.cenef.ru/file/Heat.pdf>.

9. Пузаков В. С. Теплоснабжение по-европейски. – Режим доступа: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2573.

Н. А. Кобзев (СЖДП, Саратов), Ю. Е. Николаев (СГТУ, Саратов)

Оценка эффективности источников теплоснабжения инфраструктуры железнодорожного транспорта на различных видах топлива

Основными источниками теплоснабжения объектов железнодорожного транспорта являются котельные на различных видах топлива. В зависимости от величины тепловой нагрузки потребителей источники подразделяются на следующие группы: мелкие (менее 0,3 МВт); средние (от 0,3 МВт до 1 МВт) и крупные (более 1 МВт). К мелким потребителям теплоты относятся административные здания, посты электрической централизации, насосные станции, компрессорные, к средним – производственные комплексы, состоящие из производственных и вспомогательных помещений (ремонтные локомотивные и вагонные депо), к крупным – топливные склады, которые потребляют большое количество пара на технологический обогрев, а также жилые поселки на отопление и горячего водоснабжения (ГВС). Характерной особенностью потребителей тепловой энергии железнодорожного транспорта является их небольшие тепловые нагрузки, рассредоточенность, применение разнообразных энергоресурсов для производства теплоты: природный газ, уголь, мазут, пеллеты и электроэнергия. При наличии природного газа для производства теплоты используются газовые котельные, при его отсутствии – все остальные энергоресурсы [1].

Выбор вида топлива для производства теплоты должен быть экономически обоснован. В статье проведен сравнительный анализ эффективности источников теплоснабжения инфраструктуры железнодорожного транспорта мощностью от 50 кВт до 1200 кВт, работающих на различных видах энергетических ресурсов. В качестве критерия экономической эффективности использованы удельные дисконтированные затраты [2], руб./ГДж год

$$z_{уд} = \frac{z_d}{Q_{вып}^{год} \sum_{t=0}^T (1+E)^{-t}}, \quad (1)$$

где Z_d – дисконтированные (интегральные) затраты, руб.; $Q_{\text{выр}}^Г$ – годовая выработка теплоты на источнике, ГДж/год; E – ставка дисконтирования, принятая 0,15.

Дисконтированные (интегральные) затраты определяются по формуле

$$Z_d = K + \sum_{t=1}^T I_t (1+E)^{-t} \quad (2)$$

где K – капитальные затраты руб.; I_t – суммарные эксплуатационные издержки в год t , руб./год.

Суммарные эксплуатационные издержки определены с учетом затрат на топливо, электроэнергию, воду, амортизацию, ремонтов и прочих расходов по [3].

Капитальные затраты в котельные распределены по статьям расхода: строительные работы – 35%; основное и вспомогательное оборудование – 45%; монтажные работы – 20%. Величина K определена по формуле:

$$K = k_1 \times \alpha, \quad (3)$$

где k_1 – стоимость основного оборудования (котлов) руб.; α – повышающий коэффициент, учитывающий стоимость вспомогательного оборудования.

Повышающий коэффициент определен на основе сметной стоимости проектов котельных на различных видах энергоресурсов и учитывает стоимость приобретения котлов с горелками, шкафной газораспределительной установки, трубопроводов, арматуры, бункеров угля, склада топлива. При использовании природного газа $\alpha = 2,66$, жидкого топлива – 2,43, пеллет – 2,5, угля – 2,7, электрической энергии – 5,1.

Для определения удельных дисконтированных затрат разработан алгоритм последовательности расчетов: 1 – ввод исходных данных (вид топлива, присоединенная нагрузка и ее структура, температурный график сети, продолжительность отопительного периода в зависимости от местоположения); 2 – определение годовых количественных показателей, капитальных вложений и эксплуатационных расходов; 3 – расчет дисконтированных и удельных затрат.

При проведении расчетов приняты характеристики топлива и оборудования, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Таблица принятых показателей для расчета

Тип топлива	Стоимость условного топлива, руб./кг, и электроэнергии, руб./кВт ч	КПД котлов, %	Теплота сгорания топлива, кДж/кг н.т. (кДж/м ³)
Жидкое топливо(мазут)	7,96	0,89	41032,6
Пеллеты	6,32	0,85	18841,5
Природный газ	4,37	0,92	(33500)
Каменный уголь	2,5	0,8	27010,0
Электрическая энергия	(3,2)	0,99	-

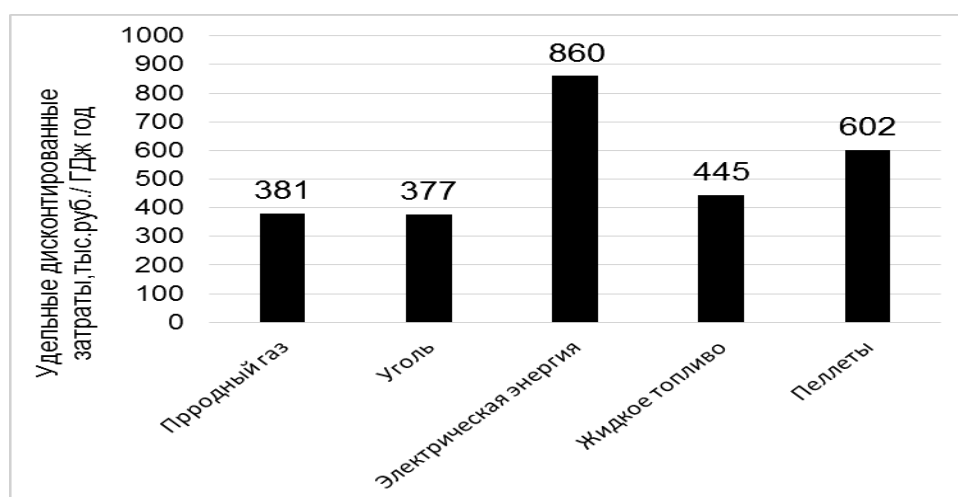
Расположение источников принято в Среднем Поволжье, срок эксплуатации 15 лет. При определении стоимости котельного агрегата принимались их средние значения в ценах середины 2016 года, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

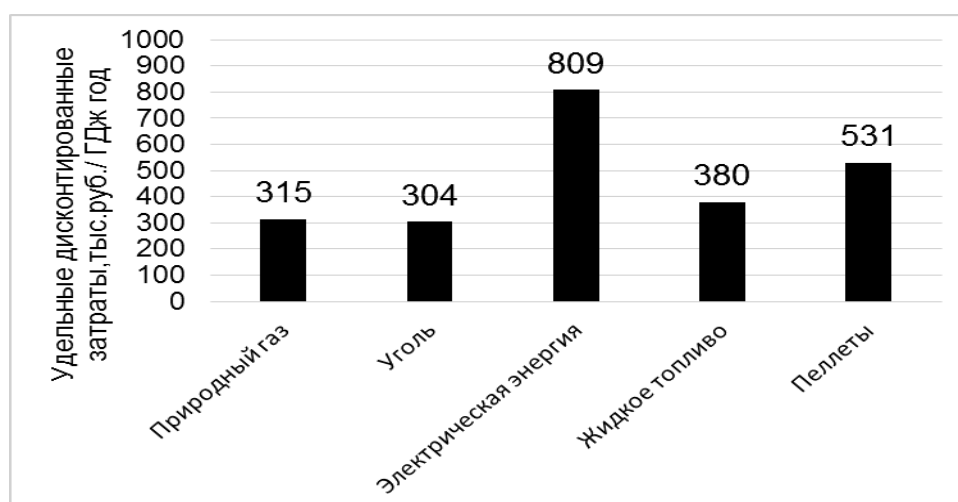
Стоимость котлов, тыс. руб., в зависимости от вида используемого энергоресурса и мощности

Наименование топлива	Мощность котельной		
	малая	средняя	крупная
Жидкое топливо(мазут)	182-476	660-1070	1100-1628
Пеллеты	220-800	1200-1650	1650-2950
Природный газ	90-411	479-768	816-1262
Каменный уголь	149-582	742-932	1050-2548
Электрическая энергия	38-243	357-970	970-1598

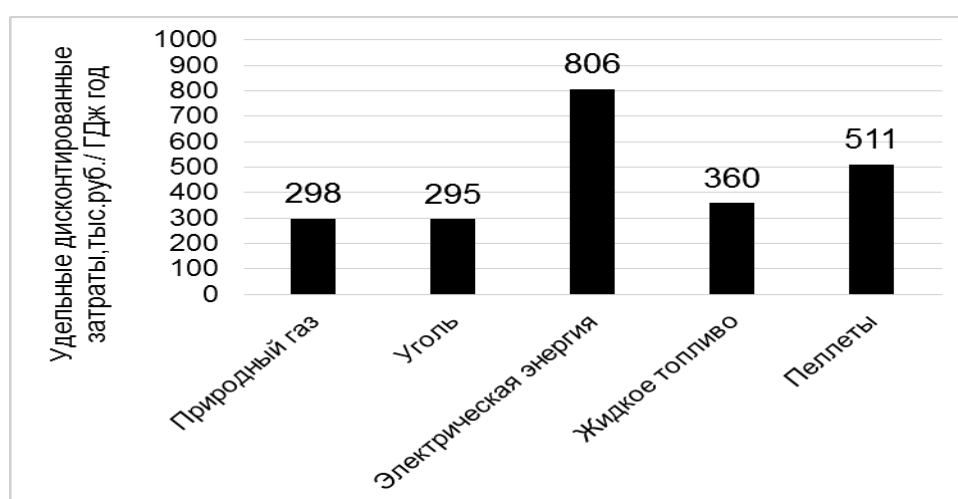
Результаты расчета удельных дисконтированных затрат в зависимости от мощности источника и вида энергоресурса, используемого для выработки теплоты, представлены на рис. 1.



а)



б)



в)

Рис. 1. Зависимость удельных дисконтированных затрат тыс. руб./ГДж год для котельных малой (а), средней (б) и большой мощности (в)

Анализ полученных зависимостей удельных дисконтированных затрат для источников, использующих различные виды энергоресурсов, показывает, что наименьшие затраты имеют установки, сжигающие природный газ и уголь (для всех уровней мощности котельных). Применение жидкого топлива по сравнению с газом и углем приводит к росту затрат на 17–20%, а использование пеллет – на 60–70%. Наибольшие затраты (в 2–2,7 раза) по сравнению с газом и углем имеют электрокотельные, поэтому целесообразно сокращать их использование для теплоснабжения инфраструктуры железнодорожного транспорта, увеличивая долю угля, жидкого топлива или пеллет.

Дополнительно следует отметить недостаточное применение для целей энергоснабжения потребителей комбинированной выработки электроэнергии и теплоты, а также источников на возобновляемых энергоресурсах.

Список литературы

1. Кобзев Н. А., Николаев Ю. Е. Состояние и основные направления совершенствования теплоэнергетического хозяйства железнодорожного транспорта // сб. науч. тр. Вып. 8 Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов: материалы XIII Международной научно-технической конференции Саратов, 01-03 ноя. 2016 г. Саратов, 2016. С. 259-264.
2. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы : справочник / под ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. М. : Изд-во МЭИ, 2007. 527 с.
3. Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзиньш Э. Я. Производственные и отопительные котельные. М. : Энергоатомиздат, 1984. 248 с.

УДК 621.311

Ю. Е. Николаев, Л. А. Наумова (СГТУ имени Гагарина Ю. А.)

Экономическая эффективность применения газовых двигателей для энергоснабжения малых предприятий и жилых районов

Важнейшей проблемой систем энергоснабжения России, особенно коммунальных систем электро- и теплоснабжения городов, поселков и небольших предприятий, является низкий уровень их энергоэффективности, надежности и безопасности. На повышение этих показателей

указано в ФЗ №261 «Об энергосбережении и энергоэффективности» и ФЗ №190 «О теплоснабжении». Согласно последнему закону приоритетным направлением энергосберегающей политики является модернизация существующих котельных или сооружение новых малых ТЭЦ с газовыми двигателями на базе газотурбинных (ГТУ) и газопоршневых (ГПД) установок с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии, что обеспечивает высокую экономичность и надежность энергоснабжения.

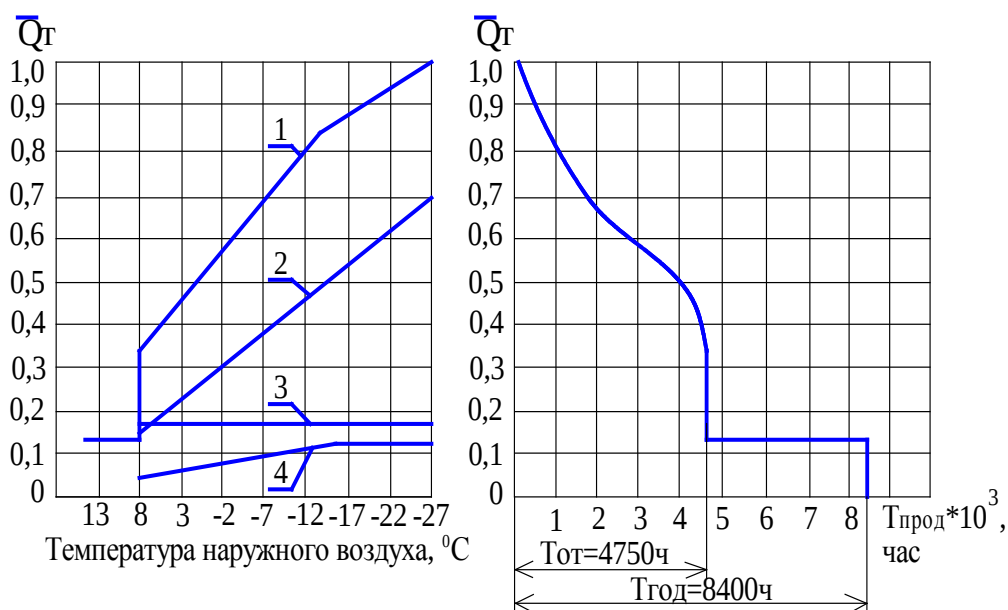


Рис. 1. Графики тепловой нагрузки в относительных единицах: 1 – суммарной тепловой нагрузки, 2, 3, 4 – соответственно нагрузки отопления, горячего водоснабжения и вентиляции

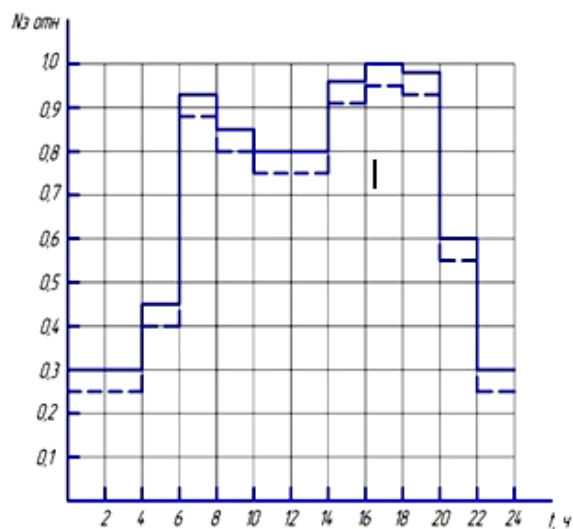


Рис. 2. Суточный электрический график нагрузки района города: сплошные линии – для зимнего периода, пунктирные – для летнего

Наибольшую эффективность от применения таких двигателей можно получить при выборе их оптимальных характеристик и режимов эксплуатации. Максимальная экономия топлива от когенерации достигается по аналогии с традиционными паротурбинными установками при работе по тепловому графику нагрузки [1, 2]. В этом случае выработка электрической энергии будет преимущественно на тепловом потреблении, недостаток или избыток электроэнергии, необходимый потребителю, должен быть компенсирован энергосистемой. Совместная работа газовых двигателей с энергосистемой усложняет ее эксплуатацию, за подключение к распределительным электросетям взимается дополнительная плата. Поэтому многие строящиеся в РФ малые ТЭЦ ориентированы на покрытие выделенной электрической нагрузки потребителя (предприятие, торговый комплекс, больница, университетский городок, микрорайон и т. д.), что обуславливает эксплуатацию по электрическому графику нагрузки. Несоответствие электрического и теплового графика нагрузки потребителя приводит к необходимости, особенно в летний период, выпуска части продуктов сгорания после двигателя без утилизации, снижая энергетическую эффективность установки. В статье рассмотрена эффективность эксплуатации энергоустановок по тепловому и электрическому графикам нагрузки, которые приведены на рис. 1 и 2, показано влияние принятого коэффициента теплофикации на экономическую эффективность малой ТЭЦ.

В качестве критерия эффективности принята экономия дисконтированных затрат от сооружения малой ТЭЦ по сравнению с альтернативной схемой энергоснабжения, включающей котельную и электроэнергетическую систему, руб.

$$\Delta Z_d = \sum_{t=1}^T (C_{\varepsilon} \varepsilon + C_m \frac{Q_{m\phi}}{Q_n^p \eta_{\kappa}} + p_{\kappa} k_{\kappa} Q_m^p \alpha_m - C_m \frac{\varepsilon}{Q_n^p \eta_{\varepsilon}} - p_{mm} k_{mm} N_{\varepsilon}) (1 + E)^{-t} - (k_{mm} N_{\varepsilon} - k_{\kappa} Q_m^p \alpha_m) \quad (1)$$

где C_{ε}, C_m – стоимость электрической энергии и топлива, руб./кВт ч, руб./кг у.т.; $\varepsilon, Q_{m\phi}$ – годовое количество электрической и тепловой энергии, отпущенные комбинированными установками потребителю, кВт ч/год; Q_n^p – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг у.т.; $\eta_{\kappa}, \eta_{\varepsilon}$ – КПД котельной и электрический двигателя; p_{κ}, p_{mm} – коэффициенты, учитывающие отчисления на амортизацию, ремонт, обслуживание котельной и малой

ТЭЦ, 1/год; k_k, k_{mm} – удельные капиталовложения в котельную и малую ТЭЦ, руб./кВт; N_e, Q_m^p – электрическая и тепловая мощности малой ТЭЦ, кВт; α_m – коэффициент теплофикации; E – норма дисконта; T – продолжительность эксплуатации энергоисточника, год.

Таблица 1

Расчетные характеристики малых ТЭЦ в зависимости от коэффициента теплофикации

Наименование показателя и единицы измерения	Режимы эксплуатации и коэффициент теплофикации					
	Тепловой график			Электрический график		
	0,2	0,4	0,6	0,2	0,4	0,6
ГПД/ГТУ						
1. Электрическая мощность, МВт				12/32	12/32	12/32
2. Тепловая нагрузка, МВт	2/4,3	4/8,6	6/12,9			
3. Годовая выработка электроэнергии, тыс. МВт ч	10/30	10/30	10/30	60/220	30/110	20/73
4. Годовая выработка теплоты, тыс. МВт ч	15,8/34,4	25,7/56,0	34,2/74,7	66,9/168,5	66,9/168,5	66,9/168,5
5. Годовая выработка теплоты комбинированным способом, тыс. МВт ч	39,6/118,8	39,6/118,8	39,6/118,8	237,7/870,9	79,2/435,4	66,9/290,3
6. Годовой расход топлива двигателями, тыс. т у.т.	15,8/47,3	25,7/77,0	34,2/102,6	94,6/346,6	69,8/282,1	66,9/255,7
7. Годовой расход топлива пиковым котлом, тыс. т у.т.	4,8/14,1	7,9/22,9	10,5/30,6	20,5/68,9	20,5/68,9	20,5/68,9
	3,2/9,8	1,9/5,7	0,6/2,2	19,5/71,5	1,3/20,9	0/4,7

Примечание – числитель малая ТЭЦ с ГПД, знаменатель – малая ТЭЦ с ГТУ

Для проведения исследования выполнены расчеты тепловых схем малых ТЭЦ с учетом переменных электрических и тепловых нагрузок. В качестве ГТУ рассмотрены агрегаты единичной мощностью 4 и 16 МВт,

ГПД – электрической мощностью соответственно 2 и 4 МВт. Изменение коэффициента теплофикации на малой ТЭЦ достигалось при работе по тепловому графику за счет увеличения числа агрегатов, участвующих в обеспечении теплового графика нагрузок. При эксплуатации по электрическому графику – за счет изменения присоединенной тепловой нагрузки потребителей. При определенных значениях коэффициента теплофикации, особенно в летний период, обеспечение заданного электрического графика приводит к недоиспользованию отводимой теплоты от двигателей малой ТЭЦ по причине резкого снижения тепловой нагрузки. В этом случае часть продуктов сгорания сбрасывалась в окружающую среду без утилизации. Для обеспечения требуемых тепловых нагрузок в зимний период включался пиковый котел. Результаты расчетов показаны в табл. 1.

В экономических расчетах приняты следующие исходные данные: $C_g = 4,7$ руб./ кВт ч; $C_m = 4,5$ руб./кг у.т. (природный газ); $\eta_k = 0,93$; $\eta_g = 0,32$ (ГТУ); $\eta_g = 0,4$ (ГПД); $p_k = 0,15$ 1/год; $p_{mm} = 0,2$ 1/год; $k_k = 2000$ руб./кВт; $k_{mm} = 50000 - 55000$ руб./кВт (ГТУ); $k_{mm} = 60000 - 65000$ руб./кВт (ГПД); $T = 15$ лет; $E = 0,1$; климатические условия Среднего Поволжья, температурный график сети 110/70 °С, система теплоснабжения закрытая. Результаты расчетов ΔZ_d показаны на рис. 3 и 4.

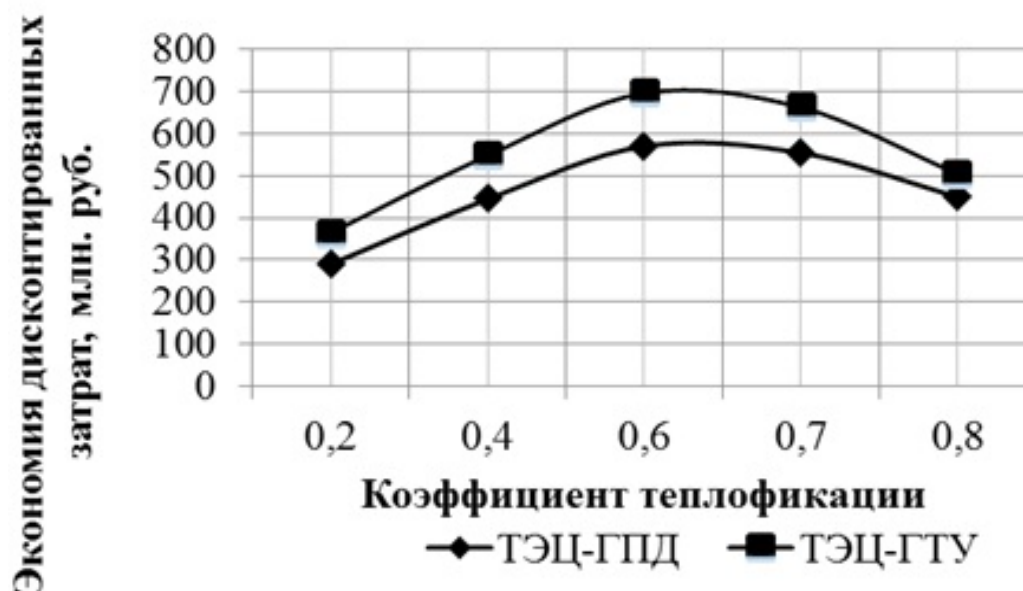


Рис. 3. Изменение экономии дисконтированных затрат от коэффициента теплофикации при работе малой ТЭЦ по тепловому графику

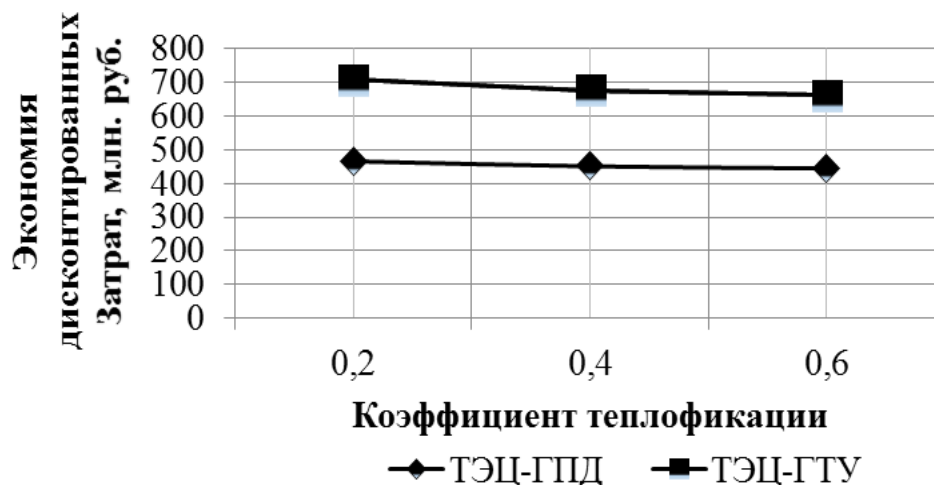


Рис. 4. Изменение экономии дисконтированных затрат от коэффициента теплофикации при работе малой ТЭЦ по электрическому графику

Анализируя полученные результаты (рис. 3, 4) следует заметить, что при работе малой ТЭЦ по тепловому графику нагрузки наибольший эффект достигается при коэффициенте теплофикации 0,6–0,65. В случае эксплуатации по электрическому графику максимальное значение ΔZ получается при минимальном значении коэффициента теплофикации равным 0,2. Это объясняется недоиспользованием отводимой тепловой энергии от двигателей при обеспечении переменного электрического графика нагрузки. Величина экономии дисконтированных затрат при использовании ГТУ оказывается примерно одинаковой при эксплуатации по тепловому и электрическому графикам нагрузки для оптимальных значений коэффициента теплофикации.

Применение на малых ТЭЦ ГПД обеспечивает, примерно на 20%, большую экономию затрат при работе по тепловому графику нагрузки, чем по электрическому. Что связано с более высоким электрическим КПД у ГПД по сравнению с ГТУ. Поэтому при проектировании малых ТЭЦ для работы по электрическому графику нагрузки необходим тщательный анализ суточных и годовых графиков электрической и тепловой нагрузки потребителя, а также экономическая оценка их эффективности с учетом изменения стоимостных показателей установки, тарифов на топливо и электроэнергию.

Список литературы

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М. : Издательский дом МЭИ, 2006. 472 с.
2. Аршакян Д. Т. Оптимизация теплоснабжающей системы в различных климатических условиях, Ереван : Айастан, 1980. 284 с.

Д. С. Акулина, А. Ф. Прищепов (НИУ МЭИ, Москва)

Решение проблем отопления, вентиляции и кондиционирования при проектировании православных храмов

Вопрос теплоснабжения православных храмов очень актуален в настоящее время. Перед архитекторами, реставраторами, конструкторами и специалистами по климатизации здания, возникает задача выбора оптимальной системы отопления, которая бы обеспечивала требуемые условия по микроклимату, экономное расходование энергии, давала бы возможность избежать значительных разрушений при создании системы. Но каждый проектируемый храм индивидуален, и одного подхода в решении теплообеспечения найти невозможно.

Отличительными особенностями эксплуатации православных храмов являются: большое количество людей, молящихся стоя от 30 минут до 3 часов, и более, если это монастырь; большое количество зажженных свечей во время службы и большое количество престольных праздников в течение года.

При проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования храмов следует учитывать неординарную структуру их внутреннего пространства: вытянутый вертикально объем помещения, зачастую разделенного на отдельные отсеки столбами и арками. Уменьшение толщины стен барабана главы приводит к неравномерному распределению температуры по высоте помещения храма.

Системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха должны обеспечивать благоприятный режим для прихожан, долговременную сохранность как конструкций и росписи самого храма, так и произведений станковой живописи, а также максимально сокращать поступление с приточным воздухом агрессивных газов и пыли и не создавать высокой подвижности воздуха и колебаний тепловлажностного режима у поверхностей росписи храма и станковой живописи [1].

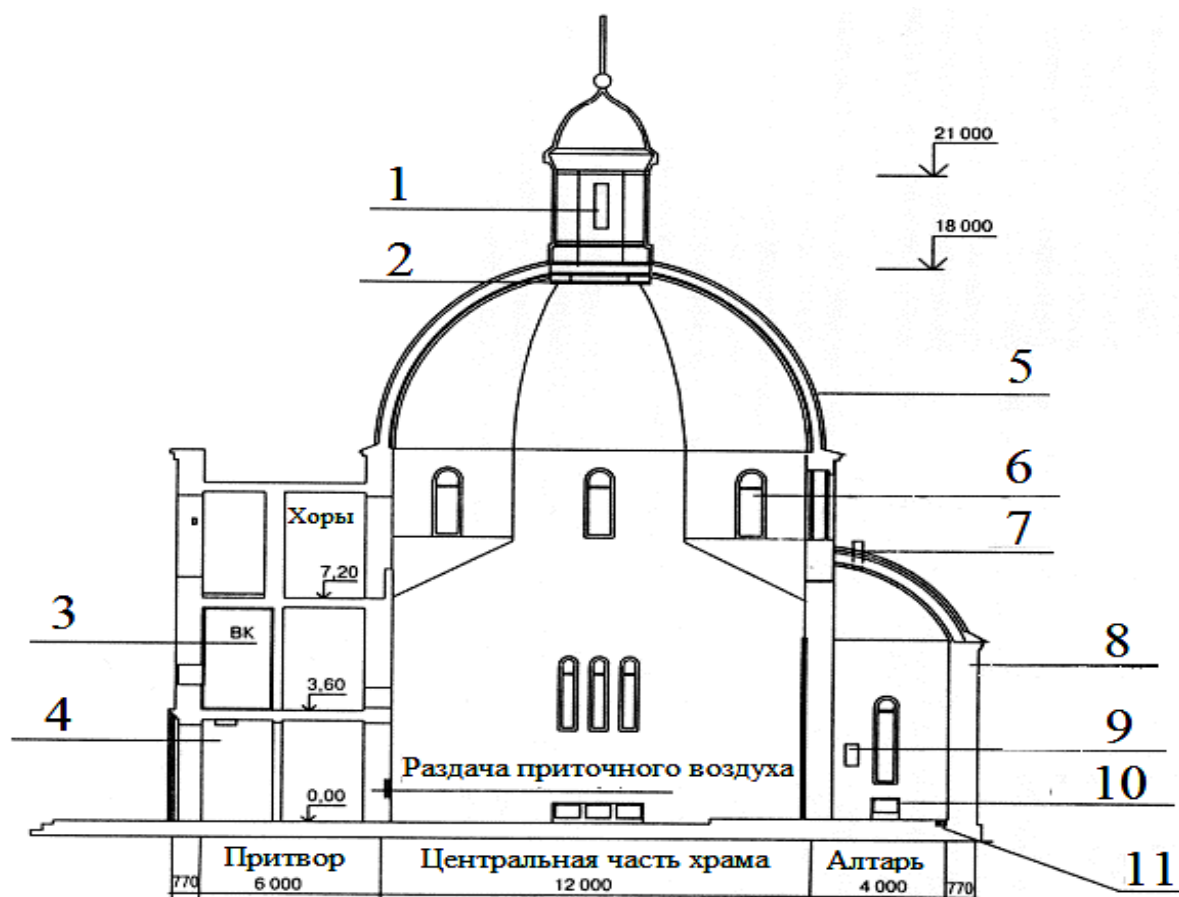


Рис. 1. Схема православного храма вместимостью 300 человек: 1 – глухой «барабан» с вытяжными отверстиями, оборудованными заслонками с электроприводом или аэрационными устройствами, 2 – вытяжная решетка, 3 – вентиляционный канал, 4 – воздушная или тепловоздушная завеса на входе в храм, 5 – купол и конха апсиды (каркасная конструкция с утеплителем), 6 – оконные проемы в верхней зоне храма с вытяжными фрамугами, 7 – вытяжная шахта с утепленным клапаном с ручным или дистанционным управлением, 8 – наружные стены с тепло – и пароизоляцией, 9 – местная вытяжка в зоне розжига угля и подвески кадила, 10 – отопительные приборы, 11 – нижняя разводка труб водяного отопления в каналах, закрытых решетками

Основная ценность церквей есть их внутреннее убранство: иконостасы, церковная утварь, настенная живопись, фрески и другие предметы. Во время проведения Богослужений поступления тепла, влаги и углекислого газа от людей, окиси углерода и тепла от горящих свечей достигают значительных величин. Когда службы не проводятся, то концентрации вышеперечисленных поступлений малозначительны, и здание находится под воздействием наружных условий. В итоге, внутренний объем здания периодически подвергается воздействию тепла и влаги, амплитуда колебания которых достаточно велика. Вентиляционная система должна обеспечивать благоприятный микроклимат для каждого режима.

Обеспечение требуемых параметров микроклимата является сложной задачей. С одной стороны, необходимо создать комфортные условия для находящихся там людей. С другой, – обеспечить сохранность элементов оформления и предметов, которые выполнены из различных материалов и требуют различных условий для хранения. Также необходимо учесть, что число людей, посещающих праздничные службы, значительно превышает то количество, на которое рассчитан храм. Подвижность воздуха влияет на параметры микроклимата во время престольных праздников, когда в помещениях храмов собирается большое количество прихожан. Люди зажигают свечи, что приводит к значительным выделениям теплоты, влаги и углекислого газа. Во время прохождения службы люди постоянно входят и выходят, поэтому наружные двери храма значительное время (до 30 минут в час) открыты. Это приводит к постоянному притоку холодного наружного воздуха в молеальный зал и приделы. Для подогрева и погашения скорости этого приточного воздуха следует в первом приделе конструировать воздушно-тепловые завесы, а также приточным воздухом, поступающим через фрамуги (с определенным углом раскрытия), расположенные на отметках выше 2,5 м от уровня пола молеального зала, погашать динамический напор воздушного потока, поступающего через двери. Для предотвращения конденсации водяных паров в холодный период года на внутренних поверхностях куполов, оконных откосов и стен храма необходимо с помощью организованного воздухообмена удалить из помещения влагу, выделяемую людьми и зажженными свечами.

Воздухообмен в храмах следует регулировать до службы, во время службы и после завершения службы [2]. После завершения службы свечи догорают на столешницах и производится влажная уборка пола помещения. Всю эту высыхающую воду следует удалять из помещений храма вытяжными системами вентиляции [2–9]. В противном случае она будет проникать в массивные ограждающие конструкции, снижая их прочность и теплоустойчивость, портить художественную роспись, станковую живопись, фрески и предметы культовых обрядов.

Естественная вентиляция обладает свойством саморегулирования из-за изменения разности удельных весов приточного и удаляемого из помещения храма воздуха по периодам года и во время службы [4, 5, 8, 9]. Конструирование систем естественной вентиляции следует осуществлять с учетом исключения образования компактных приточных струй, поступающих в зону дыхания человека, и наиболее эффективного удаления

загрязненного воздуха из объема помещения с помощью вытяжных систем, не портящих интерьер и фасады здания храма [2, 3, 6].

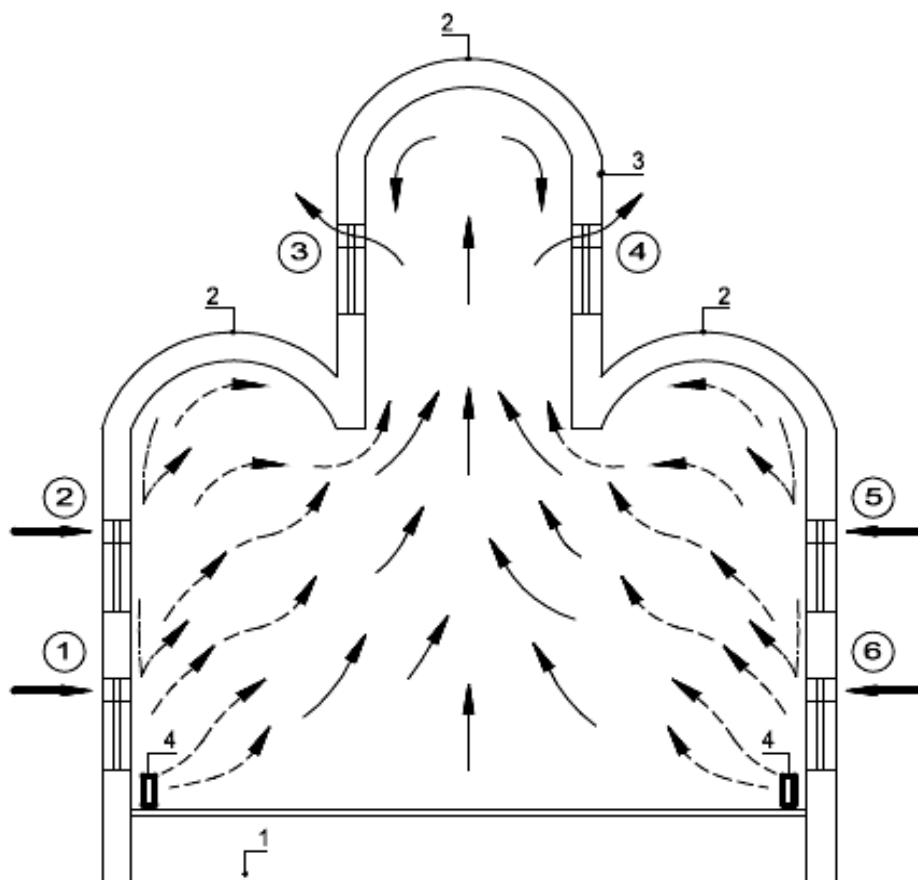


Рис. 2. Схема воздушных потоков в храме: 1 – подклет; 2 – своды; 3 – барабан; 4 – отопительные приборы. Цифры в кружках 1-6 – номера открывающихся фрамуг в окнах первого и второго ярусов и барабане;

- теплый влажный воздух;
- охлажденный влажный воздух;
- сухой нагретый воздух;
- наружный воздух

Перераспределение давлений внутри храма и ветровых воздействий на наружных поверхностях ограждений определяет особенности создания аэрационного воздухообмена (расчетный перепад давления в холодный период $DP = 34 - 160$ Па, для теплого периода $DP = 7,5 - 54$ Па) при степени герметичности здания для перетекания воздуха $k_v = 0,4 - 0,6$ и расчетной температуре $t_n \leq -25^\circ\text{C}$. Воздействие ветра на элементы ограждений характеризуется аэродинамическими коэффициентами C_v . Числовые значения и знаки аэродинамических коэффициентов C_v на элементах наружных ограждений были определены в результате серии экспериментальных исследований на моделях храмов в аэродинамических трубах [8, 9].

Саморегулируемость расходов естественной системы вентиляции позволяет сэкономить 20–50% теплоты относительно аналогичных по максимальным расходам воздуха механических систем вентиляции.

В дальнейших исследованиях будет проводиться сравнение храмов для того, чтобы приблизиться к более правильному решению в вопросе энергообеспечения.

Список литературы

1. СП 31-103-99. Здания, сооружения и комплексы православных храмов / Госстрой России. М. : АХЦ «Арххрам», ГУП ЦПП, 2000.
2. Стандарт АВОК-2-2002. Храмы православные. Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. М.: АВОК-ПРЕСС, 2002.
3. Стандарт АВОК-2-2004. Храмы православные. Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. М.: АВОК-ПРЕСС, 2004.
4. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / Изд. 4-е, перераб. и доп. М. : Стройиздат, 1973.
5. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): Учебник для вузов / Изд. 2-е, перераб. и доп. М. : Высш. школа, 1982.
6. Павловский А. К. Курсъ отопленія и вентиляціи. Ч. 2. Центральныя системы отопленія. Вентиляція. С.-Петербургъ : Строитель, 1907.
7. Богословский В. Н. Отопление: Учебник для вузов / В. Н. Богословский, А. Н. Сканапи. М. : Стройиздат, 1991.
8. Кочев А. Г. Микроклимат православных храмов : дис. ... д-ра. техн. наук: 05.23.03. / А. Г. Кочев; Нижегородск. гос. арх.-строит. ун-т. Н. Новгород, 2006.
9. Кочев А.Г. Микроклимат православных храмов / Н. Новгород : ННГАСУ, 2004.

УДК 697.3 – 52

В. И. Панферов, Н. И. Тренин, С. В. Панферов

К оценке резервов экономии теплоты при автоматизации систем отопления зданий

Известно, что в нашей стране на теплоснабжение зданий расходуется более одной третьей всего добываемого топлива, причем основными при этом являются затраты теплоты на отопление. Поэтому, вполне естественно, возникает задача разработки современных подходов и решений по рациональному использованию расходуемых на отопление

энергетических ресурсов. Как известно, одним из основных способов решения этой проблемы является автоматизация систем отопления. Вследствие этого разработка вопросов, непосредственно связанных с автоматизацией систем отопления и их совершенствованием, является одной из актуальнейших проблем настоящего времени. К месту заметим, что решению этой проблемы посвящено достаточно много работ, см., например, [1–8], получены довольно интересные и важные результаты. В частности, в работах [4, 8] разработана адаптивная система управления, обеспечивающая высокое качество поддержания заданного теплового режима здания (ТРЗ). Система реализует комбинированный принцип управления с настройкой погодного компенсатора по эксплуатационным данным, в системе за счет обратной связи отрабатываются такие возмущения теплового режима как теплоступления от людей, от работающего оборудования, за счет солнечной радиации, увеличение потерь теплоты из-за ветра, а также и все погрешности реализации канала компенсации основного возмущения – температуры наружного воздуха. Следует заметить, что данная структура системы управления позволяет достичь предельно высокого качества поддержания заданного ТРЗ, необходимо лишь должное решение задачи ее параметрической настройки.

При решении задач автоматизации, как правило, всегда значимым и важным является вопрос: каковы резервы экономии, как оценить величину экономии теплоты, получаемую за счет автоматизации систем отопления? Приводимые в литературе на этот счет данные достаточно противоречивы, сообщаются как вполне реальные [9–11], так и достаточно невообразимые числа экономии [12]. Утверждается, что есть решения, приносящие баснословный экономический эффект. Вместе с тем при детальном рассмотрении, как правило, выясняется, что все это не так и эффект, вообще-то, ничем не подтверждается. В настоящей работе обсуждаются такие утверждения и предлагается достаточно простой вариант теоретической оценки экономии теплоты при автоматизации систем отопления. Использование такого метода может быть полезным как на этапе предварительной проработки проектных решений, а также при выборе нового ТРЗ и настройке на него системы автоматизации.

Предлагаемый метод оценки эффективности автоматизации отопления. Если ТРЗ задан, то при прочих равных условиях теплотери здания одни и те же независимо от того, как конкретно и с помощью какой

системы отопления реализуется этот режим. Эти теплопотери должны быть в точности скомпенсированы доставкой теплоты в здание системой отопления. Если же это не так, то ТРЗ поменяется и будет уже другим. Поэтому расход теплоты на реализацию заданного ТРЗ можно оценить по теплопотерям здания.

Потери теплоты зданием (поток теплоты, теряемой зданием) можно оценить по хорошо известной формуле Н. С. Ермолаева

$$Q = q_V \cdot (t_B - t_H) \cdot V, \quad (1)$$

где Q – потери теплоты зданием объемом V при температурах t_B и t_H соответственно внутреннего и наружного воздуха, q_V – удельная тепловая характеристика.

Рассмотрим два режима отопления: старый режим (плохой режим, возможно и с автоматикой, но не работающей, либо плохо настроенной) и улучшенный режим, реализуемый с помощью высококачественной системы автоматического управления отоплением здания, при этом будем считать, что воздухообмен одинаков в обоих режимах. Теплопотери здания при старом режиме отопления обозначим как $Q^{ДО} = q_V \cdot (t_B^{ДО} - t_H) \cdot V$, здесь $t_B^{ДО}$ – температура внутреннего воздуха при старом режиме отопления (до улучшения режима). Теплопотери здания при новом (улучшенном) режиме отопления обозначим как $Q^{ПОСЛЕ} = q_V \cdot (t_B^{ПОСЛЕ} - t_H) \cdot V$, здесь $t_B^{ПОСЛЕ}$ – температура внутреннего воздуха при улучшенном режиме отопления. Если за базовый режим взять улучшенный режим отопления, то при 80% экономии, как это сообщается в [12], должно быть, что

$$\frac{Q^{ДО} - Q^{ПОСЛЕ}}{Q^{ПОСЛЕ}} = 0,8; \quad (2)$$

или

$$\frac{Q^{ДО}}{Q^{ПОСЛЕ}} = \frac{q_V \cdot (t_B^{ДО} - t_H) \cdot V}{q_V \cdot (t_B^{ПОСЛЕ} - t_H) \cdot V} = \frac{t_B^{ДО} - t_H}{t_B^{ПОСЛЕ} - t_H} = 1,8. \quad (3)$$

Оценим, какой при такой экономии должна быть температура внутреннего воздуха при старом режиме отопления. Из вышеприведенного уравнения следует, что

$$t_B^{DO} = 1,8 t_B^{ПОСЛЕ} - 0,8 t_H. \quad (4)$$

Полагаем, что в новом улучшенном режиме температура внутреннего воздуха нормативная и равна $t_B^{ПОСЛЕ} = 20^\circ\text{C}$, тогда при $t_H = -20^\circ\text{C}$ температура внутреннего воздуха в прежнем режиме должна быть равна $t_B^{DO} = 52^\circ\text{C}$, а при $t_H = -10^\circ\text{C}$ уже только $t_B^{DO} = 42^\circ\text{C}$. Понятно, что такой «перетоп» совершенно не реален (и, вследствие этого, не реальна и такая экономия теплоты) и его никак не «снять» открытием только форточек, нужно будет окрывать окна.

Если такой экономии теплоты (в 80%) добиваться снижением t_B (например, в ночное время в общественных и административных зданиях), то новая пониженная температура должна вычисляться по той же формуле (3), но только разрешенной относительно $t_B^{ПОСЛЕ}$

$$t_B^{ПОСЛЕ} = \frac{t_B^{DO}}{1,8} + \frac{0,8 \cdot t_H}{1,8}. \quad (5)$$

Здесь при $t_B^{DO} = 20^\circ\text{C}$ и $t_H = -20^\circ\text{C}$ должно быть, что $t_B^{ПОСЛЕ} \approx 2^\circ\text{C}$, если же $t_H = -10^\circ\text{C}$, то $t_B^{ПОСЛЕ} \approx 6^\circ\text{C}$, только в этом случае будет достигаться 80-процентная экономия теплоты. Однако, заметим, что ниже 12°C t_B снижать нельзя [13], на внутренних поверхностях стен будет выпадать конденсат, поэтому и в этом случае такой экономии теплоты достичь тоже невозможно.

Если за базовый режим брать, как это обычно и принято, старый (прежний) режим, т.е. если считать, что $\frac{Q^{DO} - Q^{ПОСЛЕ}}{Q^{DO}} = 0,8$, то в этом случае получаются совсем абсурдные значения t_B^{DO} . Такие же неправдоподобные результаты получаются и для значений $t_B^{ПОСЛЕ}$, если реализуется режим прерывистого отопления. В самом деле,

$$\frac{Q^{\text{ДО}} - Q^{\text{ПОСЛЕ}}}{Q^{\text{ДО}}} = \frac{t_{\text{В}}^{\text{ДО}} - t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}}}{t_{\text{В}}^{\text{ДО}} - t_{\text{Н}}} = 0,8 \quad (6)$$

или же,

$$t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = 0,2t_{\text{В}}^{\text{ДО}} + 0,8t_{\text{Н}}. \quad (7)$$

Поэтому при $t_{\text{В}}^{\text{ДО}} = 20^{\circ}\text{C}$ (был нормативный режим отопления) и $t_{\text{Н}} = -20^{\circ}\text{C}$ должно быть, что $t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = -12^{\circ}\text{C}$, если же $t_{\text{Н}} = -10^{\circ}\text{C}$, то $t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = -4^{\circ}\text{C}$.

Оценим теперь, какими должны быть реальные числа экономии теплоты при автоматизации отопления зданий.

В реальных условиях при обычном (нормативном) воздухообмене имеют место случаи, когда температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях достигает $29 \div 30^{\circ}\text{C}$. Если полагать, что после квалифицированного решения задачи автоматизации системы отопления температура внутреннего воздуха станет равной $t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = 20^{\circ}\text{C}$, то экономия теплоты при этом составит

$$\frac{Q^{\text{ДО}} - Q^{\text{ПОСЛЕ}}}{Q^{\text{ДО}}} = \frac{t_{\text{В}}^{\text{ДО}} - t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}}}{t_{\text{В}}^{\text{ДО}} - t_{\text{Н}}} = \frac{30 - 20}{30 - t_{\text{Н}}}. \quad (8)$$

При $t_{\text{Н}} = -20^{\circ}\text{C}$ это будет всего лишь 20%, а при $t_{\text{Н}} = -10^{\circ}\text{C}$ это 25%.

Если рассматривать режим прерывистого отопления, то применяя для этого случая ту же формулу (8), получим, что при $t_{\text{В}}^{\text{ДО}} = 20^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = 12^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{Н}} = -10^{\circ}\text{C}$ будет всего лишь 26,6%, а при $t_{\text{Н}} = -20^{\circ}\text{C}$ это только 20%.

На рис. 1 приведены кривые, показывающие величину относительной экономии теплоты, вычисленную по формуле

$$\frac{Q^{\text{ДО}} - Q^{\text{ПОСЛЕ}}}{Q^{\text{ДО}}} = \frac{t_{\text{В}}^{\text{ДО}} - t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}}}{t_{\text{В}}^{\text{ДО}} - t_{\text{Н}}} = \frac{30 - t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}}}{30 - t_{\text{Н}}} \quad (9)$$

для $t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = 18^{\circ}\text{C}$ (верхняя кривая), $t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = 20^{\circ}\text{C}$ (средняя кривая), $t_{\text{В}}^{\text{ПОСЛЕ}} = 22^{\circ}\text{C}$ (нижняя кривая).

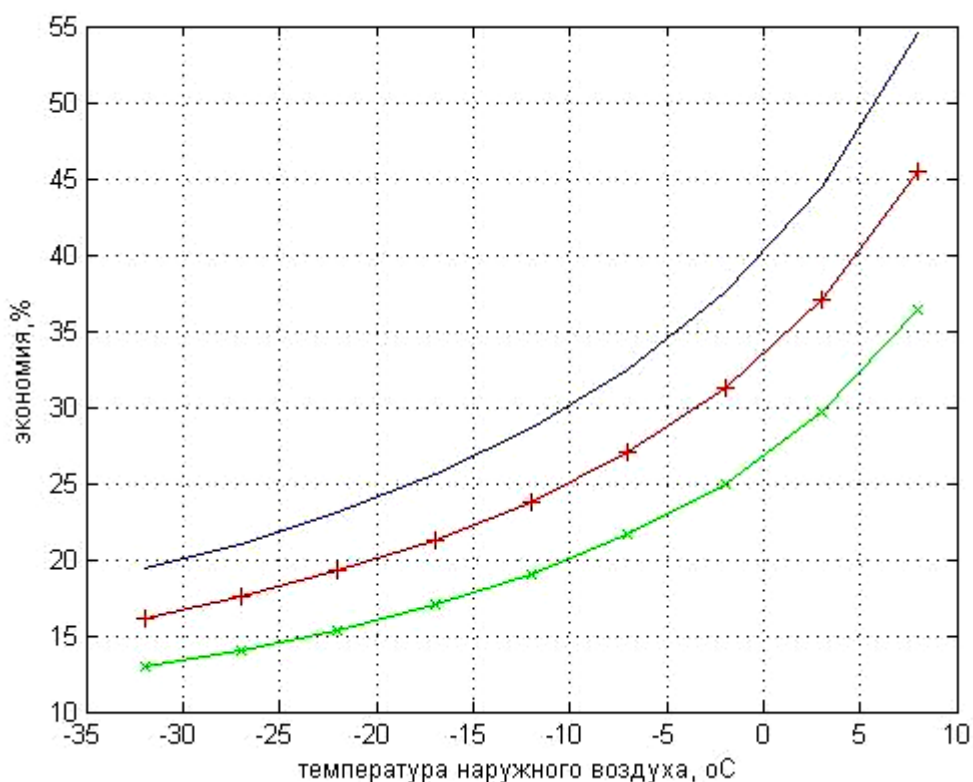


Рис. 1. Зависимость экономии теплоты от температуры наружного воздуха

Как видно из рис. 1 максимальная экономия теплоты при «перетопе» 30°C не может превысить 55% и это возможно только в конце отопительного сезона, если считать нормативной температуру внутреннего воздуха $t_{в}^{\text{ПОСЛЕ}} = 18^{\circ}\text{C}$.

Понятно, что вышеприведенные оценки относятся к стационарным режимам отопления, кроме того, при рассмотрении режима прерывистого отопления, полагалось, что скорость «натопы» помещений перед началом рабочего дня одна и та же, что определяется обычно установленной мощностью систем отопления.

Отметим также, что расход теплоты на вентиляцию приводится к виду, аналогичному уравнению (1). Поэтому в формуле (1) под q_v следует, вообще-то, подразумевать сумму собственно удельной тепловой характеристики здания и удельного расхода теплоты на вентиляцию [14]. Но поскольку во всех последующих формулах эта величина сокращается, то все полученные оценки для относительной эффективности останутся прежними.

Замечания по поводу эффективности комбинированных систем отопления. Относительно комбинированных систем отопления [12] можно

отметить следующее. Как это нам представляется, в [12] задача совершенствования теплового (температурного) режима зданий (ТРЗ) не решается, а делается попытка доказать, что, управляя комбинированной системой отопления, можно добиться существенной экономии теплоты при реализации известного ТРЗ, что совершенно невозможно.

Действительно, как уже отмечалось выше, теплопотери конкретного здания определяются его ТРЗ и температурой наружного воздуха, эти теплопотери одни и те же, независимо от того, с помощью какой системы отопления реализуется данный ТРЗ. Эти теплопотери в точности нужно компенсировать доставкой теплоты в здание системой отопления, причем совершенно не важно какой – то ли водяной, то ли электрической, комбинированной или нет. Если это не так, то ТРЗ поменяется и будет уже другим. Поэтому по теплоте !!! при реализации заданного ТРЗ экономии быть не может в принципе. Выгода здесь может быть только в денежном выражении, если тарифы на «водяную» и «электрическую» или еще какую-либо Гигакалорию разные, причем, например, так, что «ночная электрическая» Гигакалория намного дешевле «водяной». Однако и здесь это не так, на данный момент времени в г. Челябинске «водяная» Гигакалория стоит 1170,57 руб., «ночная электрическая» Гигакалория 1336 руб.

Следует также отметить, что при реализации, например, режима прерывистого отопления, температуру внутреннего воздуха можно достаточно быстро поднять до заданной величины воздушной системой отопления, из-за этого может возникнуть иллюзия, что в таком случае есть экономия теплоты. Но и здесь это не так, так как при этом температура внутренних поверхностей ограждающих конструкций будет низкой, это дискомфорт, а заявлять об экономии теплоты за счет ухудшения микроклимата нельзя.

Поэтому комбинированная система отопления при реализации заданного ТРЗ по затратам теплоты не имеет никаких преимуществ перед любой другой системой отопления, если, конечно, качество решения задачи автоматизации обеих систем одинаково. Если же при этом учесть повышенные капитальные затраты на ее создание, то вопрос о практической ценности таких систем отопления можно считать вполне закрытым на данный момент времени.

Теоретические величины получаемых эффектов, конечно, следует уточнять по данным реальных измерений.

Список литературы

1. Зингер Н. М., Бестолченко В. Г., Жидков А. А. Повышение эффективности работы тепловых пунктов. М. : Стройиздат, 1990. 188 с.
2. Калмаков А. А., Кувшинов Ю. Я., Романова С. С., Щелкунов С. А. Автоматика и автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции : учеб. для вузов. М. : Стройиздат, 1986. 479 с.
3. Чистович С. А., Аверьянов В. К., Темпель Ю. Я., Быков С. И. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления / Л. : Стройиздат, 1987. 249 с.
4. Панферов С. В. Структурно-параметрический синтез адаптивной системы управления температурным режимом отапливаемых зданий: автореферат дис. ... канд. техн. наук. Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2011. 20 с.
5. Панферов С. В., Панферов В. И. Автоматическое управление системами отопления с элеваторным присоединением // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». 2013. Том 13. № 1. С. 42-47.
6. Панферов В. И. Об одном подходе к решению задачи выбора и настройки автоматических регуляторов // Известия Челябинского научного центра. 2004. Вып. 4(26). С. 139-144.
7. Панферов С. В., Панферов В. И. Погодный компенсатор для систем отопления с элеваторным присоединением // Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции : сб. докл. V Международной научно-техн. конф. М. : Изд-во МГСУ, 2013. С. 140-144.
8. Панферов С. В., Панферов В. И. Адаптивное управление отоплением зданий // С.О.К. (Сантехника. Отопление. Кондиционирование): ежемесячный специализированный журнал. 2014. № 5. С. 66-69.
9. Семенов Б. А., Гордеев А. Г. Оценка резервов экономии теплоты от автоматизации теплопотребления зданий // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: материалы IV Российской научно-техн. конф. Ульяновск : Изд-во УлГТУ, 2003. С. 235-238.
10. Куценко А. С., Коваленко С. В., Товажнянский В. И. Анализ энергоэффективности прерывистого режима отопления здания // Ползуновский Вестник. 2014. Том 2. № 4. С. 215-221.
11. Анисимова Е. Ю., Панферов В. И. Эффективность управления микроклиматом здания в нерабочее время // С.О.К. (Сантехника. Отопление. Кондиционирование): ежемесячный специализированный журнал. 2014. № 2. С. 72-78.
12. Румянцев Д. В., Тверской М. М. Экспериментальное исследование оптимальной стратегии управления тепловыми процессами здания при комбинированной системе отопления // Фундаментальные исследования. 2015. № 9-1. С. 63-70.
13. Сканави А. Н., Махов Л. М. Отопление / М. : АВМ, 2008. 562 с.
14. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учебник для вузов / 7-е изд., стереот. М. : Изд-во МЭИ, 2001. 472 с.

Д. В. Суранов, В. Н. Ковальногов (УлГТУ, Ульяновск)

Прогнозирование и численное исследование технологических потерь тепловой энергии при транспортировании в энергетических системах

Наиболее уязвимым звеном в системе централизованного теплоснабжения являются тепловые сети, общая протяженность которых в России составляет более 200 тыс. км (в пересчете на двухтрубную прокладку). Неудовлетворительное состояние тепловых сетей приводит не только к высоким потерям при транспортировке теплоносителя, но и к их частым повреждениям. Оценка физического состояния тепловых сетей, выполненная различными экспертами, показала, что 40–50% теплопроводов уже выработали свой амортизационный ресурс. Поэтому большая часть аварий в системах теплоснабжения связана именно с их повреждением.

Высокая степень физического и морального износа источников тепловой энергии, до 50–70%, также резко снижает эффективность теплоснабжения.

На многих теплоэлектроцентралях из-за физического износа уже демонтирована часть паровых турбин, в результате чего резко снижается экономия, заложенная в принцип комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Эффективность работы многих ТЭЦ в последнее десятилетие снизилась из-за уменьшения подключенной тепловой нагрузки, вызванной, с одной стороны, спадом промышленного производства, а с другой – тем, что многие потребители построили собственные автономные теплоисточники.

Следовательно, разработка методов реконструкции тепловых сетей для повышения их энергоэффективности является перспективным направлением.

Технический потенциал повышения эффективности использования и транспортировки тепловой энергии в России оценен в 840 млн Гкал, или 58% от потребления энергии, производимой в централизованных системах теплоснабжения.

Повышение эффективности системы транспортирования тепловой энергии в настоящее время становится одним из приоритетных направлений Энергетической стратегии России. Низкие темпы реконструкции

тепловых сетей привели к тому, что существенная доля трубопроводов (до 60% от общей протяженности) длительное время эксплуатируется в нештатных режимах, что вызывает значительное увеличение непроизводительных транспортных потерь теплоты. Тепловые потери характеризуют эффективность расходования энергетических ресурсов, степень воздействия на окружающую среду и техническое состояние теплопроводов. Высокий уровень потерь в сетях (до 30% от генерации) сопровождается дефицитом топливно-энергетических ресурсов и стабильным ростом тарифов на тепловую энергию. В сложившейся ситуации важно иметь доступные инструменты контроля транспортных потерь через теплоизоляционные конструкции трубопроводов с учетом их режимов работы.

Одним из направлений совершенствования систем централизованного теплоснабжения является оптимизация параметров и конфигураций тепловых сетей. Повышения энергоэффективности при модернизации тепловых сетей за счет оптимизации потокораспределения при замене трубопроводов и применения современных изоляционных материалов не только снижает потери при передаче теплоносителя, но и создает возможность для подключения новых потребителей. Оптимизация энергозатрат на транспортировку энергоносителей необходима в системе долгосрочного планирования вопросов энергоэффективности. Ее результаты прежде всего ориентированы на использование при постепенной модернизации существующего оборудования и внедрении новых технологий [1].

Перспективными схемами представляется частичная децентрализация систем, находящихся в зоне предельной эффективности централизованного теплоснабжения.

Для решения задач оптимизации тепловых сетей необходимо достоверно прогнозировать тепловые потери с учетом их конструктивных и технологических параметров, фактического состояния теплоизоляции, территориальной распределенности и режима эксплуатации источников и объектов теплопотребления, актуальных местных метеоусловий. С этой целью в УлГТУ разработан и постоянно развивается проблемно-ориентированный программно-информационный комплекс [2].

Разработка отдельных модулей комплекса, связанных с автоматизированным расчетом нормативных тепловых потерь, информационным наполнением баз данных по параметрам теплотрасс и подготовкой отчетной документации, начата в 2000 г. в рамках хоздоговорной НИР с

ОАО «Ульяновскэнерго». Это позволило оперативно прогнозировать различные виды тепловых потерь в тепловых сетях г. Ульяновска и локализовывать «узкие места» теплотрасс, характеризующиеся повышенными потерями и требующие реконструкции, выявлять кластеры рациональной децентрализации теплоснабжения.

Впоследствии программно-информационный комплекс был расширен модулями, обеспечивающими возможность моделировать тепловые потери с учетом актуальных метеоусловий (температуры, скорости и направления ветра), режима эксплуатации объектов теплопотребления, в том числе оснащенных интеллектуальными системами регулирования теплопотребления [3] в зависимости от изменяющихся погодных условий и режимов эксплуатации «день – ночь», «выходной день – будний день» и пр. Это позволило отыскивать решения по минимизации тепловых потерь за счет адаптирования процесса производства теплоты к фактическому потреблению.

Для выполнения моделирования тепловых потерь в расчетном ядре необходимо задать:

- размеры (внутренние диаметры и длины) трубопроводов горячей воды и пара для участков надземной и подземной прокладки;
- продолжительность отопительного, летнего и ремонтного периодов;
- температуры теплоносителя в подающей и обратной магистралях, температуры горячей воды, подаваемой на цели ГВС, температуры пара, температуры наружного воздуха, направление и скорость ветра для анализируемого периода.

Система уравнений, описывающих процесс теплоотдачи, а также начальные и граничные условия приведены, например, в работе [2].

Апробация предлагаемой методики оценки потерь тепловой энергии проводится на примере фрагмента типичной двухтрубной тепловой сети г. Ульяновска.

Для проектирования экономически эффективной системы используется функция общих расчетных затрат. Затраты на теплопотери и электроэнергию рассчитываются по тарифам на электрическую энергию с учетом ее эксергетического перевода в стоимость тепловой энергии за период плановой эксплуатации трубопроводов тепловой сети [4]. Затраты, пропорциональные капиталовложениям в линейные участки, можно рассчитывать по обобщенным формулам на основании нормативных документов.

Достоверность предложенных алгоритмов оценки потерь тепловой энергии подтверждается корреляцией результатов расчета с экспериментальными данными, полученными при проведении испытаний на участках тепловых сетей, находящихся на балансе УМУП «Городская теплосеть», а также с результатами энергоаудитов, отраженных в публикациях специалистов УМУП «Городская теплосеть».

Методика численного моделирования и разработанная математическая модель были реализованы на языке программирования Microsoft Visual Basic 6.5. Соответствующий программный код «Программно-информационный комплекс для прогнозирования и исследования технологических потерь тепловой энергии в тепловых сетях» зарегистрирован в Реестре программ для ЭВМ [2].

Разработанный программно-информационный комплекс может применяться как для выработки отдельных рекомендаций по повышению энергетической эффективности существующих тепловых сетей, так и выбору наиболее оптимальной конструкции тепловых сетей на стадии проектирования.

Работа выполнена при поддержке грантом РФФИ по проекту № 15-48-02275-рег_a.

Список литературы

1. Ковальногов В. Н., Суранов Д. В. Программно-информационный комплекс для моделирования, исследования и оптимизации потерь тепловой энергии при транспортировании в энергетических системах // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики, 2014. № 5-6. С. 134-137.
2. Программно-информационный комплекс для прогнозирования и исследования технологических потерь тепловой энергии в тепловых сетях [Электронный ресурс]: програм. продукт / Ковальногов В.Н., Суранов Д.В.; Ульян. гос. техн. ун-т. – Свид. о гос. рег. программы для ЭВМ № 2013617916, опубл. 27.08.2013.
3. Vladislav N. Kovalnogov, Ruslan V. Fedorov, Tamara V. Karpukhina, and Ekaterina V. Tsvetova. Numerical Analysis of the Temperature Stratification of the Disperse Flow // AIP Conference Proceedings, 1648, 850033
4. Ковальногов В. Н., Чамчиян Ю. Е. Системный анализ, моделирование и исследование эффективности энергетических систем обеспечения микроклимата городских зданий // Труды Академэнерго, 2014. № 2. С. 87-95.

В. И. Шарапов (УлГТУ, Ульяновск)

Об одном новом техническом решении для автономных теплоснабжающих систем

Проблемы внедрения технических новшеств всегда были остро-актуальными для отечественной техники, да и для нашего общества в целом.

Справедливо отмечается, что в советское время процесс доведения новых технических решений до промышленного применения был достаточно долгим: прежде, чем новое устройство или технология вошли в жизнь, требовалось пройти трудный путь испытаний, согласований. Однако в серийное производство допускались действительно проверенные решения.

В так называемое новое и свободное время дорога для новаторов, казалось бы, стала куда более широкой и легкой. Если, конечно, не считать полное отсутствие государственной поддержки технического творчества. Предприниматели также с этой поддержкой не спешат: новое – это всегда риск, да и неизвестно, когда это новое окупится, сейчас время «коротких» денег.

В этих условиях нередко на рынок пробиваются люди, поднаторевшие в самопиаре и рекламе, хотя их продукция гроша ломаного не стоит. Свободой всегда первыми пользуются проходимцы. Пример тому – бесславная эпопея десятилетней давности по внедрению АВАКСов – «аджиевских вакуумно-атмосферных кавитационно-струйных» деаэраторов, создатели которых обещали ну прямо-таки переворот в деаэрационной технике [1].

Недавно пришлось встретиться с похожей продукцией немного в другой области – в децентрализованном или автономном теплоснабжении. Наше отношение к массовому и нередко безрассудному увлечению автономными теплоисточниками высказывалось не раз [2, 3]. Автономные теплоисточники имеют свою, достаточно обширную сферу применения, однако основным путем развития теплоснабжения городов должна оставаться теплофикация – централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки электрической и тепловой энергии [4].

В последние годы активно рекламируются каталитические теплогенераторы для автономных систем теплоснабжения [5–7]. Патентуются различные конструкции каталитических теплогенераторов и различные технологии получения катализаторов для этих теплогенераторов [8–10]. Создаются даже фирмы, которые на основе этих патентов производят и внедряют в практику децентрализованного теплоснабжения каталитические теплогенераторы [6, 7, 11].

Рассмотрим, в чем разработчики и производители видят преимущества своих теплогенераторов [5–11].

- В каталитических теплогенераторах осуществляется беспламенное низкотемпературное горение при температуре не более 950 °С, которое осуществляется благодаря постадийному окислению топлива на катализаторах.

- Благодаря низкотемпературному постадийному каталитическому окислению топлива исключается образование термических оксидов азота NO_x , что повышает экологическую безопасность теплогенератора.

- При каталитическом окислении топлива создается высокая теплонапряженность реакторной зоны топки, благодаря чему существенно снижаются размеры топки и теплогенератора в целом.

- Благодаря перечисленным факторам КПД каталитического теплогенератора повышается по сравнению с обычными котлами на 3–5% (ну, а по данным В. Н. Пармона [5], – в 3–4 раза). По данным предприятия-изготовителя каталитических теплогенераторов, КПД их не ниже 95% [6], а по данным [8] – КПД приближается к 100%.

- Газовые каталитические теплогенераторы обладают высокой надежностью, что позволяет гарантировать срок их службы 20 лет [6].

Позволим себе привести достаточно большую цитату из одного патента [8], в котором делается попытка теоретически объяснить перечисленные преимущества:

«В отличие от классического факельного горения топлива, протекающего по быстрой реакции глубокого окисления с образованием углекислого газа и воды $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$, в каталитическом теплогенераторе первоначально идет неполное окисление топлива с образованием оксида углерода (II) и водорода по экзотермической (с выделением тепла) реакции $\text{CH}_4 + 0,5\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + 2\text{H}_2$ ($\Delta H < 0$). Образовавшийся оксид углерода способен взаимодействовать с парами воды, доокисляясь до CO_2 , давая водород и дополнительное тепло.

Параллельно протекает реакция взаимодействия $\text{CO} + 3\text{H}_2 = \text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$, сопровождающаяся образованием углеводорода – источника большого количества теплоты при окислении. Протекающие реакции паровой и воздушной конверсии топлива обладают разным тепловым эффектом. Состав газа в зоне горения, а значит и тепловой эффект газификации топлива определяется активностью используемого катализатора, концентрацией воздуха в камере горения и размерами зоны горения топлива. На топливо в процессе горения воздействует комбинация из никель медных элементов катализатора, которые изменяют химический состав генераторного газа, подаваемого на дожигание.

Роль катализатора заключается в перераспределении основных реакций горения топлив (этим объясняется теплотворная способность) и каталитической очистке отходящих газов горения. Подобранный состав катализатора позволяет увеличивать длительность горения и экологическую чистоту образующихся газов...

Проведенные исследования по сжиганию различных топлив показали, что использование заявляемой конструкции теплогенератора в совокупности с предложенным катализатором позволяет повысить КПД (приближающийся к 100%), исключить образование продуктов недожиг: сажи и канцерогенных углеводородов, и значительно снизить выбросы CO, NOx и токсичных кислородсодержащих органических соединений. Результаты исследований по составу отходящих газов при горении топлив приведены в табл. 1 (приведена часть таблицы, касающаяся сжигания природного газа).

Таблица 1

**Результаты исследований по составу отходящих газов
при горении топлив**

Условия горения	Состав отходящих газов, мас. %					
CH_4	CO	CO ₂	H ₂	NOx	НСОН	Эфир
Некаталитическое	-	следы	-	6.7	следы	0,1
Каталитическое	-	следы	-	4.1	0.2	-

Высокая эффективность каталитического теплогенератора обеспечивается конверсией топлива и его полупродуктов в присутствии гетерогенного катализатора».

Даже при первом ознакомлении с приведенными выше «преимуществами» и их «теоретическим» объяснением бросается в глаза их противоречивость друг другу, например, пониженная температура горения топлива и в то же время – повышенная теплонапряженность топки, позволяющая существенно уменьшить размеры топочной камеры. Особенно поражает, что при каталитическом горении можно повысить теплоту сгорания топлива (в приведенной выше цитате – теплотворную способность). Режут слух и некоторые другие термины, вроде «отходящих газов» (а в некоторых источниках – «выхлопных газов»), использование которых говорит о том, что авторы совсем незнакомы с азбукой теплотехники и теплоэнергетики.

Попытаемся проанализировать возможность реализации заявляемых авторами [5–11] преимуществ.

Повышенная энергетическая эффективность каталитических теплогенераторов

Сразу отбросим возможность увеличения теплоты сгорания топлива при каталитическом сжигании. Университетские ученые – авторы патента [8] и их коллеги по публикациям [5–11], оказывается, не знают о существовании фундаментальных законов химии и физики, в частности, закона, открытого русским академиком Гессом в 1840 г. В соответствии с законом Гесса *«тепловой эффект химической реакции зависит только от начального и конечного состояния, но не зависит от пути, по которому протекала реакция»*. Отметим, что закон Гесса основывается на первом законе термодинамики применительно к химическим реакциям, поскольку изменения внутренней энергии соответствуют теплоте сгорания.

Из закона Гесса следует закон постоянства сумм теплот сгорания: *«Теплота сгорания зависит только от начального и конечного состояния. В случае, когда система переходит из начального состояния в конечное через ряд промежуточных состояний, сумма теплот сгорания при отдельных промежуточных реакциях должна равняться теплоте сгорания при непосредственном переходе в конечное состояние»*. Теплоту образования соединения $Q_{\text{в}}$ можно вычислить с помощью закона Гесса по сумме теплот сгорания элементов, содержащихся в этом соединении $\sum Q_{\text{эл}}$, и теплоте сгорания образовавшегося соединения $Q_{\text{соед}}$:

$$Q_{\text{в}} = \sum Q_{\text{эл}} - Q_{\text{соед}}. \quad (1)$$

Если соединение вновь разлагается на элементы, то для этого необходим расход тепла, равный теплоте образования, т. е. теплота

разложения какого-либо соединения равна теплоте его образования, взятой с обратным знаком. Это положение представляет собой содержание закона Лавуазье и Лапласа [12].

Таким образом, рассуждения о постадийном характере каталитического сжигания топлива, о пресловутой «конверсии» топлива [8], при которой образуются новые соединения, повышающие «теплотворную способность», никак не могут убедить в возможности действительного увеличения теплоты сгорания топлива при горении его в каталитических теплогенераторах.

Совершенно неубедительным выглядит утверждение академика В. Н. Пармона, научного руководителя Института катализа Сибирского отделения РАН, о возможности повышения КПД каталитического теплогенератора в 3–4 раза по сравнению с обычными котлами. В своем докладе [5] он сравнивает разработанные в его институте каталитические теплогенераторы с где-то найденными им котлами времен Очакова и покоренья Крыма, работающими с КПД 45–60%. Но даже КПД таких котлов нельзя повысить в 3–4 раза, получится 135–240%!

С такой вот рекламой академик недавно стал лауреатом премии «Глобальная энергия». Как говаривал мой дядя-фронтовик: награды дают не там, где их зарабатывают, а там, где их дают. Отметим, что рекламировать свои горе-котлы академик продолжил и на вручении ему премии «Глобальная энергия» в день России 12 июня. В самом деле, что-то неладно с наукой, в том числе с академической, в нашем государстве, если условием успеха становится самопиар, ну и связи с кем надо.

Анализ данных, приведенных в работах [5–11] и в других публикациях по каталитическим теплогенераторам, показывает абсолютную бездоказательность, как теоретическую, так, и тем более, – экспериментальную, возможности повышения КПД котлов только за счет каталитического сжигания топлива.

Нам и раньше приходилось встречаться с предложениями реализовать в разных сферах каталитическое горение. Однажды директор крупного предприятия, отдыхая на Украине, увидел в одном из местных изданий рекламу каталитических горелок. В рекламе гарантировалось несусветное, процентов на 10-30, повышение экономичности котлов при использовании таких горелок. Директор, весьма положительно откликающийся на новации, полезные для его производства, попросил изучить эту рекламу. На его предприятии имеется крупная котельная, обследование которой нам приходилось делать незадолго до нашего разговора. Надо сказать, хорошая котельная, с КПД котлов не менее 92%. Очевидно, что никакие

горелки не могли бы повысить КПД, поскольку потери теплоты с уходящими газами в этой котельной были минимальными для этого типа котлов, химического и механического недожога не было, обмуровка котлов была в превосходном состоянии. Директор был очень удивлен, когда услышал, что вместо повышения экономичности он, скорее всего, получит существенное понижение надежности работы котлов при использовании каталитических горелок.

Если бы авторы публикаций [5–11] имели хотя бы малейшее представление о тепловом балансе котлов, то поняли бы, что каталитические котлы не могут повысить тепловую экономичность котла, которая определяется не способом теплогенерации, а, прежде всего, уровнем охлаждения продуктов сгорания.

Повышение экологической безопасности каталитического теплогенератора благодаря исключению образования термических оксидов азота NO_x

Все авторы публикаций о каталитических теплогенераторах утверждают, что горение топлива в топках с каталитическими пластинами происходит при низких температурах. В частности, в работе [7] указывается температура горения не более 950°C . Что же, при температуре в топке менее $1600\text{--}1700^\circ\text{C}$ действительно можно снизить образование термических оксидов азота. Но достижимо ли это – да еще при более высокой теплонапряженности топки, позволяющей снизить размеры котла?

У любого специалиста, знакомого с котельной техникой, утверждения авторов работ [5–11] вызывают глубочайшие сомнения.

В самом деле, полезное тепловыделение в топке Q_T складывается из располагаемой теплоты топлива с учетом потерь тепла в топочной камере и тепла, вносимого в топку воздухом [13]. Как мы выяснили выше, полезное тепловыделение не зависит от способа сжигания топлива.

В свою очередь, величина Q_T полностью определяет теоретическую температуру сгорания топлива ϑ_a :

$$\vartheta_a = Q_T / [(Vc)_{c.r} + (Vc)_{\text{H}_2\text{O}}]_{\vartheta_a}, \quad (2)$$

где $(Vc)_{c.r}$ и $(Vc)_{\text{H}_2\text{O}}$ – произведения объемов на теплоемкости (средние суммарные теплоемкости) продуктов сгорания (сухих газов и водяных паров) [13].

Основной вид передачи теплоты в топке – лучистый (радиационный) теплообмен между продуктами сгорания топлива и поверхностями нагрева. Законы его давно изучены и никем пока не опровергнуты. Так, интегральная

плотность потока излучения E в топках котлов определяется по закону Стефана-Больцмана:

$$E = \varepsilon \sigma T^4, \quad (3)$$

где ε – интегральный коэффициент теплового излучения тела, зависящий от материала, состояния поверхности и температуры; σ – постоянная Стефана-Больцмана; T – абсолютная температура излучателя [14].

Вот так: интенсивность лучистого теплообмена в топке пропорциональна абсолютной температуре продуктов сгорания в четвертой степени! Неужели этого не знают В. Н. Пармон и другие энтузиасты каталитических теплогенераторов?

Таким образом, чтобы обеспечить необходимую теплопередачу, в каталитических теплогенераторах температура продуктов сгорания должна быть не меньше, чем в традиционных котлах, а в котлах с повышенной теплонапряженностью топки – еще выше.

Стало быть, говорить о низкотемпературном и беспламенном каталитическом сжигании топлива, на наш взгляд, преждевременно. Отсюда же следует и бездоказательность возможности снижения образования термических оксидов азота NO_x в каталитических теплогенераторах.

Еще раз отметим отсутствие теоретического и экспериментального подтверждения заявлений авторов [5–11]. Об имеющемся уровне экспериментальных доказательств говорят приведенные выше в таблице результаты «экспериментального исследования» [8], где в «отходящих» газах обнаружены лишь «следы» диоксида углерода, одного из главных компонентов продуктов сгорания, ну а количество NO_x каким-то образом снизилось в полтора раза. Что и чем измеряли?

Нельзя исключать, что при каталитическом сжигании топлива, скажем, благодаря его «многостадийности», может быть достигнуто некоторое снижение температуры горения топлива и снижение выбросов термических оксидов азота NO_x . Естественно, эти явления возможны только при существенном замедлении процесса горения, так что говорить о повышенной теплонапряженности топки здесь вроде бы не стоит. Однако возможность снижения температуры горения и образования NO_x должна быть строго доказана теоретически, не путем голословных заявлений в работах [5–11]. Абсолютно необходимо представительное экспериментальное подтверждение с подробным описанием объекта и методики исследования, применяемых приборов для измерения температурного режима котла, в том числе, – температуры реакторной зоны топки, а также для измерения оксидов азота в уходящих газах, оценкой погрешности опытов.

Надежность каталитических теплогенераторов

В уровне надежности каталитических теплогенераторов нам пришлось убедиться на собственном опыте.

В прошлом году на нашу кафедру обратился с просьбой о срочной помощи председатель ТСЖ одного большого многоквартирного дома.

История, которую он рассказал, была весьма печальной. Жители, собиравшиеся купить квартиры в новом доме, наслышавшись рекламных обещаний, поначалу радовались, что в их доме будет автономное теплоснабжение. По первоначальному проекту в крышной котельной предполагалось установить два импортных котла традиционной конструкции. Затем стройзаказчик, тоже поддавшийся, но уже на другую рекламу, переделал проект и установил вместо импортных котлов два каталитических котла КТГ-0,5 производства ООО «Энергооборудование» (г. Москва) [11].

Производитель сулил «существенную» экономию средств на покупку газа для котельной при установке «сверхсовременного» оборудования: 60 тыс. руб. за каждые два года. Никаких подтверждающих данных, например, результатов экспериментального исследования котлов, естественно, не приводилось.

Как-то совсем незамеченным для стройзаказчика осталось то обстоятельство, что каждые два года надо менять основной элемент водогрейного котла – каталитические пластины стоимостью от 260 до 460 тыс. руб., разумеется, при условии их хорошего качества, позволяющего проработать пластинам эти два года. Это при том, что в рекламных материалах ООО «Энергооборудование» [6] указан срок эксплуатации 20 лет.

Как можно было просмотреть эти чудеса мифической «экономии» на стадии сертификации и экспертизы проекта?

В результате жильцы дома были вынуждены в течение нескольких лет регулярно скидываться на покупку каталитических пластин.

Низкая надежность – главный недостаток каталитических котлов.

Для каталитических котлов производства ООО «Энергооборудование» этот недостаток усугубляется тем, что рекомендованный производителем котлов и вроде бы единственный изготовитель каталитических пластин Пермское предприятие ООО «ЭКАТ» не обеспечивает даже минимального качества этих пластин.

Совершенно возмутительный случай произошел в сентябре 2015 г.: 11 сентября установили новые 24 каталитические пластины, а 14 сентября они вышли из строя, потрескались (рис. 1).



Рис. 1. Разрушенная каталитическая пластина после трех дней эксплуатации

В предыдущие годы эксплуатации этих горе-теплогенераторов пластины тоже нередко трескались, их склеивали термоклеем. Однако на этот раз и это не удалось – пластины рассыпались прямо в руках (рис. 2). Уже в начале отопительного сезона 2015/2016 гг. дом остался без отопления и горячего водоснабжения.



Рис. 2. Осколок каталитической пластины

Руководитель ТСЖ дома со злополучной котельной попросил нас написать экспертное заключение, с которым пошел в суд. Суд он выиграл,

стройзаказчику пришлось достаточно быстро установить в котельной обычные, надежно работающие котлы.

Не думаю, что жители дома № 44а на улице Хрустальной в Ульяновске, где были установлены горе-котлы, голосовали бы за присуждение В. Н. Пармону некогда престижной премии «Глобальная энергия».

В заключение скажу, что я не пытаюсь отнести технологию каталитического горения к лженауке и не призываю к гонениям на нее. Дело не в лженауке, а в недобросовестных неучах, пытающихся под прикрытием академических и прочих ученых званий заработать на чем попало.

Выводы

1. Утверждения разработчиков и производителей каталитических теплогенераторов о существенном превосходстве их аппаратов по сравнению с традиционными паровыми и водогрейными котлами в экономичности и экологической безопасности бездоказательны и противоречат фундаментальным законам физики и химии.

2. Низкая надежность каталитических теплогенераторов, неудовлетворительная инженерно-конструктивная реализация не позволяют в настоящее время рекомендовать применение их в системах теплоснабжения городов.

Список литературы

1. Шарапов В. И., Орлов М. Е. Проверка деаэратора «АВАКС» в промышленной эксплуатации // Энергосбережение и водоподготовка. 2008. № 2. С. 60-62.
2. Шарапов В. И. О некоторых аспектах технической политики в теплоснабжении // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 5. С. 9-12.
3. Феткуллов М. Р., Шарапов В. И. Заметки о децентрализованном теплоснабжении городов // Новости теплоснабжения. 2016. № 6. С. 18-20.
4. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М. : Энергоиздат. 1982. 360 с.
5. Пармон В. Н. Каталитические технологии в децентрализованной теплоэнергетике. Adam Smith Conferences. Москва, 22 ноября 2010 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://oldcpd.mrsksevzap.ru/307.pdf-t=ru.1-Valentin_Parmon.pdf.
6. Газовые водогрейные котлы беспламенного горения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.enerob.ru/img/KTG.pdf>.
7. Технология беспламенного низкотемпературного каталитического горения в производстве тепла [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://environment.owwz.de/fileadmin/user_upload/Dateien/Umweltportal/Umwelt_Forum_2008/Chernyshev.pdf.
8. Патент РФ № 2380612. МПК F 23 C 13/04. Каталитический теплогенератор / Р. И. Кузьмина, П. Н. Попов. Оpubл. 27.01.2010 г.

9. Свидетельство на полезную модель № 39687 (РФ). МПК F24H1/00. Котел водогрейный / А. П. Бевз, К. В. Молчанов, А. В. Молчанов и др. Оpubл. 10.08.2004 г.
10. Патент РФ № 2275961. МПК B01J37/02 (2006.01). Способ получения катализатора для сжигания топлива (варианты) / А. П. Бевз, К. В. Молчанов, А. В. Молчанов и др. Оpubл. 10.05.2006 г.
11. Каталитические теплогенераторы серии КТГ. Руководство по эксплуатации. М. : ООО «Энергооборудование». 2009. 84.с.
12. Хзмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства. М. : «Энергия». 1976. 488 с.
13. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. М.Л. : «Энергия». 1966. 384 с.
14. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент : справочник (серия «Теплоэнергетика и теплотехника») / Е. В. Аметистов, В. А. Григорьев, Б. Т. Емцев и др. М. : Энергоиздат.1982. 512 с.

УДК 621.311:697.34

М. Е. Орлов (УлГТУ, Ульяновск)

О возможностях повышения энергетической эффективности городских ТЭЦ и теплофикационных систем

В России примерно 35% тепловой энергии или около 6,3 млн ГДж в год вырабатывается в городских теплофикационных системах (ГТС), теплоисточниками в которых являются ТЭЦ различной мощности. Теплофикационная система представляет собой сложный технологический комплекс, состоящий из разнообразных установок и сооружений со сложной схемой внутренних и внешних связей, в ней могут быть реализованы несколько различных схем распределения теплоты, могут найти применение разнообразные типы энергоустановок и теплообменных аппаратов. Большое многообразие внутренних взаимосвязей параметров, процессов и характеристик системы, а также внешних ее связей с другими объектами энергетического комплекса является отличительной особенностью современных ГТС.

За последние несколько лет надежность и экономичность работы ГТС ощутимо снизились. Сложное хозяйство ГТС практически не обновлялось с середины 80-х годов прошлого столетия, в последние годы ощутимо снизился и уровень эксплуатации теплосетевого хозяйства и

телопотребляющих установок. Большинство существующих ГТС не могут оперативно реагировать на изменяющиеся погодноклиматические и технологические условия, отрегулировать тепловую нагрузку, обеспечить качественное теплоснабжение потребителей в требуемом объеме и поэтому проигрывают конкуренцию более простым и экономически привлекательным децентрализованным системам теплоснабжения, в которых отсутствует комбинированная выработка электрической и тепловой энергии.

Тем не менее, термодинамические преимущества теплофикации, основанной на комбинированной выработке электрической и тепловой энергии, неопровержимы. Для их полной реализации в современных экономических условиях требуется пересмотр подходов к обеспечению тепловых нагрузок потребителей и изменение структуры теплофикационных систем городов [1].

Обследования показали, что более половины отечественных теплофикационных систем находятся в кризисном состоянии, что обусловлено использованием устаревшего оборудования, 50%-м износом тепловых сетей, низким уровнем культуры эксплуатации и практически полным отсутствием финансирования на реновацию [2, 3]. Кроме того, относительная экономия топлива от использования теплофикации уменьшилась, поскольку электрический КПД современных КЭС достигает 0,45, а КПД индивидуальных отопительных котлов на природном газе сравнялись с КПД энергетических котлов ТЭЦ. При этом увеличилась продолжительность окупаемости капиталовложений в ТЭЦ и тепловые сети. В некоторых регионах произошли крупные аварии магистральных тепловодов во время поддержания в теплосетях высоких температур и давлений, т.е. в пиковый период.

В результате анализа состояния отечественных ГТС и недостатков существующих технологий теплоснабжения сформулированы основные принципы, на которых должно основываться их развитие:

1. Изменение структуры покрытия пиковых тепловых нагрузок и повышение надежности ГТС путем комбинированного использования централизованных и децентрализованных теплоисточников [1–4].

2. Рациональное распределение нагрузки между источниками теплоты и использование низкотемпературных энергоресурсов для обеспечения пиковой тепловой мощности [1, 2].

3. Переход к низкотемпературному теплоснабжению с количественными способами регулирования нагрузки [1–3].

4. Повышение энергетической и экономической эффективности теплоисточников, в том числе источников пиковой тепловой мощности [1, 2].

5. Снижение затрат на собственные нужды теплоисточников за счет совершенствования технологий резервного топливоснабжения.

6. Повышение надежности ГТС путем совершенствования технологий противокоррозионной и противонакипной обработки теплоносителя [1, 2].

С целью повышения надежности ГТС и развития преимуществ теплофикации, в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки (НИЛ ТЭСУ) под руководством проф. Шарاپова В.И. разработаны технологии комбинированного теплоснабжения [4, 5], которые объединяют в себе структурные элементы централизованных и децентрализованных систем теплоснабжения.

Для повышения эффективности теплоснабжения целесообразно покрытие базовой части тепловой нагрузки системы теплоснабжения за счет высокоэкономичных отборов пара теплофикационных турбин ТЭЦ и обеспечение пиковой нагрузки с помощью децентрализованных пиковых теплоисточников (ДПТ), установленных непосредственно у абонентов (рис. 1). В качестве ДПТ, которые являются в том числе и резервными источниками теплоты, могут быть использованы газовые и электрические бытовые отопительные котлы, электрообогреватели и другие агрегаты.

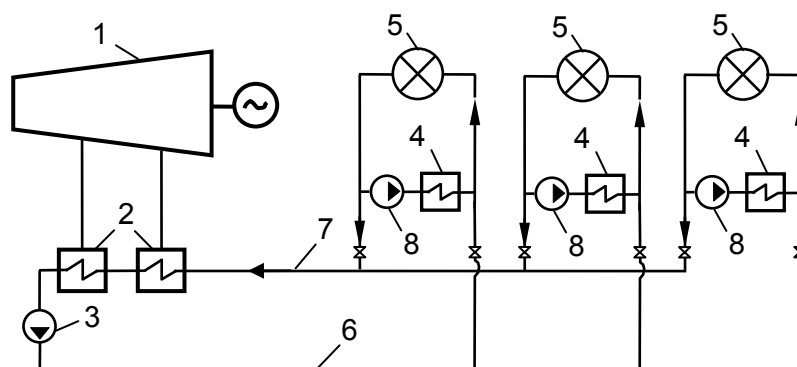


Рис. 1. Принципиальная схема комбинированной ГТС: 1 – теплофикационная турбина; 2 – основные сетевые подогреватели; 3 – сетевой насос; 4 – децентрализованные пиковые теплоисточники; 5 – абоненты; 6, 7 – подающий и обратный трубопроводы теплосети; 8 – насос у абонента

Преимуществом технологий комбинированного теплоснабжения является возможность каждого отдельного абонента самостоятельно, независимо от остальных, выбирать момент включения ДПТ и величину нагрева воды в нем, что повышает качество теплоснабжения, создает более комфортные условия индивидуально для каждого потребителя,

обеспечивает дифференцированный подход по оплате потребленных энергоресурсов и стимулирует энергосбережение. Кроме того, при аварийных ситуациях на ТЭЦ и перебоях с централизованным теплоснабжением в работе остаются ДПТ абонентов, которые в этих случаях будут работать в качестве основных, что позволяет защитить систему теплоснабжения от замерзания и существенно повысить ее надежность. При профилактических отключениях теплоснабжения в летний период абоненты, подключенные к ДПТ, будут стабильно обеспечены горячим водоснабжением. Рассмотренная здесь технология внедрена в здании медицинского гемодиализного центра в г. Ульяновске.

Расчет энергетической эффективности комбинированной ГТС (рис. 1) при номинальном режиме работы ТЭЦ произведем по методике ВИШ, разработанной в НИЛ ТЭСУ [6]. Экономичность предложенной технологии оценим по величине годовой экономии условного топлива при переходе от традиционной централизованной системы теплоснабжения к комбинированной системе теплоснабжения с ТЭЦ и ДПТ.

Режим работы комбинированной ТС отличается от режима работы традиционной системы. Изменение базовой тепловой нагрузки на ТЭЦ осуществляют путем центрального качественного регулирования за счет изменения температуры сетевой воды в пределах $60\div 88^{\circ}\text{C}$ при постоянном расходе сетевой воды через подогреватели $G_{\text{св}}$. Изменение пиковой тепловой нагрузки производят путем местного количественного регулирования у каждого из абонентов за счет изменения расхода сетевой воды, циркулирующей через ДПТ (газовые отопительные котлы) и местные системы абонентов. При этом температура сетевой воды после ДПТ не превышает температуры после сетевых подогревателей. За счет этого снижается температура обратной сетевой воды до $t'_2 = 49^{\circ}\text{C}$, в результате возрастает теплофикационная выработка электроэнергии на ТЭЦ и уменьшаются тепловые потери трубопроводов теплосети.

Годовая экономия условного топлива, $\Delta B_{\text{общ.}}$, т/год, в комбинированной теплофикационной системе может быть представлена как

$$\Delta B_{\text{общ.}} = \Delta B_{\text{к.т.}} + \Delta B_{\text{п.и.}} + \Delta B_{\text{н.о.}} + \Delta B_{\text{т.п.}} + \Delta B_{\text{э.к.}}, \quad (1)$$

где $\Delta B_{\text{к.т.}}$ – уменьшение расхода условного топлива при переходе от централизованной теплофикационной системы к комбинированной, т/год; $\Delta B_{\text{п.и.}}$ – уменьшение расхода условного топлива при передаче тепловой нагрузки с пиковых водогрейных котлов ТЭЦ на ДПТ, т/год; $\Delta B_{\text{н.о.}}$ –

изменение расхода условного топлива, затраченного на выработку электроэнергии для сетевых насосов ТЭЦ и насосов, установленных в местных системах абонентов, т/год; $\Delta B_{\text{т.п.}}$ – экономия топлива за счет снижения тепловых потерь трубопроводами теплосети, т/год; $\Delta B_{\text{э.к.}}$ – изменение расхода условного топлива на энергетические котлы в комбинированной теплофикационной системе, т/год.

Экономию условного топлива $\Delta B_{\text{к.т.}}$, т/год, при увеличении теплофикационной мощности турбоустановки в результате перехода от централизованной теплофикационной системы к комбинированной определим по формуле

$$\Delta B_{\text{к.т.}} = G_{\text{св}} c_{\text{св}} k_r \eta_{\text{эм}} \Delta b_{\text{э}} \sum_{j=1}^m \left[\frac{(\tau'_{1j} - \tau'_{2j})(h_o - h'_{\text{п}j})}{h'_{\text{п}j} - h'_{\text{к}j}} - \frac{(\tau_{\text{сн}j} - \tau_{2j})(h_o - h_{\text{п}j})}{h_{\text{п}j} - h_{\text{к}j}} \right] z_j \cdot 10^{-3}, \quad (2)$$

где $G_{\text{св}}$ – расход сетевой воды, кг/с; $c_{\text{св}}$ – теплоемкость сетевой воды, кДж/(кг·°C); k_r – коэффициент, учитывающий регенеративный подогрев конденсата пара отборов турбины; $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД турбогенератора, $\eta_{\text{эм}} = 0,98$; $\Delta b_{\text{э}}$ – разность расходов условного топлива на выработку электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам, г/(кВт·ч); τ_{1j} , τ_{2j} , $\tau_{\text{сн}j}$ – температуры воды в подающем, обратном трубопроводах теплосети и после сетевого подогревателя для централизованной системы теплоснабжения в j -м режиме, °C; τ'_{1j} , τ'_{2j} – температуры воды в подающем и обратном трубопроводах теплосети для комбинированной системы теплоснабжения в j -м режиме, °C; h_o – энтальпия перегретого пара, кДж/кг; $h_{\text{п}j}$, $h'_{\text{п}j}$ – средние энтальпии пара отопительных отборов перед условным сетевым подогревателем в централизованной и комбинированной теплофикационной системе в j -м режиме, кДж/кг; $h_{\text{к}j}$, $h'_{\text{к}j}$ – средние энтальпии конденсата после условного сетевого подогревателя в централизованной и комбинированной теплофикационной системе в j -м режиме, кДж/кг; z_j – продолжительность работы системы в j -м режиме, ч; $j = 1 \dots m$ – число режимов работы системы в пиковый период.

Однако в этом случае нужно учесть изменение расхода топлива на выработку дополнительного количества пара в энергетических котлах

$$\Delta B_{\text{э.к.}} = \frac{3600 G_{\text{св}} c_{\text{св}} (h_o - h_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{п}}} \sum_{j=1}^m \left[\frac{\tau'_{1j} - \tau'_{2j}}{h'_{\text{п}j} - h'_{\text{к}j}} - \frac{\tau_{\text{всн}j} - \tau_{2j}}{h_{\text{п}j} - h_{\text{к}j}} \right] z_j, \quad (3)$$

где Q_H^p – низшая теплота сгорания условного топлива, кДж/кг; c_v – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С), $h_{пв}$ – энтальпия питательной воды парового котла, кДж/кг; η_p – КПД парового котла.

Экономия топлива при передаче нагрузки с пикового водогрейного котла на индивидуальные отопительные котлы, которые применяются в местных системах теплоснабжения в качестве ДПТ, определяем как

$$\Delta B_{п.и.} = \frac{3600c_v}{Q_H^p} \sum_{j=1}^m \left[\frac{G_{св}(\tau_{1j} - \tau_{спj})}{\eta_{пвк}} - \frac{G_{дптj}(\tau'_{1j} - \tau'_{2j})}{\eta_{дпт}} \right] z_j, \quad (4)$$

где $G_{дптj}$ – расход воды через автономный пиковый теплоисточник в i -м режиме, т/ч; $\eta_{пвк}$, $\eta_{дпт}$ – КПД пикового водогрейного котла ТЭЦ и ДПТ в местной системе.

В комбинированной теплофикационной системе тепловые потери трубопроводами теплосети также будут ниже. Оценить величину экономии условного топлива при снижении тепловых потерь в комбинированной теплофикационной системе можно по формуле

$$\Delta B_{т.п.} = \frac{3,6\beta L[(q_{н.п.} + q_{н.о.}) - (q'_{н.п.} + q'_{н.о.})]}{Q_H^p \eta_{пвк}} \sum_{j=1}^m z_j, \quad (5)$$

где β – коэффициент местных потерь тепловой энергии, учитывающий потери тепловой энергии арматурой, компенсаторами и опорами; L – длина участка тепловой сети, м; $q_{н.п.}$, $q'_{н.п.}$ – среднегодовые нормативные удельные потери тепловой энергии в подающих трубопроводах централизованной и комбинированной теплофикационных систем, принимаемые по [7], Вт/м; $q_{н.о.}$, $q'_{н.о.}$ – среднегодовые нормативные удельные потери тепловой энергии в обратных трубопроводах централизованной и комбинированной теплофикационных систем, принимаемые по [7], Вт/м.

Изменение затрат условного топлива на выработку необходимого для насосов количества электроэнергии в комбинированной теплофикационной системе определяется по выражению

$$\Delta B_{н.о.} = b_3^k g_{св} \left(\frac{\Delta H_{сн} V_{сн}}{\eta_{сн}} \sum_{j=1}^m z_j - \sum_{j=1}^m \frac{H_{ср} V_{дптj} z_j}{\eta_{мн}} \right) \cdot 10^{-6}, \quad (6)$$

где b_3^k – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, г/(кВт·ч); $\Delta H_{сн} = H_{сн} - H'_{сн}$ – разность напоров сетевых насосов в традиционной и комбинированной теплофикационных

системах, м; $V_{\text{сн}}$ – подача сетевого насоса, м³/с; $\eta_{\text{сн}}$ – средний КПД сетевого насоса; $\rho_{\text{св}}$ – плотность сетевой воды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Представленная выше методика реализована в виде программного продукта «Расчет энергетической эффективности комбинированной теплофикационной системы с ТЭЦ и автономными пиковыми теплоисточниками», который прошел регистрацию в ФИПС [8]. Программа позволяет производить многовариантные расчеты на предпроектной стадии, повысить точность расчетов, снизить затраты времени и обеспечивает удобство анализа результатов даже после закрытия окна программы.

С использованием программы построены графики экономии условного топлива (рис. 2) при различных климатических условиях и значениях проектного коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ для комбинированных теплофикационных систем с турбиной Т-100-130, расходом воды в теплосети 1111 кг/с, работающей по пониженному температурному графику в сравнении с традиционной схемой, работающей по проектному графику 150/70 °С.

Из графиков на рис. 2 видно, что с повышением значений проектного коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ годовая экономия условного топлива за счет применения децентрализованных пиковых источников теплоты, установленных у каждого из абонентов, снижается.

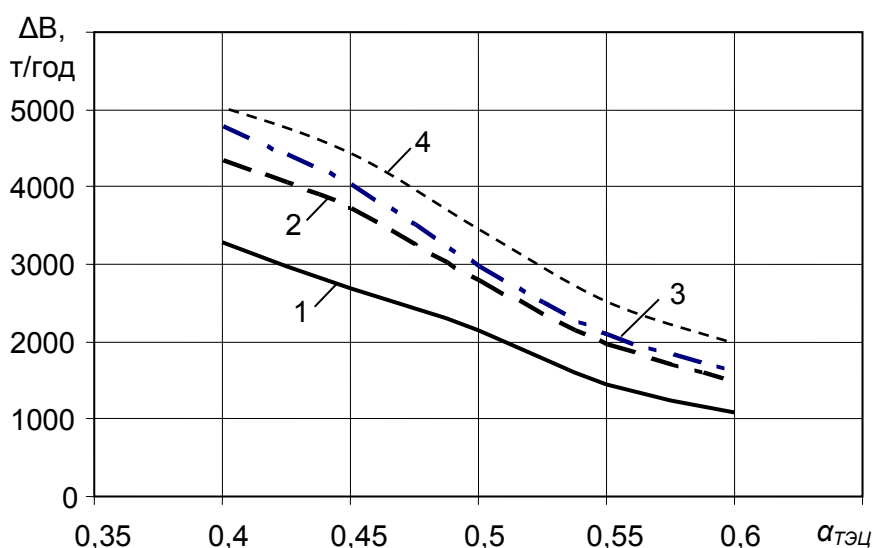


Рис. 2. Графики зависимости экономии условного топлива от проектного коэффициента теплофикации в комбинированной теплофикационной системе для климатических условий: 1 – Москвы; 2 – Ульяновска; 3 – Архангельска; 4 – Оренбурга

Наличие на ТЭЦ вторичных энергоресурсов и производство новых экологически безопасных хладагентов, обладающих требуемыми теплофизическими характеристиками, открывают широкие возможности применения тепловых насосов для целей теплоснабжения. Повысить эффективность обеспечения пиковой тепловой мощности на ТЭЦ можно за счет передачи части пиковой тепловой нагрузки с пиковых водогрейных котлов на теплонасосные установки (ТНУ), использующие низкопотенциальную теплоту [2].

На рис. 3 изображены принципиальные схемы тепловых электрических станций, на которых для обеспечения пиковой тепловой мощности наряду с водогрейными котлами (не показаны) используется ТНУ, подключенная по холодной стороне к трубопроводу обратной сетевой воды перед сетевыми подогревателями или к сливному трубопроводу циркуляционной воды после конденсатора турбины, а по горячей стороне – к подающему сетевому трубопроводу после сетевых подогревателей (рис. 3 а [9], 3 б [10]), либо после первой ступени сетевых подогревателей (рис. 3 в [11], 3 г [12]). Благодаря такому включению ТНУ в схему ТЭЦ используется низкотемпературный потенциал обратной сетевой или циркуляционной воды, происходит экономия энергоресурсов на ТЭЦ.

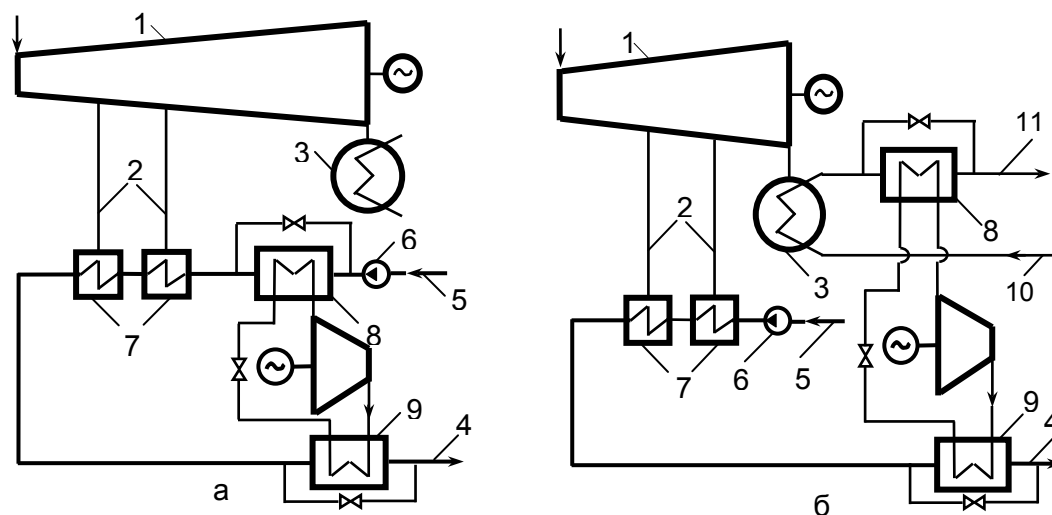


Рис. 3. Начало
Принципиальные схемы ТЭС с ТНУ, использующими низкопотенциальную теплоту обратной сетевой и циркуляционной воды после сетевых подогревателей (а, б)

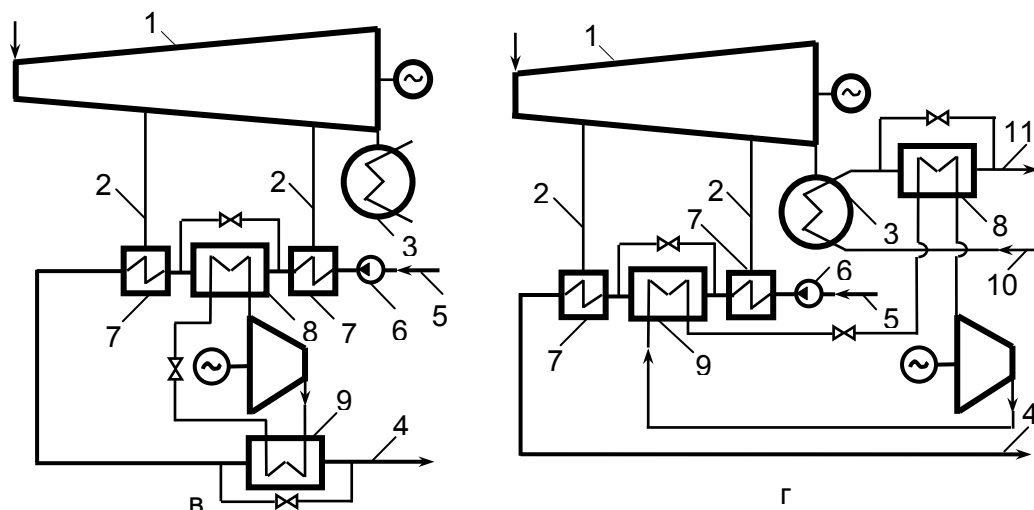


Рис. 3. Окончание

Принципиальные схемы ТЭЦ с ТНУ, использующими низкопотенциальную теплоту обратной сетевой и циркуляционной воды после первой ступени сетевых подогревателей (в, г): 1 – теплофикационная турбина; 2 – отопительные отборы пара; 3 – конденсатор турбины; 4, 5 – подающий и обратный трубопроводы теплосети; 6 – сетевой насос; 7 – сетевые подогреватели; 8 – испаритель ТНУ; 9 – конденсатор ТНУ; 10, 11 – напорный и сливной трубопроводы циркуляционной воды

Энергосбережение достигается прежде всего за счет увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении, частичного вытеснения нагрузки пиковых водогрейных котлов и снижения потерь в окружающую среду с обратной циркуляционной водой, что позволяет повысить экономичность тепловой электрической станции.

Распределение относительной тепловой нагрузки (Q_o) между сетевыми подогревателями ($Q_{сп}$), ТНУ ($Q_{тну}$) и пиковыми водогрейными котлами ($Q_{пвк}$) показано на рис. 4. Определенная по методике ВИШ [6] сравнительная экономия условного топлива в расчете на одну турбину Т-100-130, работающую совместно с ТНУ и пиковым водогрейным котлом КВГМ-180 показана на рис. 5.

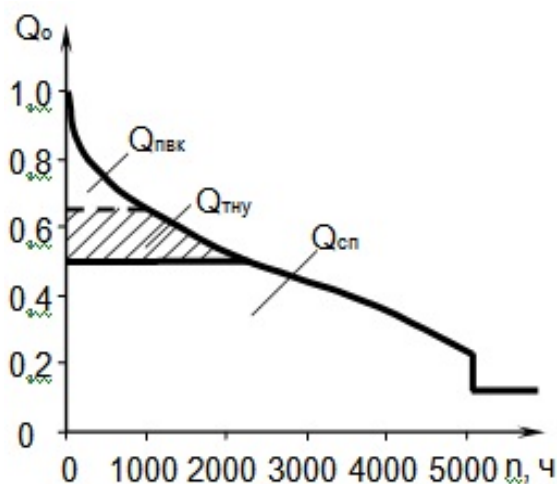


Рис. 4. Распределение относительной тепловой нагрузки между основными и пиковыми источниками теплоты

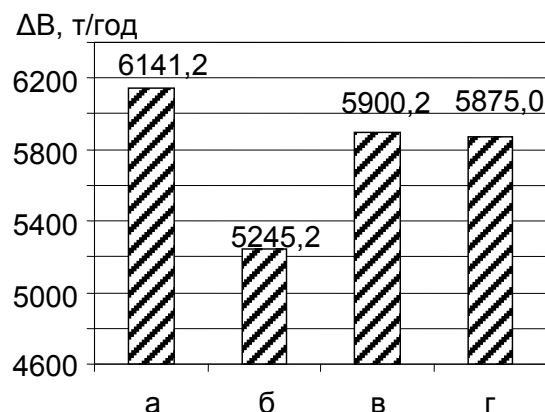


Рис. 5. Экономия условного топлива на ТЭЦ при использовании различных вариантов включения ТНУ

По диаграмме на рис. 5 видно, что наибольшая экономия условного топлива 6141,2 т/год достигается при использовании схемы, изображенной на рис. 3 а.

Выводы

1. Отечественные ГТС имеют ряд недостатков и не обеспечивают достаточного качества и надежности теплоснабжения потребителей, поэтому требуется пересмотр целого ряда концептуальных положений в области теплофикации, на основе которых должны осуществляться модернизация и структурные изменения действующих и проектируемых систем.

2. В связи с этим сформулированы энергоэффективные принципы совершенствования структуры и технологий работы ГТС:

- изменение структуры покрытия пиковых тепловых нагрузок путем комбинированного использования централизованных и децентрализованных теплоисточников;
- рациональное распределение нагрузки между источниками теплоты и использование низкотемпературных энергоресурсов для обеспечения пиковой тепловой мощности;
- переход к низкотемпературному теплоснабжению с количественными способами регулирования нагрузки;
- повышение энергетической и экономической эффективности теплоисточников, в том числе источников пиковой тепловой мощности;
- снижение затрат на собственные нужды теплоисточников за счет совершенствования технологий резервного топливоснабжения теплоисточников;

- повышение надежности ТС путем совершенствования технологий противокоррозионной и противонакипной обработки теплоносителя.

3. В соответствии со сформулированными принципами разработаны энергоэффективные технологии, позволяющие за счет структурно-технологической модернизации повысить надежность и экономичность работы ГТС, а также максимально использовать преимущества теплофикации:

- технологии комбинированного теплоснабжения с обеспечением пиковой нагрузки децентрализованными теплоисточниками, расположенными непосредственно у потребителя, при высокоэкономичной работе ТЭЦ в базовой части графика тепловых нагрузок;

- технологии использования низкопотенциальной теплоты обратной сетевой и циркуляционной воды в теплонасосных установках на ТЭЦ для обеспечения части пиковой нагрузки.

4. Произведенная оценка энергетической эффективности разработанных технологий позволила выявить их энергосберегающий потенциал и подтвердила возможность и обоснованность их применения в ГТС.

Список литературы

1. Шарапов В. И., Орлов М. Е. Совершенствование структуры и технологий работы централизованных систем теплоснабжения городов // Труды Академэнерго. 2009. №3. С. 68-83.

2. Орлов М. Е., Шарапов В. И. Совершенствование структуры и технологий работы городских ТЭЦ и теплофикационных систем. Ульяновск : УлГТУ, 2014. 352 с.

3. Шарапов В. И., Ротов П. В. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения. М. : Новости теплоснабжения, 2007. 164 с.

4. Пат. 2573788 Российская Федерация, МПК⁷ F24 D 12/02. Способ теплоснабжения населенных пунктов / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, П. В. Ротов; заявитель и патентообладатель УлГТУ. №2014151979/12; заявл. 01.12.2014; опубл. 27.01.2016. Бюл. №3. 5 с.

5. Пат. 2235249 Российская Федерация, МПК⁷ F24 D 3/08. Способ теплоснабжения / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, П. В. Ротов, И. Н. Шепелев ; заявитель и патентообладатель УлГТУ. – №2003108707/06; заявл. 28.03.2003; опубл. 27.08.2004. Бюл. № 24. 4 с.

6. Шарапов В. И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 27-37.

7. Методика определения фактических потерь тепловой энергии через тепловую изоляцию трубопроводов водяных тепловых сетей систем централизованного теплоснабжения / под общ. ред. Семенова В. Г. М. : Изд-во НЦ ЭНАС, 2004. 56 с.

8. Свидетельство №2012618374 от 17.09.2012 г. об официальной регистрации программы для ЭВМ. Расчет энергетической эффективности комбинированной теплофикационной системы с ТЭЦ и автономными пиковыми теплоисточниками / М. Е. Орлов, П. В. Ротов, В. И. Шарапов и др.

9. Пат. 2269013 Российская Федерация, МПК⁷ F01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, Н. С. Подстрешная; заявитель и патентообладатель УлГТУ. №2004106653/06; заявл. 05.03.2004; опубл. 27.01.2006. Бюл. № 3. 3 с.

10. Пат. 2268372 Российская Федерация, МПК⁷ F01 K 17/02. Тепловая электрическая станция / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, Н. С. Подстрешная; заявитель и патентообладатель УлГТУ. №2004106654/06; заявл. 05.03.2004; опубл. 20.01.2006. Бюл. № 2.3 с.

11. Пат. 2275512 Российская Федерация, МПК⁷ F01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, Н. С. Подстрешная; заявитель и патентообладатель УлГТУ. №2004114382/06; заявл. 11.05.2004; опубл. 27.04.2006. Бюл. № 12. 3 с.

12. Пат. 2269015 Российская Федерация, МПК⁷ F01 K 17/02. Тепловая электрическая станция / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, Н. С. Подстрешная; заявитель и патентообладатель УлГТУ. №2004107523/06; заявл. 12.03.2004; опубл. 27.01.2006. Бюл. № 3. 3 с.

УДК 621.311.22

М. М. Замалеев, В. И. Шарапов, И. В. Губин, В. А. Павлов (УлГТУ, Ульяновск)

Энергоэффективные решения совместного использования городской инфраструктуры централизованного тепло- и водоснабжения

Любой крупный город Российской Федерации характеризуется наличием развитой инженерной инфраструктуры, обеспечивающей централизованное теплоснабжение, водоснабжение и водоотведение потребителей.

Особенностью функционирования перечисленных систем жизнеобеспечения является их обособленность и независимость друг от друга. Как правило, эти системы принадлежат разным собственникам.

Однако экономически эффективным решением в масштабах города является совместное использование инженерной инфраструктуры централизованного тепло- и водоснабжения потребителей. Одним из вариантов такого совместного использования инженерной инфраструктуры является применение городских ТЭЦ в схеме подготовки питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения [1].

Предложенная технология осуществляется путем включения встроенного пучка конденсатора паровой турбины по охлаждающей среде в трубопровод питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения перед подачей потребителям и предполагает регулируемый подогрев этой воды до 20 °С (рис. 1). Причем регулируемый подогрев питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения (ХВС) в конденсаторе паровой турбины перед подачей потребителям производится в течение всего года при использовании артезианских источников холодного водоснабжения и в течение холодного времени года – при водозаборе из поверхностных водоемов.

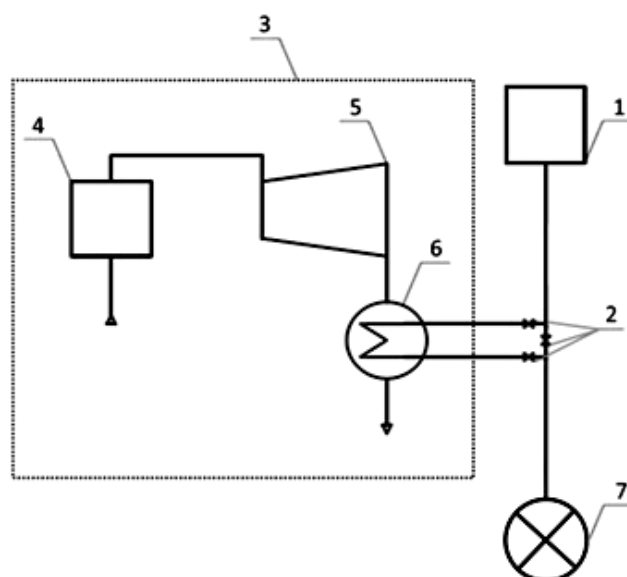


Рис. 1. Использование конденсатора существующей ТЭЦ для подогрева воды системы централизованного холодного водоснабжения: 1 – водоочистные сооружения города; 2 – регулирующие устройства; 3 – ТЭЦ; 4 – паровой котел; 5 – паровая турбина; 6 – конденсатор; 7 – потребитель

Основным результатом регулируемого подогрева питьевой воды, направляемой потребителям, является снижение расхода теплоты на подогрев воды системы горячего водоснабжения (ГВС) как открытых, так и закрытых систем теплоснабжения. В закрытых системах теплоснабжения снижение расхода теплоты достигается за счет использования у потребителей для приготовления горячей воды более теплой исходной питьевой воды, а также при смешении в водоразборных устройствах. Повышение экономичности открытых систем теплоснабжения достигается только за счет уменьшения количества горячей воды, используемой потребителями, при ее смешении в водоразборных устройствах с более теплой водой системы холодного водоснабжения.

Проведенный анализ показал, что регулируемый подогрев питьевой воды позволяет обеспечивать до 30% от общей тепловой нагрузки ГВС за счет отработавшего пара теплофикационных турбин.

Для оценки применимости технологии регулируемого подогрева питьевой воды рассмотрим схему трубопроводов питьевой воды действующей теплоэлектроцентрали (рис. 2).

Как правило, на ТЭЦ питьевая вода поступает по двум независимым трубопроводам: основному и резервному, что позволяет задействовать один из них для организации подогрева питьевой воды в конденсаторе турбины перед подачей потребителям. На рис. 2 пунктирной линией показана схема реконструкции трубопроводов питьевой воды. Предложенная технология реализуется следующим образом.

Питьевая вода для обеспечения технологического процесса (подготовки подпиточной воды теплосети), а также регулируемого подогрева по предложенной технологии поступает на ТЭЦ по основному трубопроводу через открытые задвижки С-1 и IBC-1. Резервный трубопровод питьевой воды используется для подачи нагретой до 20 °С воды после встроенного пучка выделенной турбины потребителям ХВС. Для этой цели закрывается задвижка IIIBC-1 и включается повысительный насос №3. Учитывая, что резервный трубопровод гидравлически связан с разветвленной сетью трубопроводов централизованной системы ХВС, включение повысительного насоса позволяет подавать воду потребителям холодной воды. Одновременно с включением повысительного насоса №3 на ТЭЦ должны быть отключены насосы на насосной станции второго подъема водоочистных сооружений горводоканала.

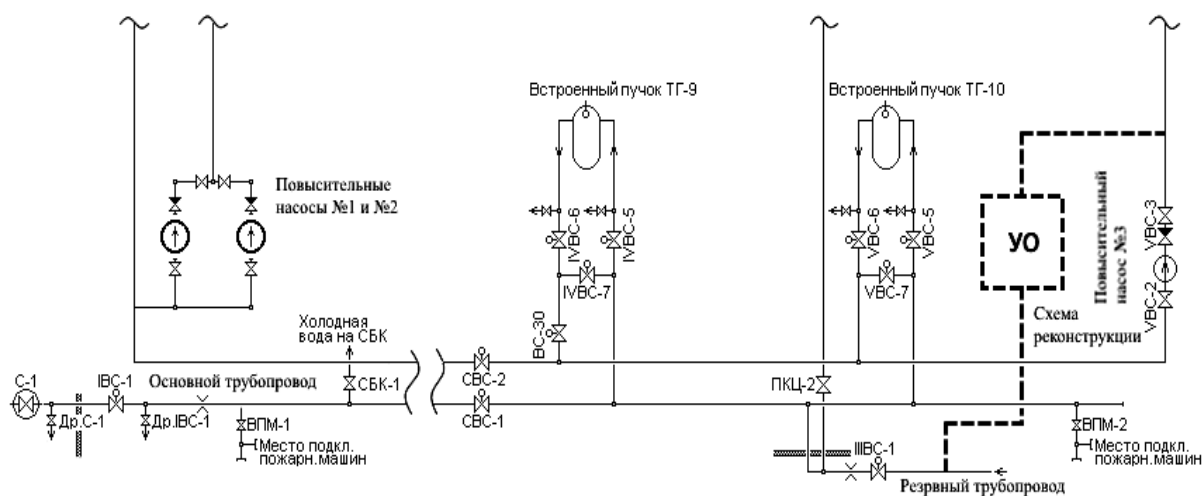


Рис. 2. Схема трубопровода питьевой воды действующей ТЭЦ

Стоит отметить, что негативным последствием регулируемого подогрева питьевой воды является развитие биологических процессов, приводящих к ухудшению ее свойств по органолептическим, санитарно-микробиологическим и химическим показателям. Для исключения развития биологических процессов предлагается использование установки обеззараживания питьевой воды, включенной на ТЭЦ в трубопровод перед подачей потребителям ХВС.

Установка обеззараживания может быть выполнена на базе технологий ультрафиолетового обеззараживания (УФО). Дезинфекция воды при помощи УФ-излучения считается одним из наиболее безопасных методов, поскольку ультрафиолет представляет собой природное излучение, способное оказать негативное воздействие на человеческий организм лишь при достаточно длительном воздействии непосредственно на самого человека. Этот способ не влияет на физико-химические свойства воды, но при этом очищает ее от большей части вредоносных бактерий. Если в воде нет каких-либо очень устойчивых микроорганизмов, УФО является наиболее оптимальным вариантом, поскольку оно более экономично по сравнению с другими способами. Также на ТЭЦ предусматривается установка стационарных приборов оценки качества питьевой воды после регулируемого подогрева с передачей показаний в химическую лабораторию ТЭЦ и горводоканала. Предлагается контролировать в реальном времени следующие показатели качества воды: мутность, цветность, окисляемость, железо, а также температуру.

Реализация предложенного решения регулируемого подогрева питьевой воды на ТЭЦ перед подачей в централизованную систему ХВС требует минимальных затрат на реконструкцию. Применительно к условиям действующей ТЭЦ суммарные затраты составляют 15,4 млн руб. без НДС из них:

- на монтаж нового трубопровода $D_y = 600$ мм протяженностью 200 м – 4,2 млн руб.;
- на монтаж установки обеззараживания производительностью $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$ – 7,6 млн руб.;
- на монтаж системы мониторинга качества питьевой воды – 3,6 млн руб.

Технология регулируемого подогрева питьевой воды в конденсаторах паровых турбин особенно актуальна для северных регионов нашей страны.

Как правило, в этих регионах для исключения замерзания водопровода применяется теплоизоляция трубопроводов и прокладка водоводов с теплоспутниками. Регулируемый подогрев питьевой воды позволит частично отказаться от дорогостоящих систем для предотвращения замерзания водопровода.

Положительный эффект от использования предложенной технологии также может быть получен в системе водоотведения города.

Известно, что температура хозяйственно-бытовых стоков не должна опускаться ниже 12 °С, т.к. это приводит к снижению эффективности работы сооружений биологической очистки [2]. В настоящее время в связи с установкой приборов учета на горячую воду существенно снизилась температура хозяйственно-бытовых стоков. Так в г. Ульяновске средняя температура стоков снизилась до предельного значения 12 °С, что существенно осложняет работу канализационных очистных сооружений (КОС). Повышение температуры холодной воды, поступающей потребителям, повысит эффективность работы КОС города в зимний период за счет увеличения средней температуры канализационных стоков.

Для оценки энергетической эффективности изменений режима работы ТЭЦ, связанного с внедрением регулируемого подогрева питьевой воды, применена методика, предусматривающая использование в качестве критерия тепловой экономичности величины удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении [3].

Применительно к реальным условиям работы Ульяновской ТЭЦ-1 экономический эффект от применения новой технологии составляет более 7400 тонн условного топлива в год. В расчете учитывалось, что предложенная схема эксплуатируется в течение 8 месяцев (кроме летних месяцев и сентября), а среднечасовой расход питьевой воды через конденсатор выделенной турбины составляет 1800 м³/ч.

Учтены фактические данные по температурам питьевой воды для различных месяцев года, а также снижение тепловой экономичности из-за уменьшения мощности отопительных отборов паровых турбин, обусловленной применением более теплой питьевой воды для ГВС. С учетом стоимости условного топлива 3800 руб./т экономия в денежном выражении от реализации предложенного решения регулируемого подогрева питьевой воды составляет более 28 млн руб. (без НДС), а срок окупаемости для действующей ТЭЦ не превышает 1-го года.

Помимо достижения существенной экономии топлива на ТЭЦ реализация предложенного решения позволяет повысить надежность систем централизованного холодного водоснабжения. Благодаря регулируемому подогреву питьевой воды перед подачей потребителям исключается конденсация водяных паров на поверхности трубопроводов, что, безусловно, снижает интенсивность наружной коррозии трубопроводов воды систем централизованного водоснабжения.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1. Совместное использование городской инженерной инфраструктуры централизованного тепло- и водоснабжения потребителей является экономически эффективным решением для коммунального хозяйства города.

2. Реализация предложенного технического решения по регулируемому подогреву питьевой воды в конденсаторе турбин ТЭЦ позволяет существенно повысить тепловую экономичность ТЭЦ, снизить до 15% расход теплоты на подогрев воды системы горячего водоснабжения, интенсифицировать процессы осветления и уменьшить расходы реагентов при подготовке питьевой воды на водоочистных сооружениях.

3. Экономический эффект от применения новой технологии применительно к реальным условиям работы Ульяновской ТЭЦ-1 составляет более 7400 тонн условного топлива в год. С учетом стоимости условного топлива 3800 руб./т экономия в денежном выражении от реализации предложенного решения регулируемого подогрева питьевой воды составляет более 28 млн руб. (без НДС).

Список литературы

1. Замалеев М. М., Шарапов В. И., Салихов А. А. Организация полезного использования «сбросной» теплоты на ТЭЦ // Проблемы энергетики. Известия вузов. 2013. №11- 12. С. 45-54.

2. Канализация. Наружные сети и сооружения: СП 32.13330.2012: Взамен СНиП 2.04.03-85. М. : Росэкострой, 2012. 92 с.

3. Шарапов В. И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 27-37.

М. Р. Феткуллов (УлГТУ, Ульяновск)

Проекты реконструкции насосных станций централизованной системы теплоснабжения города Ульяновска

Ежегодное сокращение полезного отпуска тепловой энергии от тепловых электростанций крупных городов неизбежно приводит к изменению гидравлических режимов работы тепловых сетей, и как следствие к необходимости пересмотра схем и режимов работы тепловых электрических станций, тепловых сетей и насосных станций [1–4].

Наблюдая за динамикой изменения полезного отпуска тепловой энергии в городах России, нужно отметить наметившуюся тенденцию на ее снижение. Высокая цена тепловой энергии, реализация мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности согласно федерального закона (ФЗ) [5], заставило потребителя иначе взглянуть на использование теплоты, что, в свою очередь, привело к значительному сокращению циркуляционных расходов сетевой воды в системах централизованного теплоснабжения. Фактически в крупных городах страны с учетом интенсивных темпов нового строительства жилых многоквартирных домов, промышленных предприятий отсутствует рост потребления тепловой энергии, мало того, практически везде установилась устойчивая тенденция снижения потребления тепловой энергии, как в тепловых узлах городов, так и от централизованных источников теплоты.

В городе Ульяновске за последние несколько лет реализация ФЗ [5], оснащение приборами учета тепловой энергии тепловых вводов потребителей и отдельных квартир, строгое соблюдение графика температур сетевой воды на выводах Ульяновских ТЭЦ и планомерное проведение режимно-наладочных работ на теплопотребляющих установках привело к снижению потребления тепловой энергии в 2016 г. на 5–15% относительно 2010–2011 гг. (рис. 1).



Аналогично динамике снижения полезного отпуска тепловой энергии происходит сокращение циркуляционных расходов сетевой воды в тепловых сетях. На рис. 2 представлена динамика снижения расхода теплоносителя на выводах Ульяновской ТЭЦ-1.

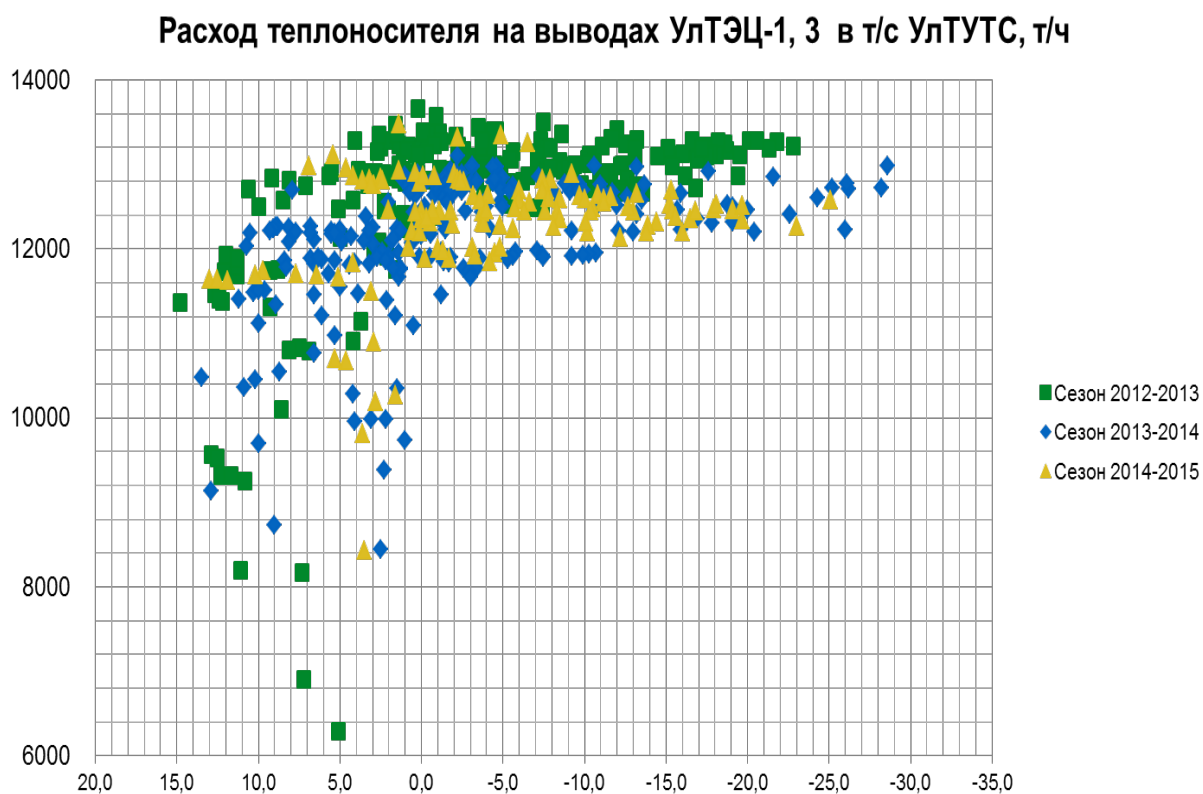


Рис. 2 Динамика снижения расхода сетевой воды в системах централизованного теплоснабжения на выводах Ульяновской ТЭЦ-1, т/час

Ежегодно с целью оптимизации режима работы централизованных систем теплоснабжения г. Ульяновска пересматриваются схемы и режим работы Ульяновских ТЭЦ и предприятий тепловых сетей, подключенных к ним.

Централизованное теплоснабжение правобережной части г. Ульяновска осуществляется от двух источников теплоты – Ульяновской ТЭЦ-1 и Котельного цеха № 2 Ульяновской ТЭЦ-1 (бывшая УлТЭЦ-3).

На рис. 3 представлена принципиальная схема магистральных трубопроводов тепловых сетей, присоединенных к Ульяновской ТЭЦ-1. Транспортировка тепловой энергии от источника УлТЭЦ-1 до потребителей осуществляется по открытой схеме, по пятнадцати магистральным трубопроводам восточного и западного вывода общей протяженностью более 200 км и средним диаметром 466 мм, и далее по разветвленной системе квартальных трубопроводов Засвияжского, Ленинского и Железнодорожного районов города. Котельный цех №2 УлТЭЦ-1 работает в режиме котельной в отопительный период в объединенный с УлТЭЦ-1 контур, в летний период горячее водоснабжение всей зоны осуществляется только от УлТЭЦ-1.

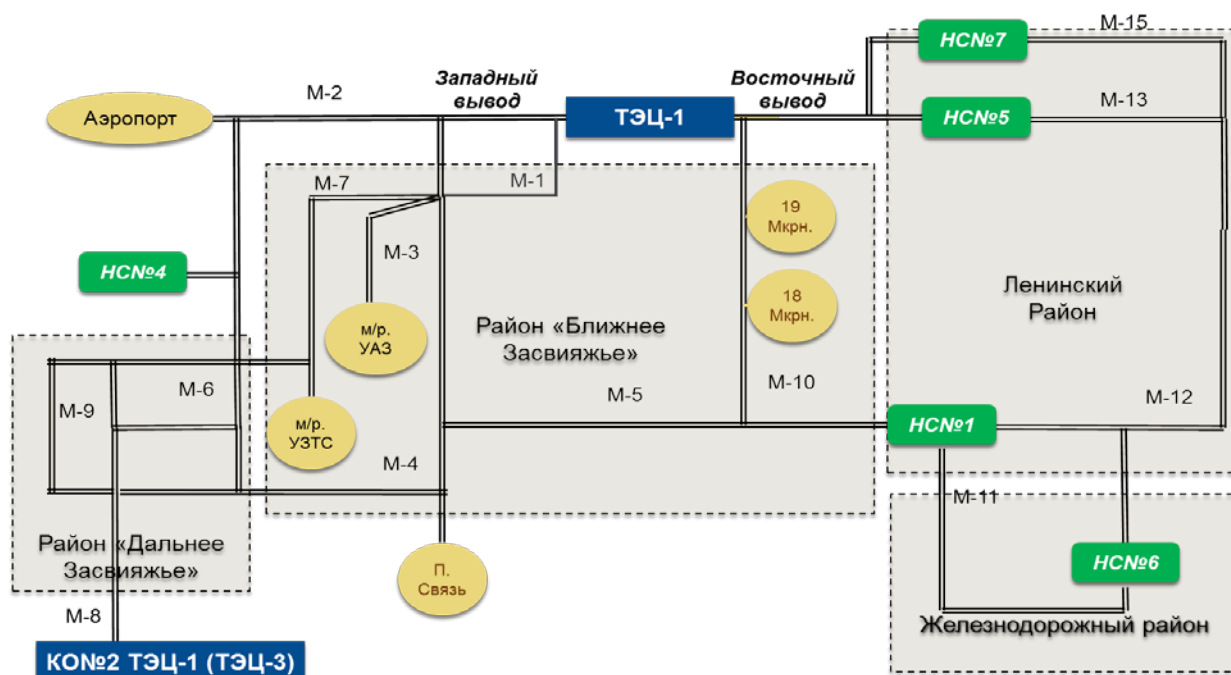


Рис. 3. Принципиальная схема магистральных трубопроводов тепловых сетей, присоединенных к Ульяновской ТЭЦ-1

Разветвленная тепловая сеть, выполненная по кольцевой схеме, имеет большое количество технологических связей. В первую очередь, это существенно увеличивает надежность теплоснабжения потребителей, а

во-вторых позволяет разрабатывать оптимальный гидравлический режим работы систем теплоснабжения. Другими особенностями тепловых сетей, подключенных к УлТЭЦ-1, являются: большая протяженность тепловых сетей и радиус действия сетей от УлТЭЦ-1; сложный профиль трассы тепловых сетей, и как следствие – наличие пяти насосных станций.

Рельеф местности, по которой проложены трубопроводы тепловой сети и расположены потребители в районе Котельного цеха №2 УлТЭЦ-1 и Западного вывода от УлТЭЦ-1, относительно ровный. Разница в отметках между источником и потребителями составляет не более 15 м. По Восточному выводу УлТЭЦ-1 ситуация диаметрально противоположная и рельеф имеет значительные перепады. Разница в отметках между УлТЭЦ-1 и наиболее высоко расположенными потребителями достигает 65-85 м. В связи с этим схемой теплоснабжения г.Ульяновска для поддержания стабильного гидравлического режима на тепловых вводах потребителей предусмотрено использование насосных установок.

Схемой теплоснабжения города предусмотрено пять подкачивающих насосных станций (ПНС): четыре на подающем трубопроводе (ПНС-1,4,5,7) и одна на обратном (ПНС-6). Данные по насосным станциям и оборудованию, установленному в них, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Оборудование насосных станций системы централизованного теплоснабжения

Насосная	Тип насоса	Количество, шт	Производительность, т/ч	Напор, м в. ст.	Мощность эл. двигателя, кВт
ПНС-1	СЭ-1250-140	3	1250	140	630
	СЭ-1250-70	2	1250	70	315
ПНС-4	СЭ-1250-70	3	1250	70	320
ПНС-5	СЭ-1250-70	3	1250	70	320
ПНС-6	350Д-90	2	350	90	160
ПНС-7	ЦРГ-1250-140	2	1250	140	530
	СЭ-1250-70	2	1250	70	320

В течение последних пяти отопительных сезонов в системе централизованного теплоснабжения г.Ульяновска работают только 3 насосные станции: ПНС-1, ПНС-5, ПНС-7, которые обеспечивают подачу теплоносителя в Ленинский район г. Ульяновска. На каждой из трех ПНС работают по одному сетевому насосу СЭ-1250-70 (ранее работало по

2 насоса) и величина подъема теплоносителя составляет 65–85 м. В летний период горячее водоснабжение потребителей обеспечивается работой одной или двух насосных станций, в зависимости от режима работы тепловых сетей и необходимости проведения работ по капитальному и текущему ремонту трубопроводов.

Поскольку тепловые сети правобережья г. Ульяновска закольцованы, схемой и режимом работы не предусмотрено разделение контуров, то происходит перераспределение воды между ПНС-1, ПНС-5 и ПНС-7, обеспечивающих теплоснабжение Ленинского района. Режим работы насосного оборудования станций характеризуется существенной неравномерностью, связанной, прежде всего, с работой тепловой сети по открытой схеме. Кроме этого, как уже было отмечено выше, за последние 5 лет существенно сократился циркуляционный расход сетевой воды, и, как следствие, изменился гидравлический режим работы тепловых сетей. Состав оборудования всех без исключения насосных станций избыточен, а имеющиеся насосы работают в неоптимальном режиме, с завышенными удельными затратами электроэнергии. Анализ работы насосных станций и выявленные значительные перепады давлений между напором насоса и требуемым давлением у потребителей, обострил вопрос снижения затрат на собственные нужды.

В 2014–2015 гг. был проведен анализ фактических показателей работы насосных станций в отопительный и неотопительный периоды. В результате обработки полученных данных был рассмотрен вариант снижения затрат электроэнергии путем внедрения частотно-регулируемых электроприводов (ЧРП). В табл. 2 представлены мероприятия и оборудование, предложенное к установке на насосных станциях, с оценкой эффективности реализации проектов по оборудованию частотно-регулируемыми приводами электродвигателей насосов ПНС-1, ПНС-2 и ПНС-3.

В результате оценки мероприятий, стало очевидно, что внедрение ЧРП на насосных станциях тепловых сетей г. Ульяновска экономически выгодно, а срок окупаемости проектов не превышает четырех лет.

В рамках оценки внедрения ЧРП на ПНС-1 был также рассмотрен вариант ее реконструкции с заменой насоса СЭ-1250-70 на насос с меньшими параметрами. Такой вариант стал возможен благодаря поэтапной (в течении последних 7 лет) реконструкции тепловых магистралей М-10 и М-13 и снижению расхода сетевой воды. С увеличением диаметров трубопроводов, прежде всего магистрали М-10, на всасывающем коллекторе ПНС-1 давление сетевой воды в период

отопительного сезона и в межотопительный период существенно возросло до значений, достаточных для непосредственного присоединения вывода ПНС-1 «Железнодорожный район» (рис. 3) к всасывающему коллектору. При осуществлении такого переключения увеличение давления и перекачка теплоносителя через группу сетевых насосов станут необходимы только на вывод «Ленинский район», таким образом, значительно снизится нагрузка на насосную группу.

Таблица 2

Мероприятия по внедрению частотно-регулируемых электроприводов с оценкой их экономической эффективности

Насосная	Мероприятия и оборудование необходимое для реализации мероприятия	Инвестиционные вложения, тыс.руб.	Экономия э/э, тыс. кВт*ч/год	Чистый дисконтированный доход (NPV), тыс. руб	Срок окупаемости проекта, лет
ПНС-1	Установка преобразователя частоты Danfoss AQUA FC202 (315 кВт 380В); Электродвигатель АИР355М4 У2 (315 кВт/1500 об/мин 380/660 В) Трансформатор ТСЗ-630 6/0,4 УХЛЗ	6 500	1269	22 263,9	2,1
ПНС-5	Установка преобразователя преобразователь частоты Danfoss AQUA FC202 (315 кВт 380В) электродвигатель АИР355М4 У2 (315 кВт/1500 об/мин 380/660 В) трансформатор ТСЗ-630 6/0,4 УХЛЗ	5 500	575	7 868,3	3,3
ПНС-7	Установка преобразователя преобразователь частоты Danfoss AQUA FC202 (315 кВт 380В) - электродвигатель АИР355М4 У2 (315 кВт/1500 об/мин 380/660 В)	4 000	338	3 883	3,9

В результате проработки было предложено заменить один из трех насосов СЭ-1250-140 (630 кВт.) на насос СЭ-500-70 (160 кВт), что обеспечит сокращение потребления электроэнергии на производственные нужды по насосной станции №1 на 1 125 тыс. кВт*ч или 60%. На рис. 4 представлен

график снижения потребляемой электроэнергии в результате реконструкции ПНС-1.

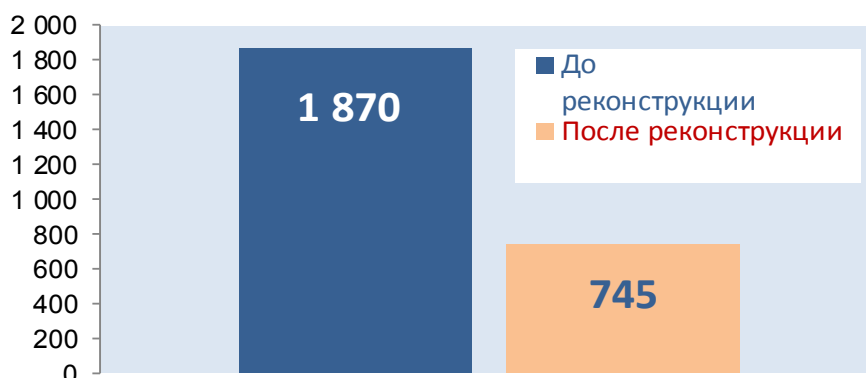


Рис. 4. График снижения потребляемой электроэнергии в результате реконструкции ПНС-1

В табл. 3 представлены результаты оценки экономической эффективности реконструкции ПНС-1 с заменой насоса СЭ-1250-140 (630 кВт) на насос СЭ-500-70 (160 кВт).

Таблица 3

Результаты расчета эффективности проекта реконструкции ПНС-1

Показатели	Единица измерения	Величина
Капитальные вложения в проект (CAPEX)	тыс. руб.	4 130
Ставка дисконтирования	(%)	15,4
Чистый дисконтированный доход (NPV) проекта	тыс. руб.	20 559
Внутренняя норма доходности (IRR) проекта	(%)	109,43%
Срок окупаемости проекта	лет	1,92
Дисконтированный срок окупаемости проекта	лет	2,07

В результате оценки мероприятия установлено, что при незначительных капитальных вложениях проект экономически выгоден и целесообразен для реализации благодаря двухлетнему дисконтированному сроку окупаемости и высокому показателю чистого дисконтированного дохода (NPV).

Выводы

1. В большинстве крупных городов России, несмотря на активное строительство и ввод в эксплуатацию жилых кварталов и объектов промышленности, наблюдается серьезная динамика снижения полезного отпуска тепловой энергии.

2. В связи с изменением динамики теплотребления требуется анализ и при необходимости пересмотр существующих схем транспортировки тепловой энергии в системах централизованного теплоснабжения, особенно в части снижения условно постоянных затрат.

Список литературы

1. Шарапов В. И. Энергосбережение и энергетические компании // Энергосбережение и водоподготовка. 2003. № 3. С. 12-15.
2. Шарапов В. И., Орлов М. Е. Совершенствование структуры и технологий работы централизованных систем теплоснабжения городов // Труды Академэнерго. 2009. № 3. С. 18-34.
3. Шарапов В. И., Орлов М. Е., Ротов П. В. О концепции модернизации городских теплофикационных систем // Энергосбережение и водоподготовка. 2012. № 1. С. 32-37.
4. Шарапов В. И., Орлов М. Е., Ротов П. В. Повышение надежности и энергетической эффективности теплофикационных систем // Надежность и безопасность энергетики. 2012. № 1. С. 22-26.
5. Федеральный закон от 23.11.2009 № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации».

УДК 696.41

П. В. Ротов (УлГТУ, Ульяновск),

А. А. Сивухин (УМУП «Городской теплосервис», Ульяновск)

Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения

В отличие от системы отопления, регулирование нагрузки которой можно осуществлять централизованно, производительность системы горячего водоснабжения (ГВС) зависит исключительно от потребителя и характеризуется значительной суточной неравномерностью. Чем больше количество открытых водоразборных кранов, тем больше нужно теплоты, и управлять этим процессом централизованно на теплоисточнике невозможно.

Проблема состоит в том, что в отличие от европейских систем теплоснабжения, изначально построенных на началах местного количественного регулирования, отечественные системы теплоснабжения проектировались и строились с учетом постоянного расхода теплоносителя при центральном качественном регулировании.

Повысить эффективность работы системы горячего водоснабжения возможно путем автоматического регулирования расхода воды в циркуляционном трубопроводе с учетом неравномерности режима потребления горячей воды. Одна из таких технологий, разработанная в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического университета, реализуется с 2014 г. на центральном тепловом пункте (ЦТП) Детской многопрофильной больницы («ДМБ») (ул. Радищева, 42а) Ульяновского муниципального унитарного предприятия «Городской теплосервис» [1, 2].

В течение межотопительных периодов 2014 г. и 2015 г. проводился инженерный эксперимент, в результате которого выполнялся сбор данных и анализ режимов работы ЦТП при различных параметрах настройки регулятора температуры, установленного на циркуляционном трубопроводе системы ГВС. Настройка регулятора температуры по времени суток осуществлялась на основании предварительного анализа работы ЦТП в течение суток, в результате которого было установлено, что максимальный отбор горячей воды происходит в период с 8⁰⁰ часов до 15⁰⁰–16⁰⁰ часов [1].

Основными средствами измерения параметров теплоносителя в процессе эксперимента являлись термометры сопротивления и электромагнитные расходомеры. На рис. 1 представлена функциональная схема учета и регулирования параметров в системе горячего водоснабжения. Перечень измерительных приборов и их метрологические характеристики приведены в табл. 1. Указанное оборудование позволяет с достаточной для инженерного эксперимента точностью измерять необходимые величины.

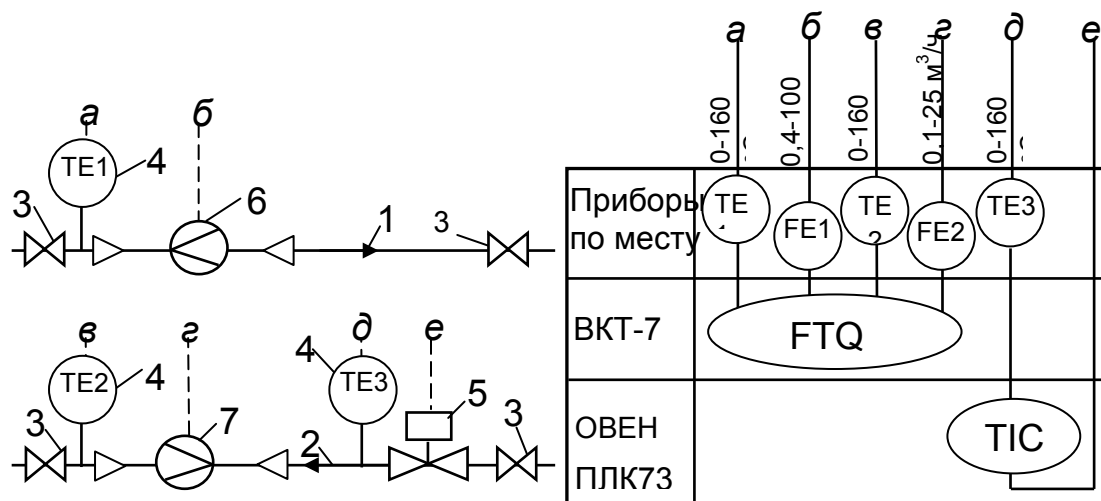


Рис. 1. Функциональная схема автоматизации и учета параметров в системе ГВС: 1, 2 – подающий и обратный трубопроводы ГВС; 3 – запорная арматура; 4 – датчик температуры КТС-Б; 5 – запорно-регулирующий клапан 25ч945п; 6, 7 – электромагнитные преобразователи расхода ЭМИР ПРАМЕР-550 соответственно Ду 65 мм и 32 мм

Для проведения эксперимента были определены два основных режима работы ЦТП. В первом режиме регулирование температуры воды в циркуляционном трубопроводе не производилось. Во втором режиме настройки регулятора температуры изменялись в течении суток по графику: с 9⁰⁰ часов до 15⁰⁰ часов поддерживалась температура циркуляционной воды равная 45 °С, в остальное время температура циркуляционной воды поддерживалась равной 50 °С.

Среднечасовые значения параметров работы ЦТП в каждом из двух режимов за 2014 г. и 2015 г. представлены в табл. 2, 3. Экономия теплотребления на ЦТП определялась для второго режима в сравнении с первым режимом, когда не производилось регулирование циркуляционного расхода воды в системе ГВС.

В результате анализа данных, представленных в табл. 2 и 3, установлено, что экономия тепловой энергии на ЦТП в режиме с дифференцированным по времени суток регулированием циркуляционного расхода горячей воды относительно режима без регулирования составляет 20% (0,04 Гкал/ч), при этом среднечасовой расход воды в циркуляционном трубопроводе снизился на 46,5%.

Эффективной автоматизацию теплового пункта в системе централизованного теплоснабжения можно признать только тогда, когда она сокращает потребление топливно-энергетических ресурсов во всех структурных элементах системы теплоснабжения.

Проведем расчет показателей экономической эффективности теплофикационной системы теплоснабжения при регулировании нагрузки ГВС по методике ВИШ, разработанной и апробированной в НИЛ ТЭСУ [3], с использованием результатов проведенного инженерного эксперимента.

При расчетах принимаем, что система горячего водоснабжения, состоящая из 8-ми ЦТП, с суммарной расчетной тепловой нагрузкой 28,5 Гкал/ч подключена к ТЭЦ по открытой схеме. Протяженность трубопроводов системы ГВС составляет 45000 м. Продолжительность периода регулирования – 2640 ч. Конструкция трубопровода: стальная труба $d_n = 159$ мм с толщиной стенки 6 мм в пенополимерминеральной изоляции. Стоимость тонны условного топлива принимаем равной $C_T = 4000$ руб.

Таблица 1

Метрологические характеристики измерительных приборов

Погрешность	Вычислитель ВКТ-7	Контроллер ОВЕН ПЛК73	Преобразователи расхода ЭМИР ПРАМЕР-550 Ду 32, 65 мм	Термо- преобразователи сопротивления КТС-Б
Предел относительной погрешности при измерении массы теплоносителя	$\pm 0,1\%$			
Предел абсолютной погрешности измерений температуры	$\pm 0,1, ^\circ\text{C}$			$\pm(0,15+0,002 t), ^\circ\text{C}$
Предел относительной погрешности при измерении количества теплоты	$\pm(0,5+\Delta t_{\min}/\Delta t)\%$			
Предел абсолютной погрешности по объемному расходу	$\pm 0,01, \text{ м}^3$			
Предел допускаемой относительной погрешности			$\pm 1,0 \%$	
Предел допускаемой основной приведенной погрешности при измерении температуры		$\pm 0,25\%$		
Максимальная приведенная погрешность во всем температурном диапазоне		0,688%		

Таблица 2

Показатели регулирования на ЦТП «ДМБ» в 2014 г.

Режим	Среднечасовое потребление теплоты системой ГВС, Гкал/ч	Среднечасовая температура воды в подающем трубопроводе системы ГВС, $^\circ\text{C}$	Среднечасовая температура воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС, $^\circ\text{C}$	Среднечасовой расход воды в подающем трубопроводе системы ГВС, т/ч	Среднечасовой расход воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС, т/ч
Первый режим	0,212	64,30	53,53	12,76	11,39
Второй режим	0,18	61,63	46,49	7,74	6,10

Таблица 3

Показатели регулирования на ЦТП «ДМБ» в 2015 г.

Режим	Среднее тепловое потребление системой ГВС, Гкал/ч	Среднечасовая температура воды в подающем трубопроводе системы ГВС, °С	Среднечасовая температура воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС, °С	Среднечасовой расход воды в подающем трубопроводе системы ГВС, т/ч	Среднечасовой расход воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС, т/ч
Первый режим	0,22	57,83	57,00	13,05	11,60
Второй режим	0,19	59,53	46,86	5,73	3,85

Определяем расход пара в нижнем отопительном отборе в i -том режиме регулирования

$$D_{отбi} = \frac{G_{свi} c (\tau_1 - \tau_{2i})}{(i_n - i_k)}, \quad (1)$$

где $G_{свi}$ – расход сетевой воды в i -том режиме регулирования, т/ч; τ_1 – температура подающей сетевой воды, °С; τ_{2i} – температура обратной сетевой воды в i -том режиме регулирования, °С; i_n , i_k – энтальпия пара нижнего сетевого отбора и конденсирующего пара, кДж/кг; c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).

Принимаем расход сетевой воды через нижний сетевой подогреватель при отсутствии регулирования (первый режим) $G_{св1} = 1500$ т/ч. При температуре насыщения $\tau_n = 81^\circ\text{C}$ и величине недогрева в сетевом подогревателе $\Delta t_n = 10^\circ\text{C}$ температура сетевой воды в подающем трубопроводе составит $\tau_1 = 74^\circ\text{C}$, энтальпия пара нижнего сетевого отбора $i_n = 2644,7$ кДж/кг, энтальпия конденсирующего пара $i_k = 339,15$ кДж/кг.

По результатам эксперимента, приведенным в табл. 2 и 3, во втором режиме регулирования расход в циркуляционном трубопроводе системы горячего водоснабжения снизился на 46,5%, температура обратной сетевой воды понизилась с $\tau_{21} = 55^\circ\text{C}$ до $\tau_{22} = 47^\circ\text{C}$. На основании экспериментальных данных принимаем расход горячей воды во втором режиме равной $G_{св2} = 802,5$ т/ч.

Электрическая мощность турбины, развиваемая на тепловом потреблении в i -м режиме регулирования, составит

$$N_{эмi} = D_{отбi} (i_o - i_n) \eta_{э} \eta_m, \quad (2)$$

где i_o – энтальпия острого пара, $i_o = 3497,5$ кДж/кг; $\eta_{э}$, η_m – электрический и механический КПД турбоагрегата, $\eta_{э} = 0,985$, $\eta_m = 0,99$.

Изменение электрической мощности, кВт, при сравнении двух режимов работы ЦТП определяется из следующего уравнения:

$$\Delta N_{эм} = N_{эм2} - N_{эм1}. \quad (3)$$

Затраты топлива, обусловленные изменением комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ, определяются как

$$\Delta B_{эм} = \Delta N_{эм} (b_{э.к} - b_{э.тф}) n, \quad (4)$$

где $b_{э.к}$ – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электрической энергии, $b_{э.к} = 0,4$ кг/(кВт · ч); $b_{э.тф}$ – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электрической энергии, $b_{э.тф} = 0,15$ кг/(кВт · ч); n – количество часов работы системы ГВС в режиме с регулированием параметров.

Расход топлива на покрытие необходимой нагрузки горячего водоснабжения в i -м режиме регулирования

$$B_{эti} = \frac{Q_{ГВСи}}{Q_H^p \eta_{бр}}, \quad (5)$$

где $Q_{ГВСи}$ – тепловая нагрузка на ГВС в i -м режиме регулирования, ккал/ч; Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива, $Q_H^p = 7000$ ккал; $\eta_{бр}$ – КПД котла, $\eta_{бр} = 0,8$.

Тепловая нагрузка системы ГВС, кДж, в i -м режиме регулирования определяется на основании уравнения

$$Q_{ГВСи} = G_{свi} c (\tau_1 - \tau_{2i}). \quad (6)$$

Снижение расхода топлива за счет снижения теплового потребления в системе ГВС, определяемое при сопоставлении режимов регулирования:

$$\Delta B_{\text{эТ}} = B_{\text{эТ1}} - B_{\text{эТ2}}. \quad (7)$$

Определяем расход электроэнергии на привод насосов для циркуляции воды в системе ГВС [4]:

$$N_{\text{эi}} = \frac{\gamma H G_{\text{ГВСи}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (8)$$

где γ – удельный вес перекачиваемой жидкости, $\gamma = 9800 \text{ Н/м}^3$; H – напор насоса, принимаем $H = 30 \text{ м}$; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса, $\eta_{\text{н}} = 0,8$.

Экономия электрической энергии на привод насосов при сопоставлении режимов регулирования определяется как

$$\Delta N_{\text{э}} = N_{\text{э1}} - N_{\text{э2}}. \quad (9)$$

Экономия электрической энергии на транспорт воды приведет к снижению расхода топлива:

$$\Delta B_{\text{э}} = \Delta N_{\text{э}} (b_{\text{э.к}} - b_{\text{э.тф}}) n. \quad (10)$$

Рассчитаем тепловые потери за счет снижения температуры в обратном трубопроводе при i -м режиме регулирования:

$$Q_{\text{тпи}} = q_{\text{тпи}} l, \quad (11)$$

где $q_{\text{тпи}}$ – плотность теплового потока через 1 м трубопровода при i -м режиме регулирования, Вт/м,

$$q_{\text{тпи}} = \frac{2\pi(\tau_{2i} - \tau_o)}{\frac{1}{\lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{н}}} + \frac{1}{\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}}, \quad (12)$$

где l – протяженность трубопровода, τ_{2i} – температура воды в обратном трубопроводе при i -том режиме регулирования, °С; τ_o – температура грунта

на уровне прокладки трубопровода, $\tau_o = 12^\circ\text{C}$; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности стали, $\lambda_{\text{ст}} = 58 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$; $\lambda_{\text{из}}$ – коэффициент теплопроводности тепловой изоляции, $\lambda_{\text{из}} = 0,041 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубопровода, м; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубопровода, м.

Очевидно, что при втором режиме регулирования в рассматриваемый период с понижением температуры воды в обратном трубопроводе тепловые потери уменьшатся. Уменьшение тепловых потерь приведет к снижению расхода топлива на теплоисточнике:

$$\Delta B_{\text{тп}} = \frac{(q_{\text{тп1}} - q_{\text{тп2}})l}{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{бр}}}. \quad (13)$$

Значения режимных параметров для исследуемых режимов работы системы ГВС, определенные по уравнениям (1), (2), (6), (8) и (12), приведены в табл. 4.

Общая экономия, $\Pi_{\text{общ}}$, млн руб., составит:

$$\Pi_{\text{общ}} = \Pi_{\text{эм}} + \Pi_{\text{эт}} + \Pi_{\text{э}} + \Pi_{\text{тп}} - \Pi_{\text{рег}} = (\Delta B_{\text{эм}} + \Delta B_{\text{эт}} + \Delta B_{\text{э}} + \Delta B_{\text{тп}}) \cdot C_{\text{т}} - \Pi_{\text{рег}}, \quad (14)$$

где $\Pi_{\text{эм}}$ – затраты обусловленные изменением комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ, млн руб.; $\Pi_{\text{эт}}$ – экономия за счет снижения теплового потребления в системе ГВС, млн руб.; $\Pi_{\text{э}}$ – экономия за счет снижения затрат на транспорт воды, млн руб.; $\Pi_{\text{тп}}$ – экономия за счет снижения тепловых потерь, млн руб.; $\Pi_{\text{рег}}$ – капитальные затраты на оборудование ЦТП приборами автоматического регулирования, млн руб.

Таблица 4

Режимные параметры системы горячего водоснабжения

Режим	$D_{\text{отб}}, \text{ т/ч}$	$N_{\text{эм}}, \text{ кВт}$	$Q_{\text{гвс}}, \text{ Гкал/ч}$	$N_{\text{э}}, \text{ кВт}$	$q_{\text{тп}}, \text{ Вт/м}$
Первый режим	51,79	11966,84	28,5	404,57	19,83
Второй режим	39,38	9097,79	21,7	216,35	16,14

Ориентировочные затраты на оборудование ЦТП приборами автоматического регулирования включают стоимость клапана запорно-регулирующего 25ч945п с электроприводом, программируемого логического контроллера «Овен» и монтажных работ, составляют 95000 руб [5, 6]. Общие затраты на установку регулирующего оборудования на всех ЦТП составят 0,76 млн руб.

Таблица 5

Показатели энергетической эффективности регулирования нагрузки в системе ГВС

Показатели эффективности	Экономия топливно-энергетических ресурсов, ΔB , т.у.т	Стоимость П, млн руб.
Затраты топлива, обусловленные изменением комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ	-1893,1	-7,57
Снижение расхода топлива за счет снижения теплового потребления в системе ГВС	3221,04	12,88
Экономия топлива за счет снижения затрат на транспорт воды	47,05	0,19
Экономия топлива за счет снижения теплопотерь	78,27	0,31
Капитальные затраты	-	-0,76
Сумма	1453,26	5,05

Показатели экономической эффективности, рассчитанные по уравнениям (4), (7), (10), (13) и (14) в натуральном и денежном выражении приведены в табл. 5. Показатели, приведенные в табл. 5 со знаком «-», характеризуют перерасход топливно-энергетических и материальных ресурсов.

Из табл. 5 следует, что затраты на установку оборудования в ЦТП окупаются менее чем за месяц.

С целью изучения границ применимости регулирования нагрузки системы горячего водоснабжения произведем расчеты общей экономии $P_{\text{общ}}$, млн руб. в пределах возможного понижения температуры воды в циркуляционном трубопроводе ГВС $\Delta \tau_2 = \tau_{21} - \tau_{22}$ возможного изменения расхода воды в системе ГВС $\Delta G = G_{\text{св1}} - G_{\text{св2}}$. Принимаем $\Delta \tau_2 = 4 \div 12^\circ\text{C}$ и $\Delta G = 500 \div 900 \text{ т/ч}$.

Расчет показателей эффективности осуществляется на основании совместного решения уравнений (1)–(13), в результате чего определены

аналитические зависимости для нахождения основных показателей энергетической эффективности при изменении параметров регулирования.

Затраты топлива, обусловленные изменением комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ, определяются как

$$\Delta B_{\text{ЭМ}} = \frac{((G_{\text{св1}} - \Delta G)c(\tau_1 - (\tau_{21} - \Delta\tau_2)) - G_{\text{св1}}c(\tau_1 - \tau_{21}))(i_o - i_H)\eta_3\eta_M(b_{\text{Э.К}} - b_{\text{Э.ТФ}})n}{(i_H - i_K)}, \quad (15)$$

где $\Delta\tau_2$ – изменение температуры воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС, °С; ΔG – изменение расхода воды в системе ГВС, т/ч.

Снижение расхода топлива за счет снижения теплового потребления в системе ГВС, определяемое при сопоставлении режимов регулирования:

$$\Delta B_{\text{ЭТ}} = \frac{G_{\text{св1}}(\tau_1 - \tau_{21}) - (G_{\text{св1}} - \Delta G)(\tau_1 - (\tau_{21} - \Delta\tau_2))n}{Q_H^p \eta_{\text{БП}}}. \quad (16)$$

Экономия топлива за счет снижения затрат электрической энергии на транспорт воды:

$$\Delta B_{\text{Э}} = \frac{(G_{\text{св1}} - (G_{\text{св1}} - \Delta G))\gamma H(b_{\text{Э.К}} - b_{\text{Э.ТФ}})n}{\eta_H}. \quad (17)$$

Экономия топлива за счет снижения величины тепловых потерь:

$$\Delta B_{\text{Э}} = \frac{2\pi(\tau_1 - (\tau_{21} - \Delta\tau_2))nl}{\left(\frac{1}{\lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_H} + \frac{1}{\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_H}{d_{\text{вн}}}\right) Q_H^p \eta_{\text{БП}}}. \quad (18)$$

Результаты расчетов по уравнениям (15)–(18) приведены в табл. 6 и на рис. 2.

Как следует из данных табл. 6 и рис. 2, большее влияние на экономию топливно-энергетических ресурсов оказывает снижение расхода воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС.

Таблица 6

Общая экономия топливно-энергетических ресурсов в системе ГВС при изменении параметров регулирования

ΔG , т/ч	Общая экономия, $\Pi_{\text{общ}}$, млн руб				
	при $\Delta\tau_2=4$ °С	при $\Delta\tau_2=6$ °С	при $\Delta\tau_2=8$ °С	при $\Delta\tau_2=10$ °С	при $\Delta\tau_2=12$ °С
500	3,81	2,33	0,85	-0,62	-2,10
600	5,62	4,30	2,98	1,66	0,34
697,5	7,39	6,22	5,05	3,88	2,71
800	9,25	8,24	7,23	6,22	5,21
900	11,07	10,21	9,36	8,50	7,65

С понижением температуры воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС экономия топливно-энергетических ресурсов снижается, что объясняется снижением комбинированной выработки электроэнергии. При $\Delta G = 600$ т/ч общая экономия топливно-энергетических ресурсов $\Pi_{\text{общ}}$ снижается более чем в 16 раз при понижении температуры воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС на 12°C .

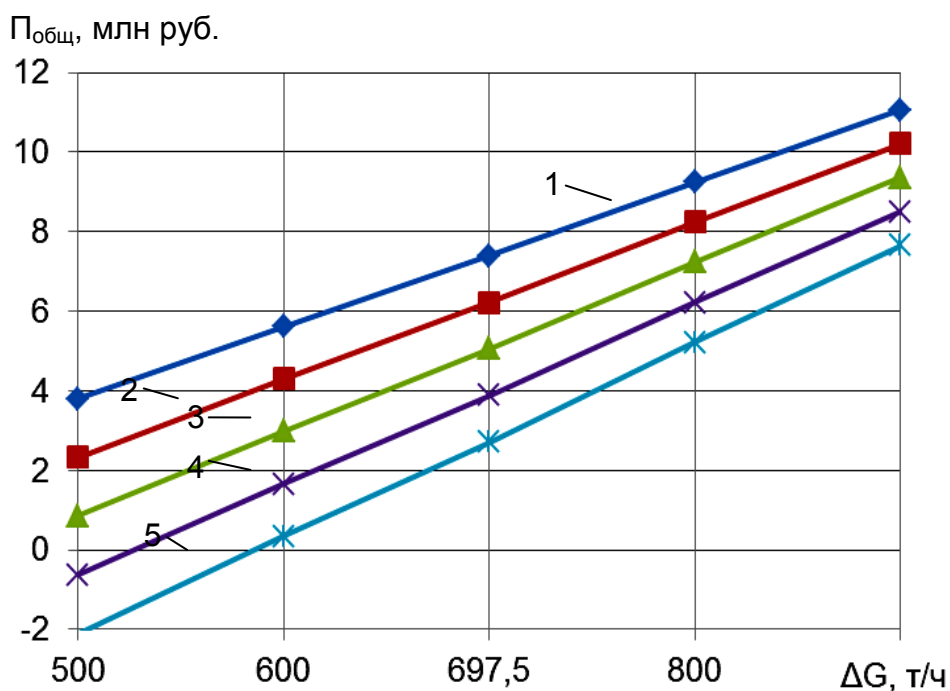


Рис. 1. Зависимость общей экономии от изменения температуры и расхода воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС: 1 – общая экономия при понижении температуры в циркуляционном трубопроводе $\Delta\tau_2 = 4^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta\tau_2 = 4^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta\tau_2 = 8^\circ\text{C}$; 4 – $\Delta\tau_2 = 10^\circ\text{C}$; 5 – $\Delta\tau_2 = 12^\circ\text{C}$

С понижением расхода воды почти в два раза общая экономия топливно-энергетических ресурсов увеличивается более чем в 2,5 раза. Так, при $\Delta\tau_2 = 8^\circ\text{C}$ и $\Delta G = 900$ т/ч общая экономия топливно-энергетических ресурсов $\Pi_{\text{общ}}$ в 11 раз больше, чем при $\Delta\tau_2 = 8^\circ\text{C}$ и $\Delta G = 500$ т/ч.

Из графика на рис. 2 следует, что при понижении температуры воды в циркуляционном трубопроводе более чем на 10°C и снижении расхода воды менее чем на 500 т/ч оборудование для автоматического регулирования не окупается.

Определение экономии топливно-энергетических ресурсов в системе теплоснабжения при изменении параметров регулирования расхода в

циркуляционном трубопроводе ГВС осуществляется на основе разработанных аналитических зависимостей (15)–(18). В расчете задается множество исходных данных, что усложняет нахождение оптимальных значений регулируемых параметров в системе ГВС, при которых будет достигаться максимальная экономия топливно-энергетических ресурсов.

В целях повышения скорости и точности расчетов, а также возможности использования различных исходных данных для расчета показателей эффективности регулирования в пределах возможного диапазона изменения параметров работы системы ГВС, разработан программный продукт «Расчет общей экономии топливно-энергетических ресурсов в системе ГВС при изменении параметров регулирования». Программа относится к области теплоэнергетики и может применяться для расчета общей экономии топливно-энергетических ресурсов в системе теплоснабжения при изменении параметров регулирования расхода в циркуляционном трубопроводе ГВС, для анализа и оптимизации режимов работы системы теплоснабжения, для оценки потенциала энергосбережения при реализации технологий регулирования параметров в системе ГВС.

Программа реализована в среде Visual Studio 2015, на языке программирования C# с учетом результатов научно-технических исследований и экспериментов, проводимых в действующей системе теплоснабжения города Ульяновска с 2014 г. [2, 3, 4].

Программа обеспечивает выполнение следующих функций:

- 1) выбор параметров системы ГВС;
- 2) выбор продолжительности регулирования системы ГВС;
- 3) выбор диапазона возможного понижения температуры воды в циркуляционном трубопроводе ГВС и возможного изменения расхода воды в системе ГВС;
- 4) расчет показателей энергетической эффективности регулирования нагрузки в системе ГВС;
- 5) расчет общей экономии за счет оптимизации режима работы в системе теплоснабжения;
- 6) построение графика зависимости общей экономии от изменения температуры и расхода воды в циркуляционном трубопроводе системы ГВС.

На рис. 3 представлен алгоритм программы.

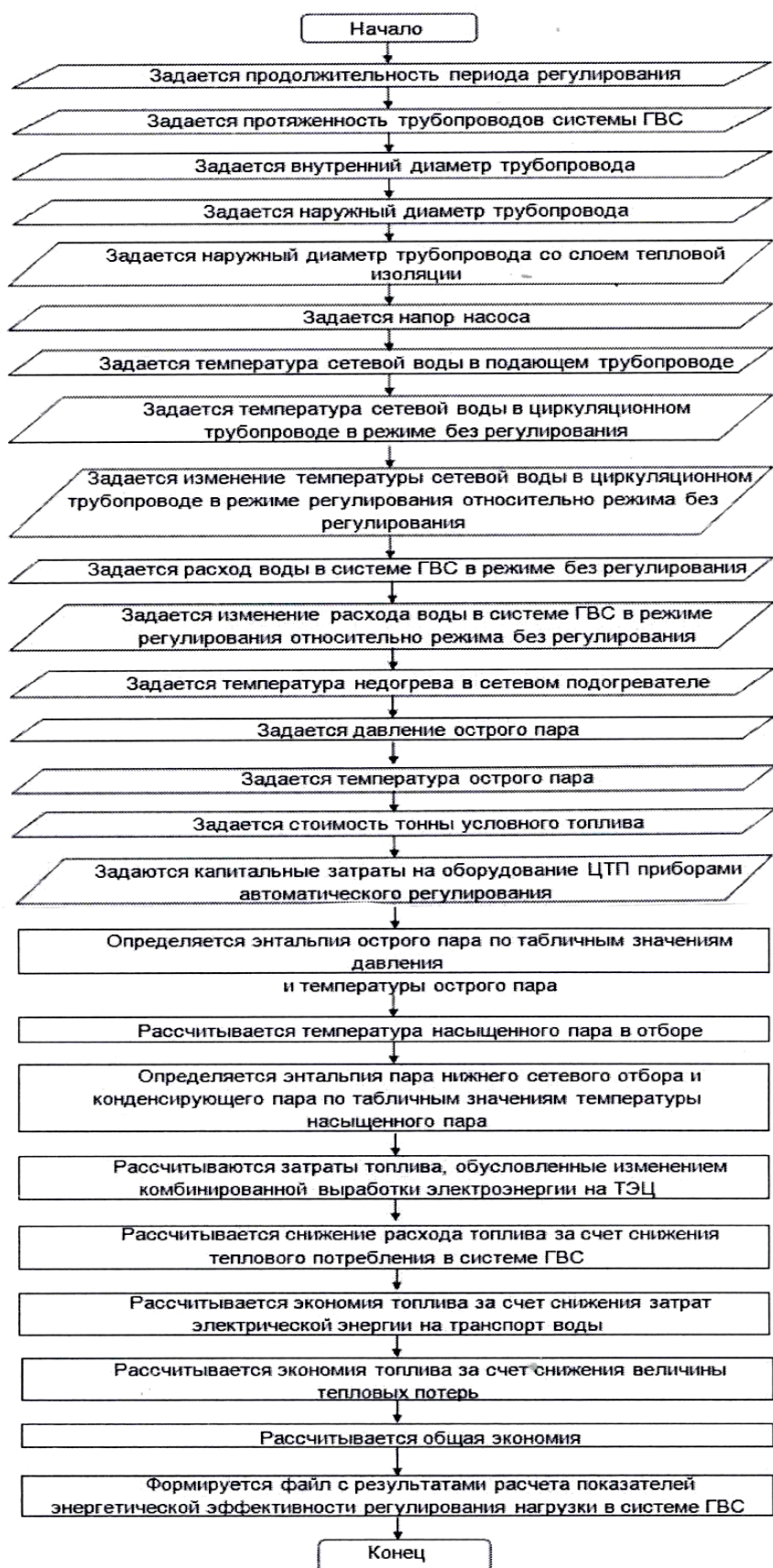


Рис. 3. Алгоритм расчета общей экономии топливно-энергетических ресурсов в системе ГВС при изменении параметров регулирования

Программа расчета эффективности	
Протяженность трубопроводов системы ГВС, м	45000
Продолжительность периода регулирования, ч	2640
Внутренний диаметр трубопровода, м	0,147
Наружный диаметр трубопровода, м	0,159
Наружный диаметр трубопровода со слоем тепловой изоляции, м	0,253
Напор насоса, м	30
Температура сетевой воды в подающем трубопроводе, С	74
Температура сетевой воды в циркуляционном трубопроводе в режиме без регулирования, С	55
Изменение температуры сетевой воды в циркуляционном трубопроводе в режиме регулирования относительно режима без регулирования, С	8
Расход воды в системе ГВС в режиме без регулирования, т/ч	1500
Изменение расхода воды в системе ГВС в режиме регулирования относительно режима без регулирования, т/ч	697,5
Температура недогрева в сетевом подогревателе, С	10
Давление острого пара, МПа	13
Температура острого пара, С	560
Стоимость тонны условного топлива, руб	4000
Капитальные затраты на оборудование ЦТП приборами автоматического регулирования, руб	95000

Рис. 4. Окно интерфейса программы «Расчет общей экономии топливно-энергетических ресурсов в системе ГВС при изменении параметров регулирования» с полем для внесения исходных данных

Результат	
	Стоимость П, млн. руб
Затраты топлива, обусловленные изменением комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ	-7,55
Снижение расхода топлива за счет снижения теплового потребления в системе ГВС	12,88
Экономия топлива за счет снижения затрат на транспорт воды	0,19
Экономия топлива за счет снижения тепловпотерь	1,09
Сумма	6,52

Рис. 5. Окно интерфейса «Расчет общей экономии топливно-энергетических ресурсов в системе ГВС при изменении параметров регулирования» с результатами расчета

Количество расчетов в программе неограниченно, что позволяет сравнивать режимы работы системы теплоснабжения при различных условиях работы системы горячего водоснабжения.

Программа позволяет производить многовариантные расчеты на стадии проектирования систем горячего водоснабжения, при энергетическом обследовании и определении целесообразности внедрения рассмотренной технологии регулирования нагрузки ГВС.

Выводы

1. По результатам проведенного инженерного эксперимента выполнен анализ режимов работы регулятора температуры, установленного на циркуляционном трубопроводе системы ГВС, при различных параметрах настройки. В период регулирования температуры горячей воды в соответствии с заданной программой происходило снижение средне-часового расхода воды в циркуляционном трубопроводе на 46,5% и снижение теплового потребления в системе ГВС на 20%.

2. В системе теплоснабжения с суммарной нагрузкой ГВС 28,5 Гкал/ч годовая экономия за счет оптимизации режима работы системы ГВС составит более 5 млн руб. Затраты на установку регулирующего оборудования на ЦТП окупаются менее чем за месяц.

3. С целью определения границ применимости реализованной в системе ГВС технологии выполнены расчеты показателей эффективности регулирования в пределах возможного диапазона изменения параметров регулирования. Максимальное значение общей экономии достигает $P_{\text{общ}} = 11,07$ млн руб. при понижении температуры воды в циркуляционном трубопроводе на величину $\Delta t_2 = 4^\circ\text{C}$ и изменении расхода воды в системе ГВС на величину $\Delta G = 900$ т/ч.

4. Разработан программный комплекс «Расчет общей экономии топливно-энергетических ресурсов в системе ГВС при изменении параметров регулирования», позволяющий на основании многовариантных расчетов производить анализ, выбирать наиболее оптимальный режим работы и оценивать эффективность регулирования нагрузки в системе ГВС.

Список литературы

1. Ротов П. В., Сивухин А. А., Ротова М. А. О регулировании нагрузки горячего водоснабжения в открытых системах теплоснабжения // Энергосбережение и водоподготовка. 2015. № 3(95). С. 32 - 37.

2. Ротов П. В., Шарапов В. И., Сивухин А. А. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения // Сборник научных трудов научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ. Выпуск 11. Ульяновск: УлГТУ, 2015. С. 110-122.

3. Шарапов В. И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 27-37.

4. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / 7-е изд. М.: Издательство МЭИ, 2001. 472 с.

5. Клапаны регулирующие. URL: <http://saz-avangard.ru/catalog/klapany-reg/>.

6. Овен. Оборудование для автоматизации. URL: http://www.owen.ru/catalog/programmiruemij_logicheskij_kontroller_oven_plk160/81745846.

П. Е. Чаукин (УлГТУ, Ульяновск)

Оптимизация работы городских теплофикационных систем

За прошедшую четверть века произошли большие изменения в системах теплоснабжения городов. На большинстве ТЭЦ наблюдается тенденция по снижению технологических нагрузок, связанная с установкой потребителями приборов учета тепловой энергии и переводом существующих элеваторных узлов внутридомовых систем теплоснабжения на автоматизированное (погодное) регулирование теплоносителя. Так же за последние 3 отопительных сезона произошло значительное снижение циркуляционного расхода, отпускаемого от ТЭЦ, примерно на 20% (рис. 1).

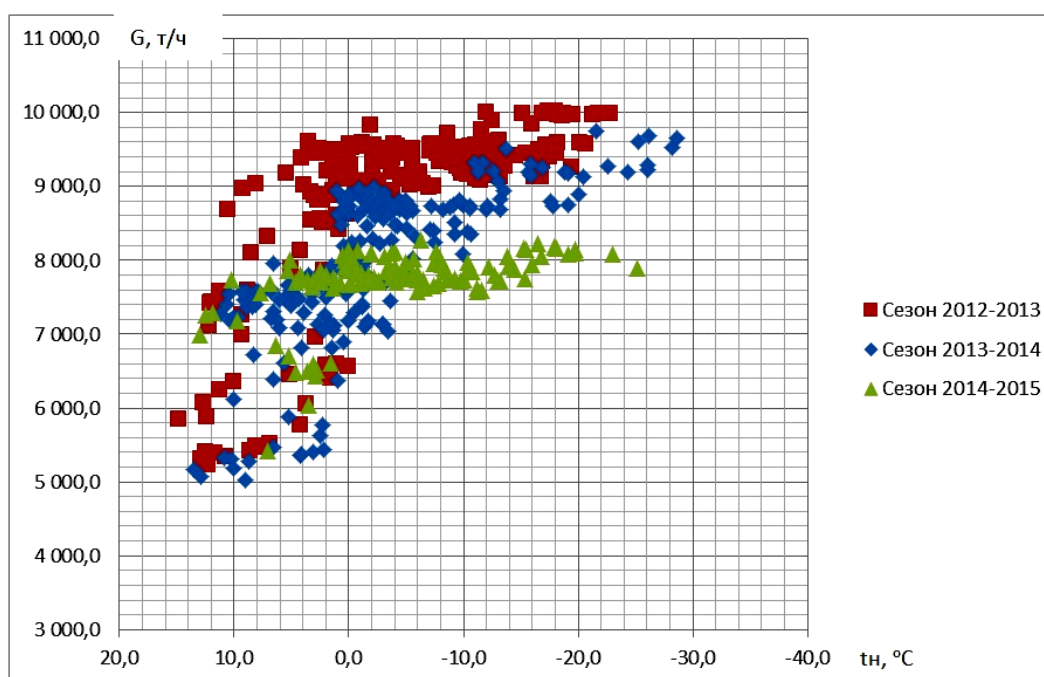


Рис. 1. Изменение фактического циркуляционного расхода теплоносителя на выводах Ульяновской ТЭЦ-2 за последние 3 отопительных сезона

В связи с этим открываются новые возможности присоединения к ТЭЦ дополнительной тепловой нагрузки без осуществления каких-либо капиталовложений и инвестиций в конструкцию тепловых электростанций, а так же перекладку существующих тепловых сетей.

В целом по некоторым городам в настоящее время наблюдается оптимизация теплофикационных систем с котельными, работающими на один контур теплоснабжения города совместно с ТЭЦ. Целью такой оптимизации, как правило, является вывод из работы источника тепловой энергии (котельной), работающего без выработки электрической энергии.

В качестве таких примеров можно привести объекты теплоснабжения, расположенные в правобережной части г. Ульяновска, подключенные к Ульяновской ТЭЦ-1 (УлТЭЦ-1) и Ульяновской ТЭЦ-3 (в настоящее время котельный цех УлТЭЦ-1), а также Центральную отопительную котельную (ЦОК) и Безымянскую ТЭЦ (БТЭЦ) в г. Самара, имеющие единый контур теплоснабжения [1].

Так же в соответствии с утверждением обосновывающих материалов по схеме теплоснабжения города Ульяновска до 2027 г. ведется работа по переводу тепловых нагрузок 14 районных котельных на централизованное теплоснабжение от УлТЭЦ-1. При этом основной задачей является полный вывод из работы существующих котлов рассматриваемых котельных и строительство новых центральных тепловых пунктов (ЦТП), которые будут предусматривать установку автоматизированных узлов смешения теплоносителя для обеспечения качественного теплоснабжения вновь подключаемых абонентов.

Считаем, что в рамках оптимизации покрытия тепловой нагрузки города Ульяновска и передачи нагрузки части районных котельных на УлТЭЦ-1 необходимо проанализировать целесообразность использования существующих источников теплоснабжения (районных котельных) в качестве пиковых и резервных источников тепловой энергии. Полный перевод пиковой нагрузки на УлТЭЦ-1 не всегда выгоден, так как установленные на станции котлы ПТВМ-100/180 в значительной степени уступают по экономичности использования рассмотренным котельным. Также основным недостатком водогрейных котлов ТЭЦ является их гидравлическое сопротивление, которое может составлять от 24 м. вод. ст. до 35 м.вод.ст. в зависимости от загрязненности котла и особенностей его эксплуатации.

На рис. 2 представлены зоны действия централизованного теплоснабжения г. Ульяновска с нанесением районных котельных.

Также стоит отметить, что при отказе от пиковых котлов, установленных на УлТЭЦ-1, можно изменить температурный график станции с уменьшением температуры сетевой воды в подающем трубопроводе до

90 °С, а догрев до необходимой температуры и количественное регулирование тепловой нагрузки с помощью циркуляционных насосов можно будет осуществлять в существующих районных котельных, которые будут служить в качестве пиковых источников теплоты [2, 3].

В то же время данные источники могут выполнять функцию резервных. В случае аварии на ТЭЦ они могут использоваться в качестве базового источника теплоты, для чего местную систему теплоснабжения потребителя отключают от подающей и обратной магистралей централизованной системы теплоснабжения запорными органами, установленными на подающем и обратном сетевых трубопроводах местной системы теплоснабжения, а циркуляцию сетевой воды через автономный источник теплоты и местную систему теплоснабжения осуществляют с помощью циркуляционного насоса [4–17].

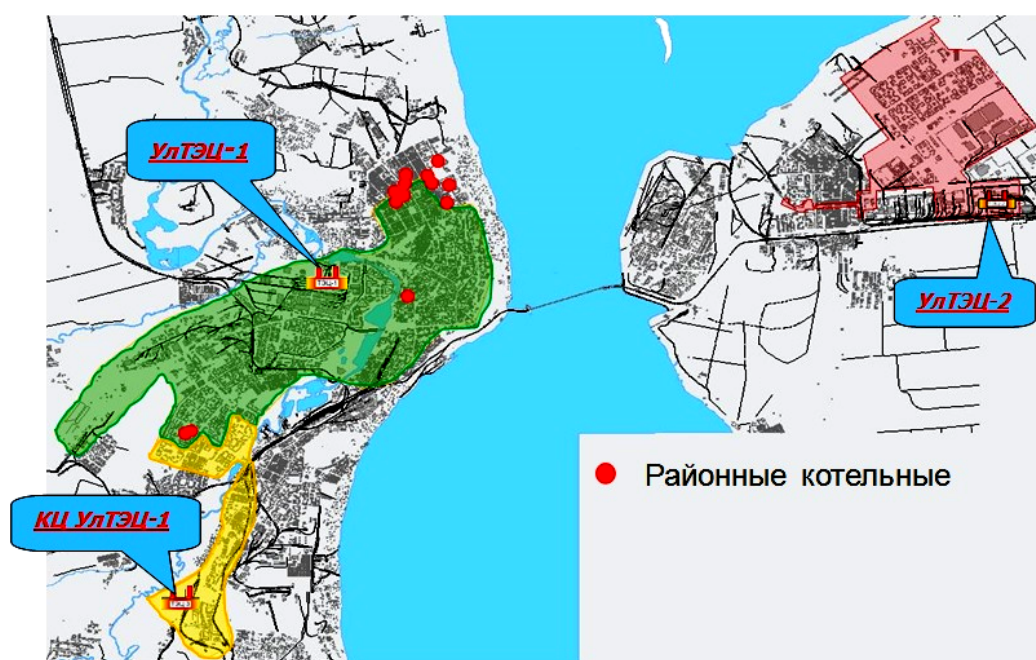


Рис. 2. Зоны действия централизованного теплоснабжения г. Ульяновска с обозначением районных котельных, переводимые на УлТЭЦ-1

В связи со снижением температуры теплоносителя в подающем трубопроводе до $t'_1 = 90$ °С уменьшится и температура обратной сетевой воды, возвращаемой на тепловую станцию до $t'_2 = 45$ °С, как видно из рис. 3 [18], что приведет к увеличению удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении на ТЭЦ.

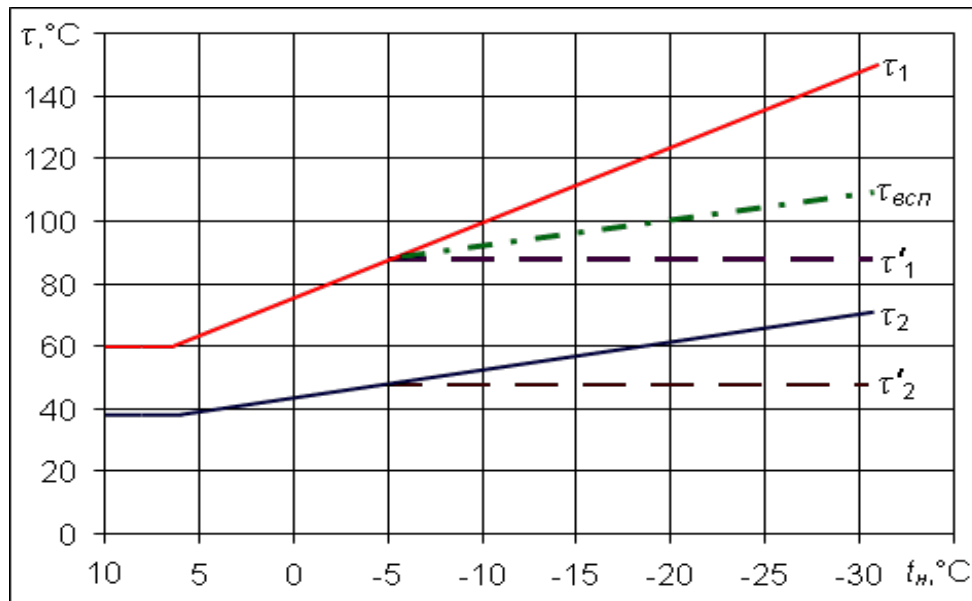


Рис. 3. Новый график изменения температур теплоносителя в централизованной ($\tau_1, \tau_2, \tau_{\text{всп}}$) и комбинированной системах теплоснабжения (τ'_1, τ'_2)

Расчет энергетической эффективности предлагаемой технологии и сравнение ее с традиционной работой ТЭЦ произведен методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (метод УВЭТП) [19]. Результаты расчета представлены в табл. 1. Рассмотрим алгоритм расчета.

Мощность $N_{\text{тф}}$, кВт, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителя (дополнительная теплофикационная мощность), определяется по формуле:

$$N_{\text{тф}} = D_{\text{отб}}(i_0 - i_{\text{отб}})\eta_{\text{э}}\eta_{\text{м}}; \quad (1)$$

где $D_{\text{отб}}$ – расход пара, отпускаемого из отбора на подогрев потоков подпиточной воды, кг/с; $i_0, i_{\text{отб}}$ – энтальпии острого пара и пара из отбора, кДж/кг; $\eta_{\text{э}}, \eta_{\text{м}}$ – электрический и механический КПД турбогенератора.

Мощность $N_{\text{рег}}$, кВт, которая вырабатывается паром регенеративных отборов, расходуемым на подогрев конденсата пара, используемого для подогрева теплоносителя, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег}} = D_{\text{рег}}(i_0 - i_{\text{рег}})\eta_{\text{э}}\eta_{\text{м}}; \quad (2)$$

где $D_{\text{рег}}$ – расход пара условного эквивалентного отбора для регенеративного подогрева конденсата отбора после подогрева потоков вода, кг/с; $i_{\text{рег}}$ – энтальпия условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг.

Величина $i_{\text{рег}}$, кДж/кг, определяется как:

$$i_{\text{рег}} = 0,5(i_0 + i_{\text{отб}}); \quad (3)$$

Величина $D_{\text{рег}}$, кг/с, определяется из теплового баланса условного регенеративного подогревателя:

$$D_{\text{рег}} = \frac{D_{\text{отб}}(t_{\text{пв}} - t^{\text{д}})}{(i_{\text{рег}} - t_{\text{пв}})}; \quad (4)$$

где $t_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг; $t^{\text{д}}$ – энтальпия конденсата отбора после подогрева потоков воды, кДж/кг.

Изменение мощности, потребляемой насосами $N_{\text{сн}}$, кВт, можно представить как:

$$N_{\text{сн}} = \sum_{i=1}^n \frac{G_{\text{сн}} \Delta p}{1000 \eta_{\text{н}}}; \quad (5)$$

где $G_{\text{сн}}$ – расход учитываемого потока, т/ч; Δp – давление, создаваемое насосом, кПа; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса.

Определить величину выработки электроэнергии можно по уравнению:

$$\gamma_{\text{тф}}^{\text{увэп}} = \sum_{i=1}^n (N_{\text{тф}} + N_{\text{рег}}) - N_{\text{сн}}; \quad (6)$$

Экономия условного топлива ΔB , т, определяется с помощью разности $\gamma_{\text{тф}}^{\text{увэп}}$, кВт·ч:

$$\Delta B = \gamma_{\text{тф}}^{\text{увэп}} (b_{\text{эк}} - b_{\text{эт}}) \cdot 10^{-3}; \quad (7)$$

где $b_{\text{эк}}$ – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, $b_{\text{эк}} = 0,4$ кг/(кВт·ч); $b_{\text{эт}}$ – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, $b_{\text{эт}} = 0,15$ кг/(кВт·ч).

Экономичность в денежном выражении представленной технологии можно определить как:

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \cdot C_{\text{т}}; \quad (8)$$

где $C_{\text{т}}$ – цена условного топлива, $C_{\text{т}} = 3700$ руб./т.

Согласно представленного расчета, экономия в денежном эквиваленте используемой технологии по сравнению с традиционной схемой работы ТЭЦ составляет 35,43 млн руб.

Таблица 1

Расчет энергетической эффективности

№ п/п	Наименование показателя	Традиционное покрытие тепловой энергии на ТЭЦ	Переключение тепловой нагрузки районных котельных на ТЭЦ
1	Расход пара, отпускаемого из отопительных отборов, $D_{отб}$, т/ч (кг/с)	196,36 (54,54)	291,54 (80,1)
2	Мощность $N_{тф}$, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара, кВт	47555,62	56386,21
3	Мощность $N_{рег}$, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, кВт	12730,26	13159,50
4	Мощность $N_{сн}$, потребляемая сетевыми насосами станции, кВт	2000,0	1142,86
5	Мощность $N_{цн}$, потребляемая циркуляционными насосами в местных источниках теплоснабжения (котельных) с учетом расхода теплоносителя на количественное регулирование, кВт	-	2742,86
6	Экономия условного топлива ΔB , т	9575,0	
7	Экономия в денежном эквиваленте, руб/год	35 427 500	

В то же время, подключение районных котельных к централизованной системе теплоснабжения от ТЭЦ предполагает капитальные единовременные затраты на строительство новых тепловых сетей от существующих трубопроводов сетевой воды до рассматриваемых котельных, с модернизацией и устройством автоматизированного качественно-количественного регулирования в зданиях котельных.

Стоимость необходимых работ по переводу тепловых нагрузок 14 районных котельных на ТЭЦ представлена в табл. 2.

Таблица 2

Предварительные затраты на подключение 14 котельных города Ульяновска к централизованной системе теплоснабжения от УлТЭЦ-1

№ п/п	Наименование мероприятия	Протяженность тепловых сетей, м	Вид прокладки	Стоимость мероприятия, млн руб.
1	Строительство трубопровода тепловых сетей Ду 500 мм	1211,0	подземн.,канальная	52,27
2	Строительство трубопровода тепловых сетей Ду 200 мм	1020,0	подземн.,канальная	25,94
3	Строительство трубопровода тепловых сетей Ду 150 мм	745,0	подземн.,канальная	10,53
4	Строительство трубопровода тепловых сетей Ду 100 мм	920,0	подземн.,канальная	5,85
5	Реконструкция оборудования котельных	-	-	42,0
			Итого:	136,59

Таким образом, предварительные затраты по подключению районных котельных к централизованной системе теплоснабжения от ТЭЦ составляют 136,59 млн руб.

Для оценки инвестиционной привлекательности проекта проведен расчет следующих показателей экономичности: обычного и дисконтированного сроков окупаемости инвестиций, чистого дисконтированного дохода (NPV), внутренняя норма доходности (IRR). Результаты расчета экономических показателей реализации проекта представлены в табл. 3.

Таблица 3

Экономические показатели реализации проекта

Показатель	Ед. измерения	Значения
Ставка дисконтирования	%	15
Инвестиции	млн руб.	136,59
Чистый дисконтированный доход (NPV)	млн руб.	10,91
Внутренняя норма доходности (IRR)	%	16
Обычный срок окупаемости проекта	лет	4,2
Дисконтированный срок окупаемости проекта	лет	7,1

Приведенные в таблице 3 показатели доказывают экономическую обоснованность проекта по оптимизации покрытия тепловых нагрузок города Ульяновска за счет перевода 14 районных котельных на централизованный источник теплоснабжения от УлТЭЦ-1. При достаточно высокой ставке дисконта в 15% дисконтированный срок окупаемости проекта составляет 7,1 год.

Выводы:

1. Рассмотрена оптимизация покрытия нагрузок города Ульяновска, за счет переключения тепловой нагрузки части районных котельных к централизованной системе теплоснабжения от УлТЭЦ-1.

2. Проанализирована целесообразность использования существующих источников теплоснабжения (районных котельных) в качестве пиковых и резервных источников тепловой энергии.

3. Произведен расчет энергетической эффективности используемой технологии и сравнение ее с традиционной схемой работы ТЭЦ методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

4. Для оценки инвестиционной привлекательности проекта проведен расчет показателей экономичности, согласно которому при достаточно высокой ставке дисконта в 15% дисконтированный срок окупаемости проекта составит 7,1 год.

Список литературы

1. Шарапов В. И., Замалеев М. М., Чаукин П. Е. Проблемы оптимизации работы городских теплофикационных систем // Надежность и безопасность энергетики. 2015. №1(28). С. 76-79.
2. Пат. 2235249 (RU). Способ теплоснабжения / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, П. В. Ротов, И. Н. Шепелев // Бюллетень изобретений. 2004. №24. Заявл. 28.03.2003, №2003108707/06. Оpubл. 27.08.2004.
3. Пат. 2235250 (RU). Система теплоснабжения / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, П. В. Ротов, И. Н. Шепелев // Бюллетень изобретений. 2004. №24. Заявл. 28.03.2003, №2003108708/06. Оpubл. 27.08.2004.
4. Пат. 2467255 (RU). Способ теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №32. 2012. Заявл. 07.06.2011, №2011123013/12. Оpubл. 20.11.2012.
5. Пат. 2467258 (RU). Способ теплоснабжения/ М. Е. Орлов, В.И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №32. 2012. Заявл. 07.06.2011, №2011122993/12. Оpubл. 20.11.2012.
6. Пат. 2467257 (RU). Способ теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №32. 2012. Заявл. 07.06.2011, №2011123023/12. Оpubл. 20.11.2012.
7. Пат. 2467256 (RU). Способ теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №32. 2012. Заявл. 07.06.2011, №2011123018/12. Оpubл. 20.11.2012.
8. Пат. 2468300 (RU). Способ теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №33. 2012. Заявл. 07.06.2011, №2011123016/12. Оpubл. 27.11.2012.
9. Пат. 2468299 (RU). Способ теплоснабжения / М. Е. Орлов, В.И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №33. 2012. Заявл. 07.06.2011, №2011122991/12. Оpubл. 27.11.2012.
10. Пат. 2470234 (RU). Способ теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №35. 2012. Заявл. 07.06.2011, 2011123024/12. Оpubл. 20.12.2012.
11. Пат. 2470233 (RU). Способ теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №35. 2012. Заявл. 07.06.2011, 2011123028/12. Оpubл. 20.12.2012.
12. Пат. 2495331 (RU). Система теплоснабжения / М. Е. Орлов, В.И. Шарапов, П.Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №28. 2013. Заявл. 20.07.2012, 2012131187/12. Оpubл. 10.10.2013.
13. Пат. 2496057 (RU). Система теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №29. 2013. Заявл. 20.07.2012, 2012131188/12. Оpubл. 20.10.2013.
14. Пат. 2496059 (RU). Система теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №29. 2013. Заявл. 20.07.2012, 2012131197/12. Оpubл. 20.10.2013.

15. Пат. 2496058 (RU). Система теплоснабжения / М.Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №29. 2013. Заявл. 20.07.2012, 2012131196/12. Оpubл. 20.10.2013.
16. Пат. 2496056 (RU). Система теплоснабжения / М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №29. 2013. Заявл. 03.07.2012, 2012127947/12. Оpubл. 20.10.2013.
17. Пат. 2495330 (RU). Система теплоснабжения/ М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. Е. Чаукин, В. А. Мордовин // Бюллетень изобретений №28. 2013. Заявл. 03.07.2012, 2012127949/12. Оpubл. 10.10.2013.
18. Орлов М.Е., Ротов П.В., Шарапов В.И. Повышение надежности и энергетической эффективности теплофикационных систем // Надежность и безопасность энергетики. 2012. №1. С. 22-26.
19. Шарапов В. И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. №2. С. 27-37.

Раздел 3. Энергосбережение на тепловых электростанциях и в котельных установках

УДК 621.311

П. А. Щинников, Н. В. Марасанов (НГТУ, Новосибирск)

Повышение эффективности мини-ТЭС на базе газопоршневой установки

Одним из путей развития энергетики является малая генерация. Сегодня это направление находит все более широкое применение в нашей стране [1–4]. Интерес представляют как технологии малой генерации в целом [4], так и отдельные процессы в них [5].

В статье предлагается вариант повышения эффективности мини-ТЭС на базе газопоршневой установки за счет дополнения ее паровой турбиной. Обе генерирующие установки связаны единым технологическим процессом. На рынке сегодня представлено большое количество двигателей внутреннего сгорания широкой линейки мощностей (от бензогенераторов мощностью 1–10 кВт до газопоршневых установок мощностью 1–4 МВт). Часто совершенствование технологических процессов для подобных установок идет по пути создания когенерационных [6] и тригенерационных [7] систем, так как такие системы позволяют обеспечить повышение коэффициента использования теплоты топлива. Вместе с тем существует возможность повышения КПД энергоустановки по отпуску электроэнергии на базе ДВС при обеспечении принципа комбинирования аналогичного парогазовым установкам (ПГУ). В этом случае «горячим источником» для паросилового контура комбинированной установки является выхлоп ДВС, а не газовой турбины, рис. 1.

Выхлопные газы газопоршневой установки (ГПУ) поступают в котел-утилизатор и там нагревают питательную воду до состояния перегретого пара. Пар срабатывает в паровой турбине и поступает в конденсатор. Затем основной конденсат проходит через теплообменник, где происходит его нагрев. Данный теплообменник обеспечивает утилизацию теплоты контура охлаждения ГПУ. В деаэраторе основной конденсат очищается от газов и нагревается паром из отбора турбины и в виде питательной воды поступает в котел-утилизатор.

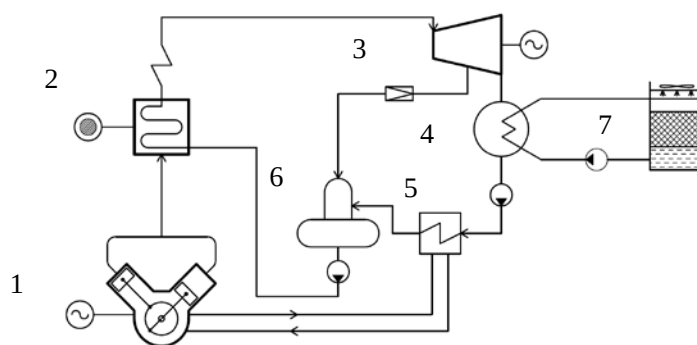


Рис. 1. Принципиальная схема комбинированной мини-ТЭС: 1 – газопоршневая установка (собственно ДВС); 2 – котел-утилизатор с дымовой трубой; 3 – паровая турбина; 4 – конденсатор; 5 – теплообменник рубашки охлаждения ДВС, необходимой для нормального функционирования двигателя; 6 – деаэратор; 7 – вентиляционная градирня

Далее в статье предлагаются результаты расчетов технико-экономических параметров и характеристик основного оборудования предложенной технологии на базе газопоршневой установки (ГПУ) Jenbacher JMS 620 JS. Выбор ГПУ обусловлен высоким, заявленным производителем, электрическим КПД и температурой выхлопных газов (425°C), так как последняя позволит обеспечить относительно высокую температуру острого пара в паросиловом контуре. С учетом характеристик принятой к расчетам ГПУ, параметры паросилового контура составят $P_0 = 39$ бар; $t_0 = 400^{\circ}\text{C}$; $P_K \approx 0,1$ бар.

Полученный в котле-утилизаторе острый пар позволяет обеспечить работу паровой турбины мощностью около 0,5 МВт.

Следует отметить, что для предлагаемой установки основным видом топлива является газ, при этом содержание оксидов азота в выхлопных газах не превышает 250 мг/м^3 , а высота дымовой трубы по расчету составляет около 10 м при обеспечении ПДК в приземном слое атмосферы и с учетом фоновое загрязнение, характерного для городских территорий.

КПД улучшенной (комбинированной) установки составит $\eta = 50\%$, что на $\approx 6\%$ выше, чем у заявленного КПД ГПУ Jenbacher JMS 620 JS и достаточно близко к показателям современных мощных парогазовых установок. При этом столь высокий показатель эффективности использования топлива обеспечен без любого рода оптимизации как термодинамических параметров комбинированной тепловой схемы установки в целом,

так и термодинамических и конструктивно-компоновочных характеристик ее силовых агрегатов.

При всей условности технико-экономических оценок расчеты показывают, что комбинированная технология мини-ТЭС на базе ГПУ и паровой турбины может позволить снизить себестоимость электроэнергии на $\approx 8\%$ по сравнению с работой ГПУ в автономном режиме даже без учета оптимизации параметров схемы и оборудования. Такой результат может представлять интерес при принятии решений о размещении местной, локальной или распределенной системы электроснабжения.

Выводы

1. Представлена технология комбинированной мини-ТЭС на базе газопоршневой установки и паровой турбины, которые объединены единым технологическим процессом, при этом генерацию пара ведут за счет сбросного тепла уходящих из ГПУ газов аналогично технологиям ПГУ, а теплота, отводимая от контура охлаждения ГПУ, используется в паросиловом контуре установки при нагреве основного конденсата.

2. В результате расчетов тепловой схемы установки, сформированной на основе газопоршневой машины мощностью 3 МВт, показано, что дополнительная мощность для выработки электроэнергии в паросиловом контуре составит $\approx 0,5$ МВт, при этом КПД установки в целом по отпуску электроэнергии возрастет на 6% даже без учета оптимизации термодинамических, схемных и конструктивно-компоновочных параметров.

Список литературы

1. Филиппов С. П. Малая энергетика в России / Теплоэнергетика. № 8, 2009. с. 38-44.
2. Щинников П.А., Синельников Д. С. Энергоснабжение при малоэтажном строительстве при отсутствии инфраструктуры / Известия высших учебных заведений. Строительство. № 7, 2015. с. 58-64
3. Щинников П. А., Бородихин И. В., Ноздренко Г. В. Комбинированная технология теплоснабжения на композитном жидком топливе с применением внутриквартальных двигателей внутреннего сгорания. / Новости теплоснабжения. № 7, 2002. с. 47-49.
4. Майборода С. Э. Отходы как энергетика будущего / Твердые бытовые отходы. № 8, 2015. с. 38-41.
5. Григорьев С. А., Григорьев А. С., Кулешов Н. В. и др. Энергоустановка с когенерацией электричества и тепла на основе возобновляемых источников энергии и электрохимических водородных систем. / Теплоэнергетика. № 2, 2015. с. 3-9.
6. Шадек Е. Г. Тригенерация как технология экономии энергоресурсов / Энергосбережение. № 2, 2015. с. 52-57.
7. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. СПб.: НПО ЦКТИ, 3-е изд. 1998. 256 с.

Теплофикационный показатель для ПГУ и его влияние на КПД установки

Повышение эффективности топливоиспользования в энергетических установках – актуальная задача. Одним из путей повышения эффективности в области генерации энергии является применение теплофикационных ПГУ с коэффициентом бинарности меньше единицы, что позволяет использовать в парогазовом цикле твердое топливо [1–4].

Собственно коэффициент бинарности определяют как отношение энергии, подведенной к ГТУ к полной энергии, подведенной к установке в целом:

$$\gamma = \frac{Q_{\text{под}}^{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{под}}^{\text{ГТУ}} + Q_{\text{под}}^{\text{ПТУ}}} = \frac{Q_{\text{под}}^{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{под}}^{\text{ПГУ}}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{под}}^{\text{ГТУ}}$; $Q_{\text{под}}^{\text{ПТУ}}$, МВт – подводимая к парогазовой установке энергия через камеру сгорания газовой турбины и паровой котел соответственно.

Этот показатель характеризует то количество энергии, которое подведено к установке через газотурбинную ее часть по отношению к полной подведенной энергии.

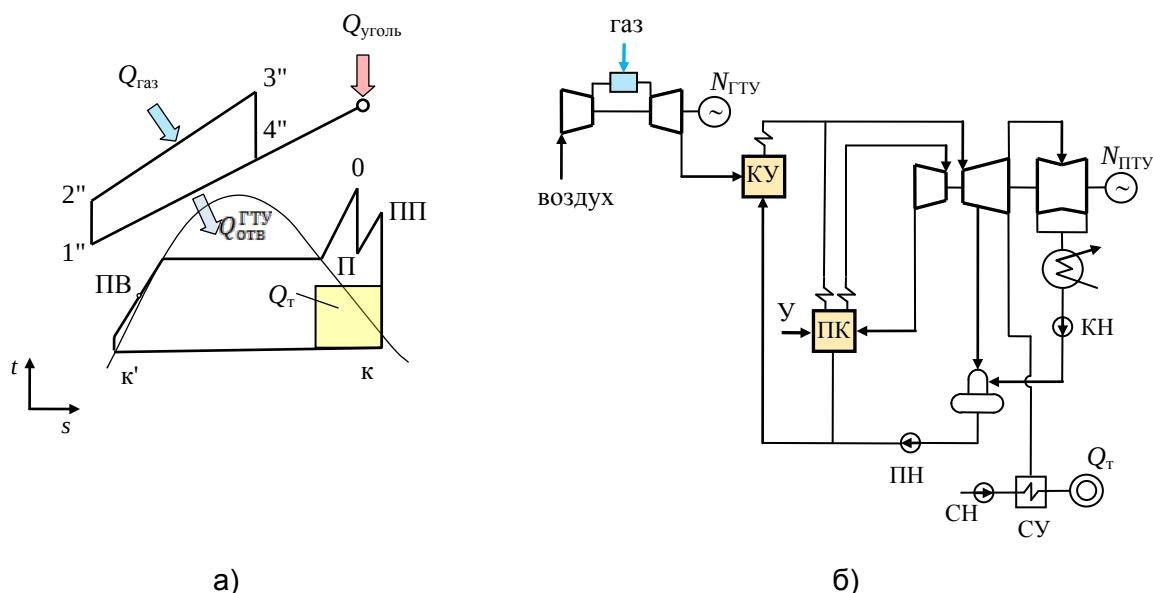


Рис. 1. Термодинамическая диаграмма (а) и тепловая схема (б) теплофикационной парогазовой установки с дожиганием угля (У) и коэффициентом бинарности меньше единицы

Термодинамическая особенность комбинированного теплофикационного цикла с бинарностью меньше единицы заключается в следующем. Подвод энергии осуществляют в двух местах (рис. 1-а): через камеру сгорания газовой турбины $Q_{\text{под}}^{\text{ГТУ}} = Q_{\text{газ}}$ для обеспечения работы в газотурбинной части (1 - 2 - 3 - 4 - 1, рис. 1-а) цикла и через паровой энергетический котел $Q_{\text{под}}^{\text{ПГУ}} = Q_{\text{уголь}}$ для обеспечения высоких параметров генерируемого пара в паросиловой части цикла. Отработавший в газовой турбине тепловой поток $Q_{\text{отв}}^{\text{ГТУ}}$ также передается в пароводяной (паросиловой) контур комбинированного цикла через котел-утилизатор. Полезную продукцию в виде электроэнергии получают как в газотурбинной, так и в паротурбинной (паросиловой) частях комбинированного цикла. Кроме того, паротурбинная установка имеет теплофикационный отбор, который обеспечивает отпуск теплоты потребителю $Q_{\text{т}}$, рис. 1-а. Наличие теплофикационного отбора обуславливает тип Т применяемой паровой турбины.

Технологическая схема, реализующая представленный термодинамический подход выглядит следующим образом, рис. 1-б. Воздух поступает в компрессор газотурбинной установки (ГТУ), сжимается и поступает с высоким давлением в камеру сгорания, где за счет сжигания газообразного топлива обеспечивается повышение его температуры. Затем горячий воздух и продукты сгорания топлива поступают в газовую турбину, где совершают работу с выработкой электроэнергии ($N_{\text{ГТУ}}$). Отработавший в газовой турбине поток направляют в котел-утилизатор (КУ), где обеспечивают генерацию пара средних параметров для работы в паротурбинной установке (ПТУ) с выработкой электроэнергии ($N_{\text{ПТУ}}$). При этом высокие параметры острого пара обеспечивают за счет сжигания топлива (в частности, угля), в паровом котле (ПК), а в котле-утилизаторе обеспечивают дополнительный по отношению к острому пару поток, который совмещают с паром промежуточного перегрева (процесс П-ПП, рис. 1-а) и направляют в среднюю часть паротурбинной установки. Таким образом, паровая турбина имеет проточную часть, в которой по мере расширения пара его расход увеличивается даже при наличии нерегулируемых отборов (на рис. 1-б не показано). Отработавший в паровой турбине пар поступает в конденсатор (К), где обеспечивается процесс конденсации (К-К', рис. 1-а) и затем конденсатным насосом (КН), а далее питательным (ПН) подается в котлы энергетический паровой и

утилизатор. Система регенерации на тепловой схеме представлена деаэратором. Кроме того, паровая турбина имеет теплофикационный отбор, пар из которого направляют в сетевую установку (СУ) для обеспечения отпуска теплоты Q_T потребителю.

КПД парогазовой установки можно определить по выражению [5]:

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{ГТУ}(1 - \eta_{ПГУ})\gamma + \eta_{ПГУ}, \quad (2)$$

где γ – коэффициент бинарности установки.

Вместе с тем, теплофикационная ПГУ может работать не только по электрическому, но и по тепловому графику нагрузки, когда $Q_T > 0$. В этом случае КПД паротурбинной части установки составит

$$\eta_{ПГУ} = \frac{N_{ПГУ}}{Q_{отв}^{ГТУ} + Q_{под}^{ПГУ} - Q_T}. \quad (3)$$

Тогда выражение (2) примет вид

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{ГТУ}(1 - \eta_{ПГУ})\beta + \eta_{ПГУ}. \quad (4)$$

В этом выражении теплофикационный показатель ПГУ

$$\beta = \frac{Q_{под}^{ГТУ}}{Q_{под}^{ПГУ} - Q_T}. \quad (5)$$

Теплофикационный показатель β характеризует отпуск теплоты парогазовой установкой и с учетом (1):

$$\beta = \frac{\gamma Q_{под}^{ПГУ}}{Q_{под}^{ПГУ} - Q_T}. \quad (6)$$

Откуда после несложных преобразований

$$\frac{Q_T}{Q_{под}^{ПГУ}} = \frac{\beta - \gamma}{\beta}. \quad (7)$$

Учитывая, что теоретически в исследуемой установке $0 < \frac{Q_T}{Q_{под}^{ПГУ}} \leq 1$, теплофикационный показатель β может принимать значения $\beta > 0$.

Для технически реализуемых теплофикационных ПГУ показатель β зависит от степени бинарности ПГУ γ и для установок близких к бинарному типу может принимать значения $\beta > 1$, так как лишь в этом случае могут быть получены сколь-нибудь значимые тепловые потоки на нужды теплофикации.

Для установок с невысокой степенью бинарности, в частности для установок с преимущественным сжиганием угля с ($\gamma \leq 0,5$) показатель β может принимать значения $0 < \beta \leq 1$.

Взаимосвязь между теплофикационным показателем (β) и степенью бинарности (γ) ПГУ имеет линейный характер и зависит от относительного отпуска теплоты ПГУ (величины теплофикационного отбора). В общем случае β растет с ростом γ , рис. 2.

Теплофикационная ПГУ характеризуется работой паротурбинной установки в теплофикационном режиме. С ростом комбинированной выработки электроэнергии, характеризуемой ростом КПД паротурбинной установки ($\eta_{ПТУ}$), растет и теплофикационный показатель β ПГУ. При этом для обеспечения высоких КПД ПГУ не следует стремиться к высоким значениям β .

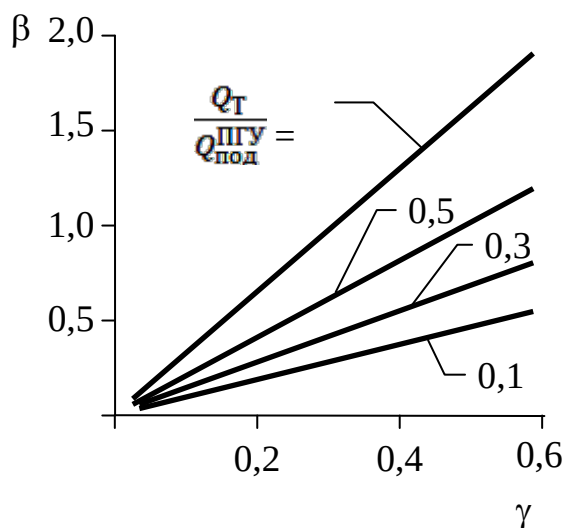


Рис. 2. Зависимость теплофикационного коэффициента (β) от коэффициента бинарности (γ) ПГУ для разных относительных мощностей теплофикационных отборов

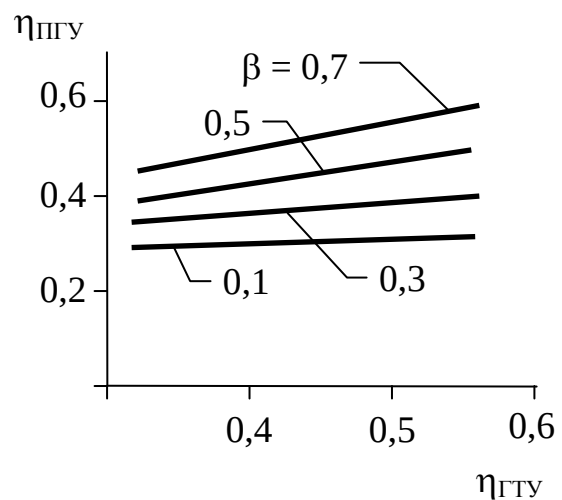


Рис. 3. Влияние КПД газотурбинной установки ($\eta_{ГТУ}$) на КПД ПГУ ($\eta_{ПГУ}$) при разных значениях теплофикационного коэффициента (β)

Влияние КПД газотурбинной установки на КПД ПГУ менее заметно, чем влияние теплофикационного показателя β . Чем больше доля теплофикационного отбора, тем выше КПД ПГУ, рис. 3.

Выводы:

1. Для исследования теплофикационных ПГУ с коэффициентом бинарности меньше единицы в методическое обеспечение введен теплофикационный показатель β .

2. Показано, что в общем случае теплофикационный показатель $\beta > 0$. Для двухтопливных установок, в частности с преимущественным использованием угля $0 < \beta \leq 1$. Для установок бинарного типа $\beta > 1$.

3. Показано, что влияние теплофикационного показателя β на КПД ПГУ в целом более заметно, чем КПД ГТУ.

Список литературы

1. Петреня Ю. К. История развития парогазового цикла в России. – Режим доступа: <http://www.combienergy.ru/stat/900-Istoriya-parogazovogo-cikla-v-Rossii-Perspektivy-razvitiya> : чтение с экрана.

2. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Бородихин И. В., Боруш О. В. ПГУ с преимущественным использованием твердого топлива // Проблемы энергетики, 2007. №3-4. С.13-22.

3. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Ловцов А. А. Энергосберегающая парогазовая технология реконструкции пылеугольной ТЭЦ. / Теплофизика и аэромеханика. 2002. Т.9. №3. С.445-449.

4. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Ловцов А. А. Эффективность реконструкции пылеугольных паротурбинных ТЭЦ в парогазовые путем газотурбинной надстройки и исследование показателей их функционирования. Новосибирск : Наука, 2002. 95 с.

5. Кирсанова Н. И. Термодинамика комбинированных циклов. / Энергетика и теплотехника : сборник научных трудов. Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2016. С.183-188.

УДК 621.311

П. А. Щинников, В. А. Кругбелый, П. В. Белявская (НГТУ, Новосибирск)

Эффективность ПГУ с дожиганием угля

Повышение эффективности топливоиспользования в энергетических установках – актуальная задача. Одним из путей повышения эффективности в области генерации энергии является применение ПГУ с

коэффициентом бинарности меньше единицы, что позволяет использовать в парогазовом цикле уголь с наиболее высоким КПД. В этом случае уголь сжигают для генерации пара высоких параметров, а сжигание газа применяют для нагрева воздуха в газотурбинной установке [1-9]. В этом случае уголь вовлекается в технологию комбинированного цикла с эффективностью использования недостижимой в других технологиях генерации энергии, характерных для данного вида топлива.

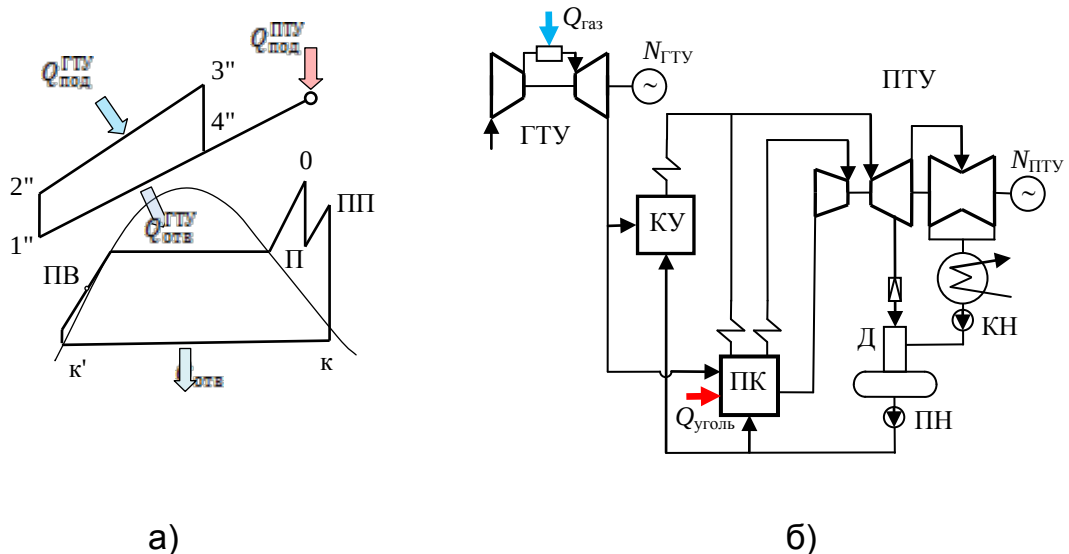


Рис. 1. Термодинамическая диаграмма (а) и тепловая схема (б) ПГУ с дожиганием угля

Термодинамическая особенность комбинированного цикла с дожиганием заключается в следующем. Подвод энергии осуществляют в двух местах (рис. 1-а) через камеру сгорания газовой турбины ($Q_{\text{ГТУ под}}$) для обеспечения работы в газотурбинной части (1'' - 2'' - 3'' - 4'' - 1'') цикла и в паровой энергетический котел ($Q_{\text{ПТУ под}}$), для обеспечения высоких параметров генерируемого пара в паросиловой части (0-П-ПП-к-к'-ПВ-0) цикла. Отрабатывший в газовой турбине тепловой поток ($Q_{\text{ГТУ отс}}$) также передается в пароводяной (паросиловой) контур комбинированного цикла через котел-утилизатор. Существует возможность использования указанного потока в качестве окислителя в энергетическом котле. В этом случае газы, отработавшие в газовой турбине, делятся на две части. Большую часть направляют в котел-утилизатор, а меньшую – в паровой энергетический котел. Полезную продукцию в виде электроэнергии получают как в газотурбинной ($N_{\text{ГТУ}}$), так и в паротурбинной или паросиловой ($N_{\text{ПТУ}}$) частях комбинированного цикла.

Технологическая схема, реализующая представленный термодинамический подход выглядит следующим образом, рис. 1-б.

С учетом подходов [10] КПД ПГУ можно определить по выражению

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ГТУ}}(1 - \eta_{\text{ПТУ}})\gamma + \eta_{\text{ПТУ}}, \quad (1)$$

где γ – коэффициент бинарности установки.

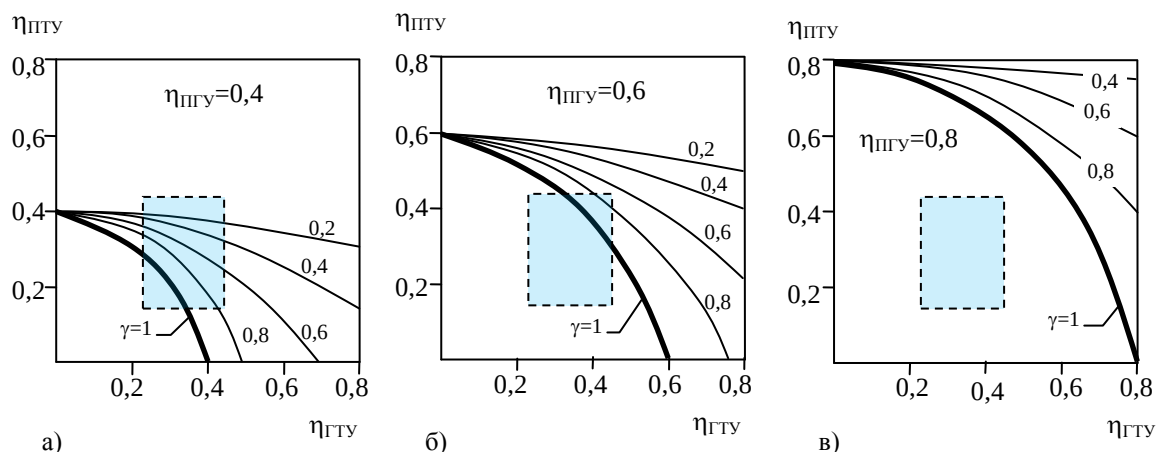


Рис. 2. Взаимозависимость КПД газотурбинной ($\eta_{\text{ГТУ}}$) и паротурбинной ($\eta_{\text{ПТУ}}$) частей парогазовой установки для КПД ПГУ ($\eta_{\text{ПГУ}}$) в диапазоне значений 0,4–0,8 и при переменном коэффициенте бинарности (γ); затененной областью показано технически достижимые значения: а – характеризует фактически освоенные значения технологическими установками; б – характеризует область передовых значений на «границе» достижимости технических решений; в – характеризует значения для перспективной техники

На основании выражения (1) построена зависимость $\eta_{\text{ПТУ}} = f(\eta_{\text{ГТУ}})$ для значений КПД ПГУ ($\eta_{\text{ПГУ}}$) принятых равными 40, 60 и 80-ти % и при изменяющемся коэффициенте бинарности, рис. 2. Можно видеть (рис. 2-б) что, например при $\eta_{\text{ГТУ}} \approx 44\%$ достижимо обеспечить КПД ПГУ ($\eta_{\text{ПГУ}}$) на уровне 60% при $\eta_{\text{ПТУ}} \approx 28\%$ и при $\gamma = 1$ (то есть для установок без дожигания топлива). В то же время при условии дожигания топлива в паровом котле обеспечивающего подвод теплоты на уровне 20% от общего подвода теплоты к установке ($\gamma = 0,8$) можно повысить $\eta_{\text{ПТУ}}$ до $\sim 40\%$, при сохранении $\eta_{\text{ПГУ}} = 60\%$. Затененной зоной на рисунке показана область достижимых (на современном этапе развития) технических решений, при этом левая часть (рис. 2-а) характеризует зону модернизационного потенциала действующих энергетических установок, не имеющих высоких энергетических и термодинамических показателей эффективности. Центральная часть (рис. 2-б) характеризует зону передовых современных установок, а правая часть (рис. 2-в) характеризует недостижимые

($\eta_{\text{ПГУ}} \sim 80\%$) сегодня показатели эффективности генерирующих энергетических установок.

При реализации ПГУ с бинарностью меньше единицы по представленной схеме (рис. 1-б) на основе газовой турбины аналогичной ГТЭ-110 (производитель НПО «Сатурн») расчетным путем получены технические и расходные характеристики установки, табл. 1.

Таблица 1

Основные технические характеристики ПГУ-370 с дожиганием топлива

Наименование показателя	Величина
Мощность ГТУ, МВт	130
Мощность ПТУ, МВт	240
Мощность ПГУ, МВт	370
КПД ГТУ (при температуре воздуха -5 °С), %	38,7
Давление острого пара, МПа	12,8
Температура острого пара, °С	540
Давление пара промежуточного перегрева, МПа	2,7
Температура промежуточного перегрева, °С	500
Температура выхлопных газов (при температуре воздуха -5 °С), °С	514
КПД ГТУ-нетто, %	46,5
Удельный расход условного топлива ПГУ, кг.у.т/кВт·ч	0,264
Удельный расход условного топлива ГТУ, кг.у.т/кВт·ч	0,318
Расход натурального топлива (газ с $Q_H^P = 36 \text{ МДж/м}^3$), тыс.м ³ /ч	33,6
Расход условного топлива на ПТУ, т.у.т/ч	53,4
Расход натурального топлива (уголь с $Q_H^P = 22, \text{ МДж/кг}$), т/ч	71,2
Коэффициент бинарности	0,44

Можно видеть, что при коэффициенте бинарности $\gamma = 0,44$ КПД-нетто ПГУ обеспечивается на уровне 46,5%. При этом КПД-нетто паротурбинной части установки увеличивается (по сравнению с $\gamma=1$) до ~34%, т. е. в ~2,5...2,8 раз. Это обусловлено высокими параметрами пара, которые обеспечивает сжигание угля в паровом котле.

Расчеты расходов топлива (табл. 2) ПГУ без дожигания ($\gamma = 1$) и с дожиганием ($\gamma = 0,44$) при сопоставимых условиях показывают, что ПГУ с дожиганием позволяет экономить более, чем в 2 раза газ, в случае использования угля в паровом котле. Это обеспечивает экономию более 500 млн руб. в год за счет разницы в стоимости разных видов топлив. Сопоставимые условия в данном случае не учитывают техническую возможность создания ПГУ с коэффициентом бинарности $\gamma = 1$ с более высоким КПД.

Таблица 2

Сравнение ПГУ с разным коэффициентом бинарности

Наименование показателя	ПГУ	
	$\gamma = 1$	$\gamma = 0,44$
Удельный расход условного топлива, кг.у.т./кВт·ч	0,264	0,264
Расход натурального топлива: газ, тыс.м ³ /ч уголь, т/ч	76,8 -	33,6 71,2
Годовой расход натурального топлива при 7000 часов использования установленной мощности: газ, млн. м ³ уголь, тыс.т	537 -	235 498
Стоимость* топлива, млн руб.	2953	2412

* при цене на газ 5500 руб./тыс.м³ и уголь 2250 руб./т.

Выводы:

1. Показано, что для ПГУ с бинарностью меньше единицы дожигание топлива в паровом энергетическом котле на уровне 20% от общего подвода энергии в 1,4 раза при сохранении неизменным КПД ПГУ в целом.

2. На взаимозависимостях КПД парогазовой ($\eta_{ПГУ}$) и паротурбинной ($\eta_{ПТУ}$) частях ПГУ выделена зона характеризующая модернизационный потенциал действующих энергетических установок не имеющих высоких энергетических и термодинамических показателей и зона создания новой и перспективной техники.

3. Показано, что годовая экономия для двухтопливной ПГУ с бинарностью меньше единицы ($\gamma = 0,44$) составляет более 500 млн руб. в год по сравнению с бинарной ПГУ ($\gamma = 1$) при сопоставимых условиях.

Список литературы

1. Петреня Ю. К. История развития парогазового цикла в России. – Режим доступа: <http://www.combienergy.ru/stat/900-Istoriya-parogazovogo-cikla-v-Rossii-Perspektivy-razvitiya>.
2. Создание и развитие парогазовых и газопаровых установок, их классификация. – Режим доступа: <http://energetika.in.ua/ru/books/book-3/part-1/section-3/3-8>.
3. Газотурбинные установки. Труды ЦКТИ. Под редакцией Ю. Г. Корсова и М. М. Иващенко. Санкт-Петербург, 2002. 218 с.
4. Дубинин А. Б. и др. Двухтопливные бинарные парогазовые установки с внешним сжиганием твердого топлива как средства экономии природного газа. Материалы XIX Международной конференции. Проблемы энергосбережения, безопасности, экологии в

промышленности и коммунальной энергетике. 12-16 июня 2006 г., Ялта, 2006 г. – Режим доступа: <http://www.teplota.org.ua/2015-07-27-dvuxtoplivnye-binarnye-parogazovye-ustanovki-s-vneshnim-szhiganiem-tverdogo-topliva-kak-sredstva-ekonomii-prirodnogo-gaza.html>.

5. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Бородихин И. В., Боруш О. В. ПГУ с преимущественным использованием твердого топлива // Проблемы энергетики, 2007. № 3-4. С.13-22.

6. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Ловцов А. А. Энергосберегающая парогазовая технология реконструкции пылеугольной ТЭЦ // Теплофизика и аэромеханика. 2002. Т.9. № 3. С.445-449.

7. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Ловцов А. А. Эффективность реконструкции пылеугольных паротурбинных ТЭЦ в парогазовые путем газотурбинной надстройки и исследование показателей их функционирования. Новосибирск: Наука, 2002. 95 с.

8. Григорьева О. К. Комплексное исследование ПГУ пылеугольных ТЭЦ с газовыми сетевыми подогревателями. Автореферат дисс. на соискание степени к.т.н. Новосибирск : НГТУ, 2006. 16 с.

9. Цанев С. В., Буров В. Д., Земцов А. С. Газотурбинные энергетические установки Москва : Издательский дом МЭИ, 2010. 428 с.

10. Кирсанова Н. И. Термодинамика комбинированных циклов // Энергетика и теплотехника : сборник научных трудов. Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2016. С.183-188.

УДК 621.311

П. В. Белявская, П. А. Щинников (НГТУ, Новосибирск)

Вариант ПГУ с преимущественным использованием твердого топлива

Повышение эффективности топливоиспользования в энергетических установках – актуальная задача. Одним из путей повышения эффективности в области генерации энергии является применение ПГУ с коэффициентом бинарности меньше единицы, что позволяет использовать в парогазовом цикле твердое топливо.

Вариант ориентирован на предприятия отечественного энергетического машиностроения [1].

Вариант парогазовой установки с преимущественным использованием твердого топлива заключается в следующем, рис. 1.



Паротурбинная установка обеспечивает выработку электроэнергии и представляет собой двухконтурную паровую турбину с системой регенерации, предназначенную для работы в составе ПГУ. Паровой котел обеспечивает паровую турбину острым паром (первый контур паровой турбины) и частично паром промежуточного перегрева (второй контур паровой турбины). Топливом для парового котла является уголь.

173

Для обеспечения автономности работы ГТУ и ПТУ схема ПГУ предусматривает установку двух дымовых труб. Далее предлагаются материальные и энергетические характеристики ПГУ с дожиганием топлива, работающей по предложенной схеме и при использовании газовой турбины, аналогом которой является ГТЭ-110 (производитель НПО «Сатурн») с параметрами, представленным в табл. 1.

Таблица 1

Основные показатели ГТУ

Наименование	Величина
Мощность, МВт	114
КПД (при $t_{\text{воздуха}} +15\text{ }^{\circ}\text{C}$), %	36
Степень повышения давления	14,7
Температура газов на выходе из КС, $^{\circ}\text{C}$	1210
Расход газов, кг/с	362
Температура газов на выходе из ГТ, $^{\circ}\text{C}$	517
Расход топлива, кг/час	22600

Котел-утилизатор в предлагаемой схеме предназначен для генерации части пара второго контура ПТУ с давлением 2,7 МПа и температурой 500 $^{\circ}\text{C}$ в количестве 30 кг/с, а также частичного вытеснения системы регенерации ПТУ.

КУ имеет три теплообменных контура. Основные расходные и тепловые характеристики КУ показаны на рис. 2.

Контур генерации пара имеет схему традиционного барабанного парового котла и включает три группы поверхностей нагрева: водяной экономайзер; испарительный контур и пароперегреватель, рис. 1.

Контуры высокого и низкого давлений представляют собой газоводяные теплообменники и предназначены для нагрева 20 кг/с питательной воды от температуры 160 до 218 $^{\circ}\text{C}$ при байпасе двух подогревателей высокого давления системы регенерации ПТУ и 111 кг/с основного конденсата от температуры 62 до 139 $^{\circ}\text{C}$ при байпасе двух подогревателей низкого давления системы регенерации ПТУ соответственно.

Расчеты котла-утилизатора проведены укрупненно на основе нормативного метода. Паропроизводительность котла-утилизатора составляет ≈ 110 т/час, его тепловая мощность по пару – ≈ 104 МВт; на контуре ВД – ≈ 20 МВт; на контуре НД – 65 МВт.

Паровая турбина относится к вновь проектируемому оборудованию и представляет собой новый класс паровых двухконтурных турбин, предназначенных для работы в составе ПГУ. Особенностью турбины является то, что расход пара в частях среднего и низкого давлений превышает расход острого пара, направляемый в голову турбины (часть высокого давления). Такое превышение обеспечивает за счет дополнительного контура по подготовке пара средних параметров. Как правило, дополнительный (второй) паровой контур работает параллельно с линией промежуточного перегрева пара [3].

Паровой котел предназначен для генерации пара высоких параметров за счет сжигания угля.

В предлагаемом варианте в качестве топлива используется композитное жидкое топливо (КаВУТ), приготовленное на основе кавитационных эффектов в специальных аппаратах.

КаВУТ дает возможность эффективно использовать угольный мелочь, которая обычно составляет значительную часть добычи.

Фракционный состав КаВУТа не превышает 5 мкм, что в сочетании с активной роли воды позволяет обеспечить высокую полноту сгорания и устойчивость процесса горения.

При сжигании КаВУТ в кипящем слое (с подачей топлива в виде капель) образуется наполняющие слой пористые угольные агломераты. Агломераты обладают прочностью, достаточной для длительного пребывания в слое, что способствует полноте выгорания топлива в слое и устойчивости процесса горения.

Расчет тепловой схемы представленной ПГУ проведен на основе уравнений теплового и материального балансов. Результаты расчетов представлены на рис. 1.

Основные технические показатели показаны в табл. 2.

Таблица 2

Основные показатели ПГУ

Мощность ГТУ, МВт	130
Мощность ПТУ, МВт	240
Мощность ПГУ, МВт	370
КПД ГТУ (при температуре воздуха –5 °С, %)	38,7
Температура выхлопных газов (при температуре воздуха –5 °С), °С	46,5

Продолжение табл. 2

Расход условного топлива на ПГУ, кг.у.т/кВт ^ч	0,264
Расход условного топлива на ГТУ, кг.у.т/кВт ^ч	0,318
Расход натурального топлива (тыс.м ³ /час)	33,6
Расход условного топлива на ПТУ, т.у.т/ч	53,4
Расход натурального топлива (КаВУТ с)	199,3

Вывод: Такая двухтопливная установка позволяет экономить газ и одновременно иметь эффективность 46,5%, недостижимую чисто угольными технологиями при мощности 340 МВт.

Список литературы

1. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Томилов В. Г. и др. Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2005. 528 с.
2. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Бородихин И. В., Боруш О. В. и др. ПГУ с преимущественным использованием твердого топлива. Энергетическая политика. Вып. 5, 2004. С. 52-57.
3. Щинников П. А., Ноздренко Г. В., Ловцов А. А. Эффективность реконструкции пылеугольных паротурбинных ТЭЦ в парогазовые путем надстройки и исследование показателей их функционирования. Новосибирск : Наука, 2002. 95 с.

УДК 662.7

А. Н. Мракин, А. А. Селиванов, А. А. Морев, А. В. Бармина
(СГТУ имени Гагарина Ю. А., Саратов)

Определение гранулометрического состава горючего сланца ситовым методом

В настоящее время наблюдается большой интерес к проблемам комплексного использования твердых топлив и особенно горючих сланцев [1, 2]. Такое их использование открывает возможность замены традиционного сырья (нефти и газа) для получения технологических газов [3], смолы и минерального наполнителя, а также формирования энерготехнологических кластеров по получению электрической и тепловой энергии.

При этом вне зависимости от применяемой технологии термохимической конверсии горючих сланцев, будь то кипящий слой или

установки с твердым теплоносителем, крайне важно иметь представление о гранулометрическом составе исходного сырья, поскольку от него зависят аэродинамические режимы работы, теплообмен в реакторе и в конечном итоге выход целевых продуктов [4].

Ситовый метод определения гранулометрического состава топлива заключается в рассеве его на ситах и определении выходов классов крупности [5].

В работе представлены результаты работы по определению гранулометрического состава добываемых горючих сланцев, полученных от ООО «Перелюбская горная компания», ведущего работы по разработке и испытанию горно-добывающей установки в Перелюбском районе Саратовской области на участке Коцебинского месторождения. Ход проведения испытания и обработка результатов выполнялись согласно [5, 6] для сухого ручного способа, при этом проба горючего сланца сушке не подвергалась.

Результаты ситового анализа, выполненного на ситах с размером ячеек 1000, 2000 и 4000 мкм представлены графически на рис. 1. При этом кривая полных остатков отражает интегральную, а кривая фракционных остатков – дифференциальную функции распределения массы горючего сланца по размерам его кусков. Интегральной кривой можно воспользоваться, когда требуется определить долю топлива, которую составляют частицы с размерами, большими или, наоборот, меньшими определенного значения. Дифференциальная кривая наглядно показывает качественный характер распределения массы топлива по размерам его частиц.

По результатам обработки опытных данных по рассеву навески горючего сланца, добытого с применением бесшахтной технологии по методу В. Н. Илясова (ООО «ПГК»), получено приближенное математическое описание интегральной кривой вида

$$R_x = 100 \cdot \exp(-b \cdot x^n), \quad (1)$$

где $b = 3,264 \cdot 10^{-11}$ – коэффициент, характеризующий степень общей измельченности топлива; $n = 3,004$ – коэффициент полидисперности, характеризующий степень неоднородности частиц по их размерам.

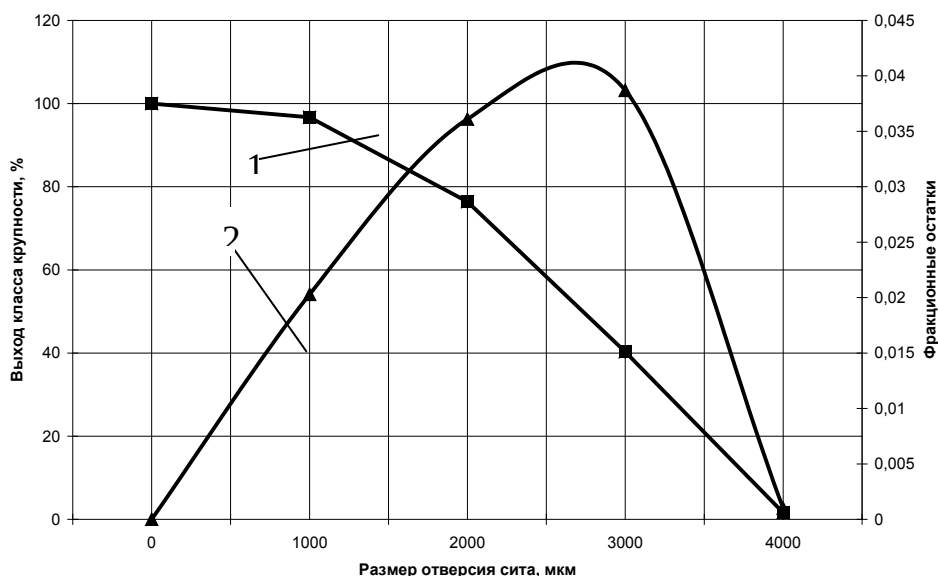


Рис. 1. Интегральная (1) и дифференциальная (2) кривые распределения массы топлива по размерам частиц

Из анализа рис. 1 видно, что по классификации ГОСТ 19242-73* горючий сланец, добываемый бесшахтным способом, может быть отнесен к классу крупности – штыб. Также из рассмотрения этого рисунка можно установить наиболее характерный размер частиц горючего сланца, который составляет 2–3 мм.

Необходимо отметить, что по коэффициенту полидисперсности, представленные горючие сланцы могут быть отнесены к топливам с весьма грубым помолом [7] и для их использования в энергетических установках требуются дополнительные топливоприготовительные аппараты. При этом более высокое значение коэффициента полидисперсности обозначает не только меньшую удельную затрату энергии на размол, но и меньшую потерю тепла от механического недожога [7].

При карьерной же добыче горючего сланца [8] размер частиц измельченной породы варьируется в зависимости от слоя в диапазоне 2–167 мм при среднем значении 43–77 мм, что предопределяет применение установок с твердым теплоносителем (процесс «Галотер») в качестве основных.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Республики Татарстан в рамках научного проекта №15-48-02313 «р_поволжье_a».

Список литературы

1. Блохин А. И., Зарецкий М. И., Стельмах Г. П., Фрайман Г. Б. Энерготехнологическая переработка топлив твердым теплоносителем. М. : Светлый СТАН, 2005. 336 с.
2. Волков Э. П. Энерготехнологическое использование сланца. М. : Издательский дом МЭИ, 2015. 480 с.
3. Мракин А. Н., Селиванов А. А., Морев А. А., Мингалеева Г. Р., Галькеева А. А., Савельев В. В. Получение технологических газов при термохимической конверсии горючих сланцев Поволжья // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2015. №10 (часть 3). С. 429-432.
4. Симонов В. Ф., Селиванов А. А., Мракин А. Н., Морев А. А., Афанасьева О. В. Разработка алгоритма расчета барабанного реактора полукоксования горючего сланца зольным теплоносителем // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. №10. С. 16-19.
5. Белосельский Б. С., Вдовченко В. С. Контроль твердого топлива на электростанциях. М. : Энергоатомиздат, 1987. 176 с.
6. Белосельский Б. С. Технология топлива и энергетических масел. М. : Издательство МЭИ, 2005. 348 с.
7. Хзмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства. М. : Энергия, 1976. 488 с.
8. Väizene V., Valgma I., Iskül R., Kolats MNurme., M., Karu V. High selective oil shale mining // Oil Shale. 2013. Vol. 30. №2S. P. 305-325.

УДК 621.18-6.004.15

**А. С. Ощепков, В. С. Пряткина, А. В. Рыжков, П. И. Абраменко,
Н. Н. Ефимов, А. А. Белов (ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск)**

К вопросу об интенсификации процесса воспламенения низкорреакционных углей

Низкорреакционные, высокозольные угли, поступающие на твердо-топливные ТЭС, плохо воспламеняются и горят. В этом случае на электростанциях вынуждены применять «подсветку» дополнительным более реакционным топливом – природным газом или мазутом. Существуют три направления интенсификации процессов горения твердых топлив: изменением конструкции топки котла и технологии сжигания топлива; изменением тонины помола; воздействием на окислитель, активируя кислород воздуха. В теплоэнергетике в той или иной степени все эти приемы широко применяются.

Как показали экспериментальные исследования [1, 2], такие

углеродные наноматериалы, как фуллерены, астралены [3], многослойные нанотрубки и другие аддукты нанокластеров углерода графенового типа способствуют фотофизическим реакциям образования синглетно-возбужденного состояния, контактирующего с ними молекулярного кислорода воздуха при воздействии на них электромагнитного излучения [4]. Синглетно-возбужденный, таким образом, молекулярный кислород практически сразу же переходит в высокостабильное синглетное состояние с энергией 0,97 эВ. При этом время жизни молекулярного кислорода в синглетно-возбужденном состоянии измеряется десятками и сотнями миллисекунд в реальных условиях [5] при нормальном давлении воздушной среды. Время жизни синглетно-возбужденного кислорода может достигать десятков минут. Этого более чем достаточно для участия в реакциях окисления топлива со значительно большей кинетической эффективностью, чем могут обеспечить известные формы активного кислорода (атомарный кислород и озон). Однако из экономических соображений при обработке, например, пылевидных твердых топлив в энергетических установках представляют интерес только те наноматериалы, использование которых возможно в дозах не более 0,05–0,001% по массе твердого топлива.

Таким образом, если в угольную пыль вводить углеродные наноматериалы в количествах 0,05–0,001% от массового расхода топлива, то при наличии мощного светового и терморadiационного излучения при горении в объеме топливо-воздушной смеси будет происходить образование синглетно-возбужденного кислорода, что приведет к интенсификации процессов воспламенения и горения твердого топлива.

Для экспериментальных исследований, проводимых в лабораторных условиях, была использована высокотемпературная печь. В навеску огневой камеры печи насыпалось определенное количество угля (2 г) с нанодобавкой и без нее. Концентрация нанодобавок варьировалась в процессе экспериментальных исследований от 0,01% масс. до 0,5% по массе. Температура в печи поднималась до температуры воспламенения топлива примерно 700 °С. В дальнейшем процесс выгорания угля контролировался автоматически в зависимости от времени. В качестве углеродных нанодобавок использовались астралены и «таунит». Эффект определялся при использовании астраленов производства ООО «НТЦ прикладных нанотехнологий» (г. Санкт-Петербург) и нанотрубок «таунит» производства «Нанотехцентр» (г. Тамбов).

На рис.1,а показана зависимость изменения температуры во времени в процессе воспламенения угля без добавки (С), а затем с добавлением

углеродных наноматериалов типа (астралены) 0,01% масс. (В) и 0,02% масс. (А). На рис. 1,б представлена такая же зависимость при воспламенении твердого топлива с углеродными нанодобавками типа «таунит» и без них с сохранением таких же пропорций добавок, как и в первом случае: горение без добавок – F, с нанодобавкой 0,01% масс. – E, с нанодобавкой 0,02% масс. – D. Как видно из графиков, при модификации твердого топлива нанодобавками скорость воспламенения возрастает, о чем свидетельствует более крутой наклон кривых (А, В, Е и D).

При огневом эксперименте оценка реакционной способности топлива с использованием нанодобавок проводилась по динамическим характеристикам процесса воспламенения, т.е. по наклону кривых разгона температуры А, В, С, Е, D, F, а также по величине постоянной времени разгона (T) и тангенсу угла наклона касательной к аperiодической кривой разгона температуры ($\operatorname{tg} \alpha = \Delta t_n / T_n$). На рис. 1.а и рис.1,б показаны величины T_1 , T_2 , T_3 , и угол α_n , где n – обозначает нумерацию кривых А, В, С, Е, D, F, для различных режимов горения. Анализ этих величин для различных случаев применения показывает также, что при сжигании угля с нанодобавками возрастает как реакционность топлива, так и максимальная температура горения.

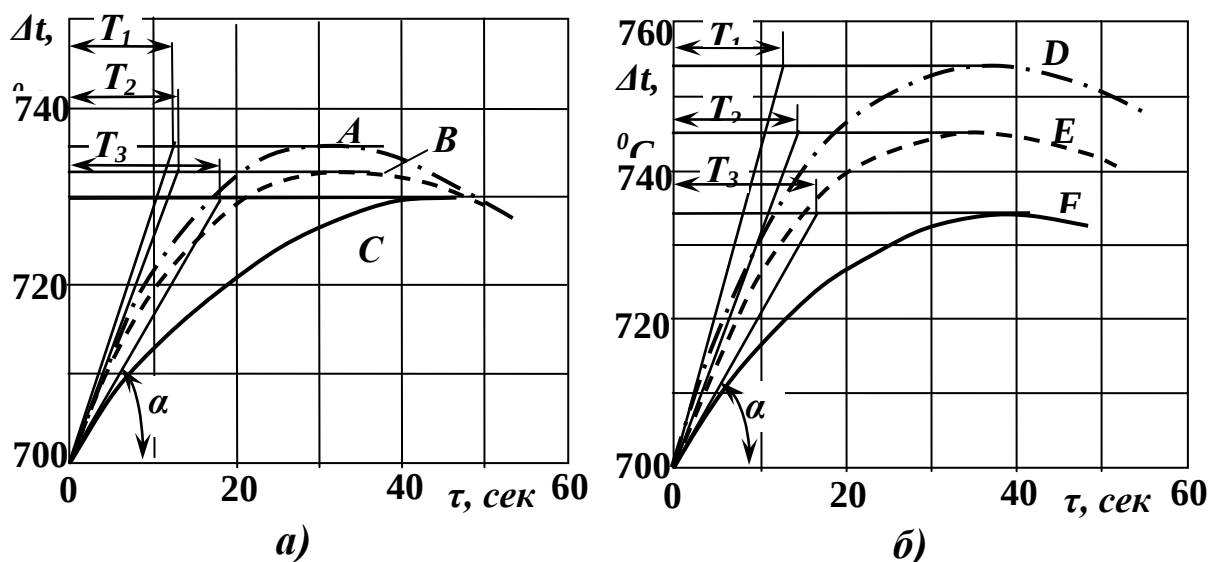


Рис. 1. Разгонные характеристики воспламенения угля с введенными добавками астраленов (а) и углеродного наноматериала «таунит» (б)

Анализ результатов экспериментов воспламенения угля и топлива с добавками показывает, что процесс носит аperiодический характер, который описывается дифференциальным уравнением первого порядка:

$$T \frac{dT}{d\tau} + \Delta t = k \Delta t,$$

где T – постоянная времени разгона динамических процессов;
 t – температура, °С; Δt – максимальная разность температур между началом и концом изменения температуры, °С; τ – время от начала изменения температуры в печи, с; k – коэффициент передачи.

Продифференцировав и преобразовав последнее уравнение можно получить уравнение по определению коэффициента передачи:

$$k = t / \{\Delta t [1 - \exp(-\tau/T)]\}.$$

Результаты расчета коэффициентов передачи при различных условиях изменения температуры в высокотемпературной печи приведены в табл. 1.

Таблица 1

Динамические характеристики процессов воспламенения угля для двух видов наномодифицированного твердого топлива

Параметр	Условия изменения температуры	Модификация	
		Астрален	«Таунит»
T	Воспламенение угля без добавок (контрольный опыт запуска печи)	18,0	17,0
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,01% масс.	12,8	14,0
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,02% масс.	12,0	12,0
Δt	Воспламенение угля без добавок	30,0	34,0
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,01% масс.	32,5	45,0
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,02% масс.	36,0	54,0
$\frac{\Delta t_n}{T_n}$	Воспламенение угля без добавок	1,67	2,0
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,01% масс.	2,54	3,21
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,02% масс.	3,0	4,5
k_n	Воспламенение угля без добавок	1,1074	1,112
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,01% масс.	1,056	1,071
	Воспламенение угля с нанодобавкой в 0,02% масс.	1,048	1,044

Анализ результатов сжигания угля марки АШ с нанодобавками показывают, что применение топлив с нанодобавками повышает интенсивность воспламенения и горения твердого топлива. Наибольший эффект при этом достигается при введении наноматериалов в топливо с концентрацией порядка 0,02% масс. Дальнейшее увеличение концентрации (0,05% по массе и более) не дает положительного эффекта. При увеличении концентрации нанодобавок (0,02–0,5% масс.) кривые зависимостей разгонных характеристик становятся неизменными, а при концентрации в 0,5% влияние нанодобавок приобретает отрицательный характер.

Список литературы

1. D.R. Snelling «Production of singlet oxygen in the benzene oxygen photochemical system». Chem.Phys.Letters, vol. 2, №5, pp. 346-348, 1968.
2. J.V. Arbogast, A.P. Darmany, Ch.S. Foote et al., «Photophysical properties of C₆₀» J. Chem. Physics, №95, p. 11, 1991.
3. Пономарев А.Н., Никитин В.А., Шахматкин Б.А., Каменев Ю.Б., Летенко Д.Г., Косицкий Д.В. «Астралены-углеродные наномодификаторы фуллероидного типа» // Труды ТПКММ, с. 147-154, М. : «Знание», 2004.
4. O.B. Danilov, I.M. Belousova, A.A. Mak, V.P. Belousov, A.S. Grenishin, V.M. Kiselev, F.V. Kris'ko, T.D. Murav'eva, A.N. Ponomarev, E.N. Sosnov «Fullerene-iodine laser (FOIL). Physical principles», Proceedings of SPIE, vol. 5479, pp.29-34, 2003.
5. Пономарев А.Н., Киселев О.И., Пиотровский Л.Б., Юдович М.Е. «Углеродосодержащие композитные нанонаполнители – возможность для фотодинамической защиты полимерных композиционных материалов» // Труды ТПКММ, с 82-87. М. : «Знание», 2006.

УДК 621.18:519.688

В. В. Копица, В. М. Горбачев, И. М. Кихтев (ООО НПП «Донские технологии»), Н. Н. Ефимов (ЮРГПУ(НПИ))

Имитационное моделирование рабочих процессов паровой турбины мощностью 250 кВт, работающей на сверхкритических параметрах пара

На выходе утилизационной установки с гидротермальной деструкцией бытовых и промышленных отходов появляется пар сверхкритических параметров, что потребовало создание паровой турбины мощностью 250 кВт на такие параметры. Основным этапом проектирования паровой турбины, являлось проведение имитационных исследований для проверки правильности принятых технических решений и получения рабочих характеристик агрегата.

В ООО НПП «Донские технологии», опираясь на ранее полученные результаты [1–3], в рамках выполнения соглашения о предоставлении субсидии № 14.579.21.0123 от 27.10.2015 г. была спроектирована трехступенчатая паровая турбина электрической мощностью 250 кВт, работающая на сверхкритических параметрах свежего пара, для которой была разработана и апробирована имитационная модель. Расчетная схема такой модели представлена на рис. 1.

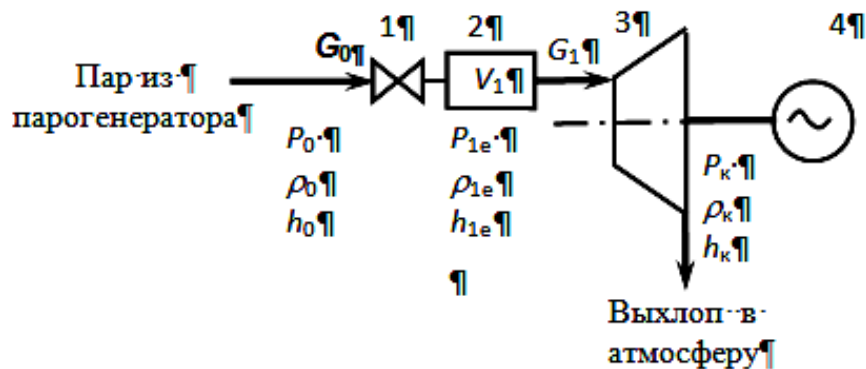


Рис. 1. Расчетная схема установки: 1 – регулирующий клапан; 2– емкость парового пространства с объемом V_1 ; 3 – турбина; 4 – электрогенератор

При анализе устанавливалась зависимость крутящего момента турбины от расхода пара и частоты вращения ротора. Для вывода этой зависимости были использованы результаты расчета переменных режимов осевой 3-ступенчатой турбины при изменении частоты вращения, расхода пара. В табл. 1 приведены значения мощностей турбины N_z (кВт) и крутящего момента турбины M_T (Н·м) при различных расходах пара G_p (кг/с) и частотах вращения ротора турбины ω (об/с).

Таблица 1

Зависимость мощности от частоты вращения и расхода пара турбины

Расход пара G_n , кг/с	Мощность N_z , кВт / крутящий момент, M_T , Н·м при ω , об/с				
	0	100	200	300	400
0,365	0/249,3	127,5/203,0	186/148	183,7/97,5	139,1/55,4
0,4413	0/329,9	168,8/268,7	245,97/195,7	242,3/128,6	184,3/73,3
0,5132	0/418,8	214,26/341,0	312,2/248,5	308,4/163,6	233,4/92,9

Для построения системы дифференциальных уравнений приняты следующие относительные переменные: μ_T – относительный крутящий момент, g_n – относительный расход пара, $a_1 \dots a_n$ – поправочные коэффициенты, φ – относительная частота вращения, v_ω – мощность. Относительные значения рассчитываются по формуле (1):

$$\mu_T = M_T / M_{T0}; \quad g_n = G_n / G_{n0}; \quad \varphi = (\omega - \omega_n) / \omega_n; \quad v_\omega = N_n / N_{n0}. \quad (1)$$

На рис. 2 представлены зависимости относительных крутящих моментов μ_T (при различных относительных частотах вращения φ), а также коэффициентов a_i и a_j от относительного расхода пара g_n в диапазоне от 0.0 до 1.2.

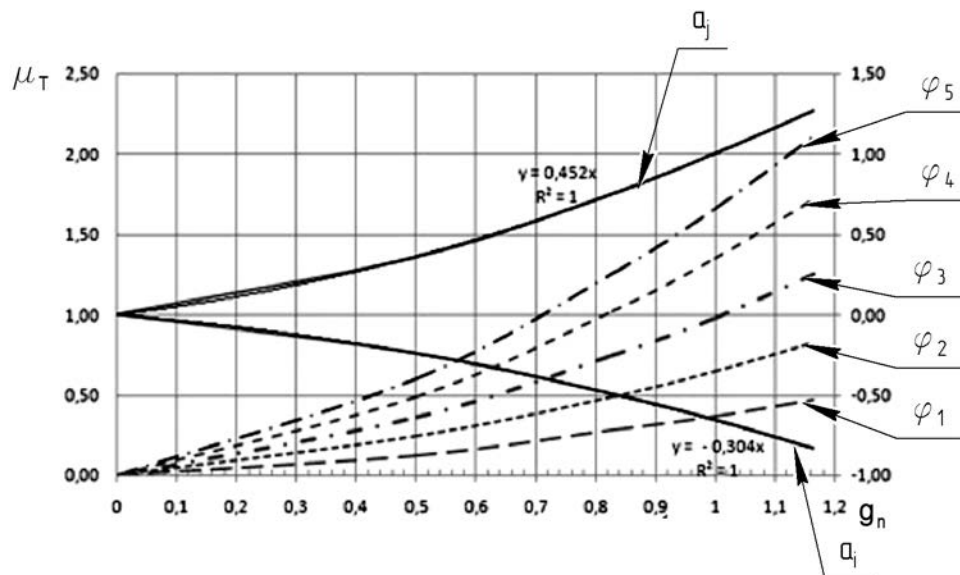


Рис. 2. Зависимости относительных крутящих моментов μ_T , а также коэффициентов a_i и a_j от относительного расхода пара g_n и частоты вращения φ

Графики имеют криволинейные зависимости, поэтому построением в Excel трендов по линиям $a_i = f_i(g_n)$ и $a_j = f_j(g_n)$ получены аппроксимирующие уравнения квадратичного вида: $a_i = a_n g_n^2 + a_{n+1} g_n$ и $a_j = a_m g_n^3 + a_{m-1} g_n$. Окончательная формула для расчета относительного крутящего момента турбины имеет вид (2):

$$\mu_T = (-0,3535g_n - 0,3047) g_n \varphi + (0,551g_n + 0,4521) g_n \quad (2)$$

Рассчитанные по этой формуле значения μ_T при различных значениях g_n и φ представлены в табл. 2. Максимальная погрешность аппроксимации не превышает 3,3%.

Таблица 2

Значения μ_T при различных значениях g_n и φ

Относительный расход пара	Расчетный относительный крутящий момент, μ_T ,				
	-1,00	-0,50	0,00	0,50	1,00
0,0000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,8277	1,246	0,999	0,752	0,504	0,257
1,0000	1,661	1,332	1,003	0,674	0,345
1,1637	2,106	1,689	1,272	0,856	0,439

В результате полученных данных на рис. 3 построена зависимость расхода пара турбины от мощности $g_n = f(v_3)$ при различных значениях φ .

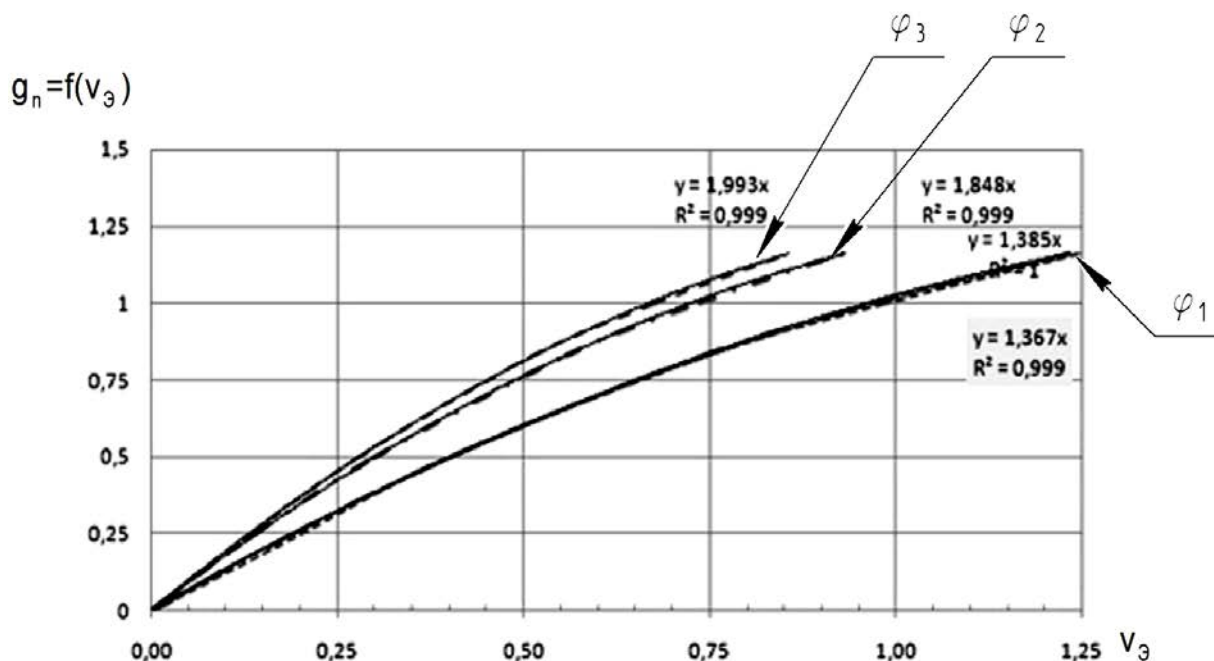


Рис. 3. Зависимость $g_n = f(v_3)$ при различных значениях φ

Таким образом, окончательное уравнение для расхода пара, обеспечивающего заданную мощность турбины, при различных частотах вращения φ , имеет вид (3):

$$g_n = f(v_3) = (a_i \varphi^2 + a_{i-1} \varphi + a_{i-2}) \cdot v_3^2 + (a_j \varphi^2 + a_{j-1} \varphi + a_{j-2}) \cdot v_3. \quad (3)$$

Путем аппроксимации получены зависимости крутящего момента турбины от расхода пара и частоты вращения ротора турбины, а также уравнение для обратного расчета расхода пара, необходимого для обеспечения заданной мощности турбины при различных частотах вращения ее ротора, которое позволило получить предварительные рабочие характеристики проектируемой паровой турбины.

Список литературы

1. Ефимов Н.Н., Копица В.В. и др. Микроэнергокомплекс по утилизации промышленных отходов и производству электроэнергии на сверхкритические параметры парогазовой смеси // Научное обозрение. 2016. № 18. С. 215-221.
2. Копица В.В., Горбачев В.М. и др. Имитационные исследования интеллектуальной системы контроля и управления микроэнергетического комплекса // Научное обозрение. 2013. № 9. С. 403-409.
3. Ефимов Н.Н., Паршуков В.И. и др. Микротурбинная установка для эффективного энергоснабжения автономных индивидуальных потребителей // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. 2013. № 1. С. 51-55.

Д. В. Степовой (АЧИИ Дон ГАУ), В. В. Копица (ООО НПП «Донские технологии»), Н. Н. Ефимов, И. Я. Шестаченко (ЮРГПУ(НПИ))

Прочностной анализ вала и рабочих колес паровой турбины мощностью 250 кВт

Анализ механической прочности конструкций является неотъемлемой частью процесса проектирования новой техники во всех областях машиностроения. Особенно это касается задач, решаемых при разработке турбомашин, так как их конструкция включает детали и узлы, вращающиеся с большими угловыми скоростями и работающие в условиях высоких температур. К таким агрегатам предъявляются особые требования по механической прочности, вибрационной устойчивости и надежности.

Вместе с тем в настоящее время актуальной мировой тенденцией является внедрение методов проектирования, основанных на широком использовании ЭВМ на всех его этапах – начиная от предварительных расчетов и заканчивая подготовкой конструкторской и технологической документации. Применительно к прочностным расчетам это касается активного использования для этих целей метода конечных элементов (МКЭ), позволяющего рассматривать напряженное состояние проектируемой конструкции на основе непосредственного численного решения уравнений теории упругости [1, 2]. Такой подход позволяет решать задачи, которые недоступны классическим методам теории прочности и дает, по сравнению с ними, следующие преимущества:

- точный учет сложной геометрии деталей и распределения массы в них;
- наличие избыточных связей (для статически неопределимых систем), которые автоматически учитываются и не требуют модификации метода;
- более точный расчет распределения механических напряжений в теле деталей, и определения концентраторов механических напряжений;
- учет контактных взаимодействий между деталями рассчитываемого узла;
- учет нелинейных свойств используемых материалов.

В данной работе рассматривается применение универсального пакета ANSYS к прочностному расчету паровой мини-турбины ПМТ-250 мощностью 250 кВт, разработанной ООО НПП «Донские технологии» [3].

Объектом исследования является ротор осевой трехступенчатой паровой турбины ПМТ-250, предназначенной для вращения электрического генератора. Эскизный чертеж турбины представлена на рис. 1.

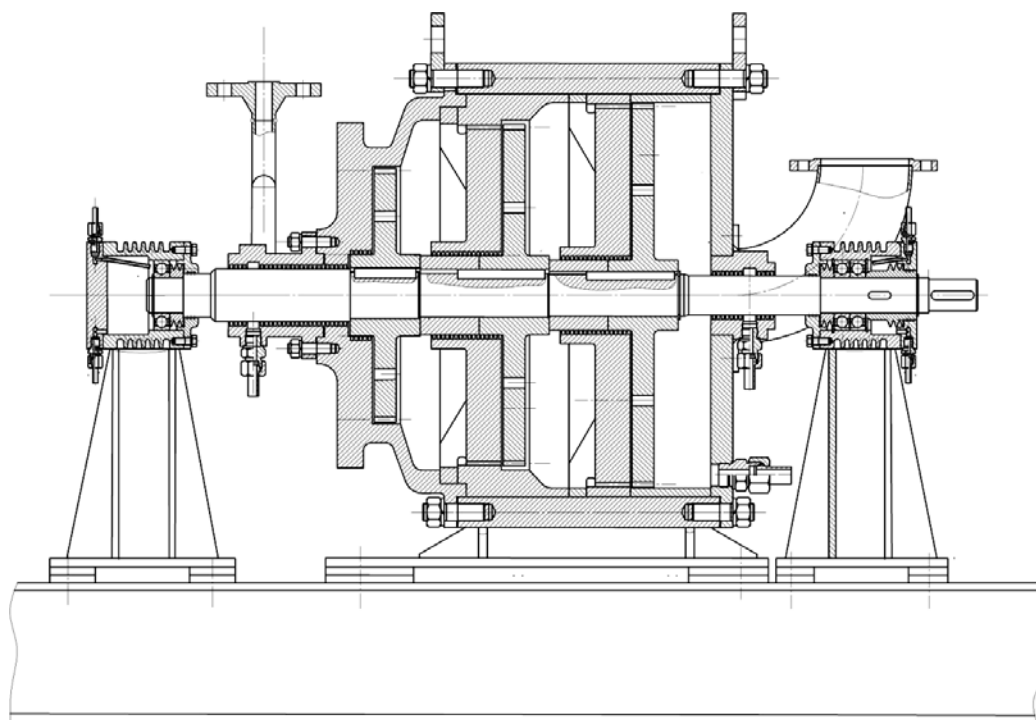


Рис. 1. Трехступенчатая паровая турбина мощность 250 кВт

Конструкция ротора образована валом и тремя турбинными колесами. Вал турбины опирается на радиальный *A* и сдвоенный радиально-упорный *B* подшипники (рис. 2).

Колеса турбины снабжены осевыми лопатками прямоугольной формы высотой 6 мм. Взаимодействие лопаток с потоком пара приводит к появлению на валу крутящих моментов M_{si} , где $i = 1 - 3$. Со стороны рабочей машины (редуктора и генератора) к валу турбины приложен момент сил сопротивления M_c . Кроме того турбина находится под действием силы тяжести. Номинальная частота вращения вала турбины $n = 12000$ об/мин, поэтому при прочностном расчете следует учитывать инерционные нагрузки, действующие на детали ротора, которые оказывают решающее влияние на возникающие в его материале механические напряжения.

Стоит задача определения оценки прочности турбины при работе в номинальном режиме путем определения максимальных эквивалентных механических напряжений, возникающих в деталях ротора.

Современная методика прочностных расчетов предусматривает использование метода конечных элементов. МКЭ – это численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными,

а также интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики.

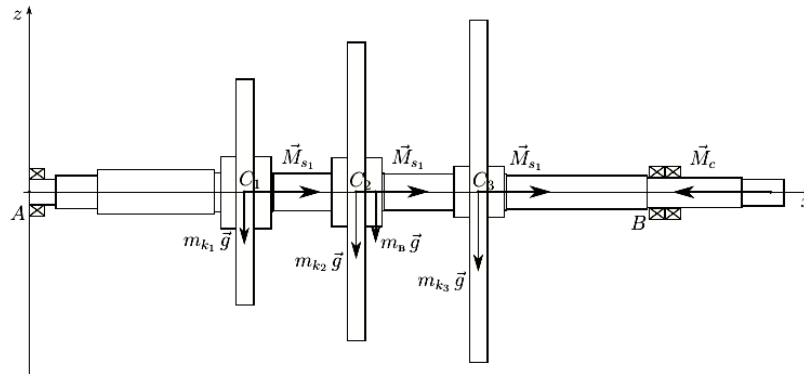


Рис. 2. Схема активных нагрузок, приложенных к валу турбины

При получении численного решения для напряжений в теле деталей было выполнено разбиение геометрической модели конечно-элементной сеткой. Эта операция выполняется ANSYS автоматически и учитывает характер геометрии анализируемой системы. Сетка, использованная при решении рассматриваемой задачи изображена на рис. 3.

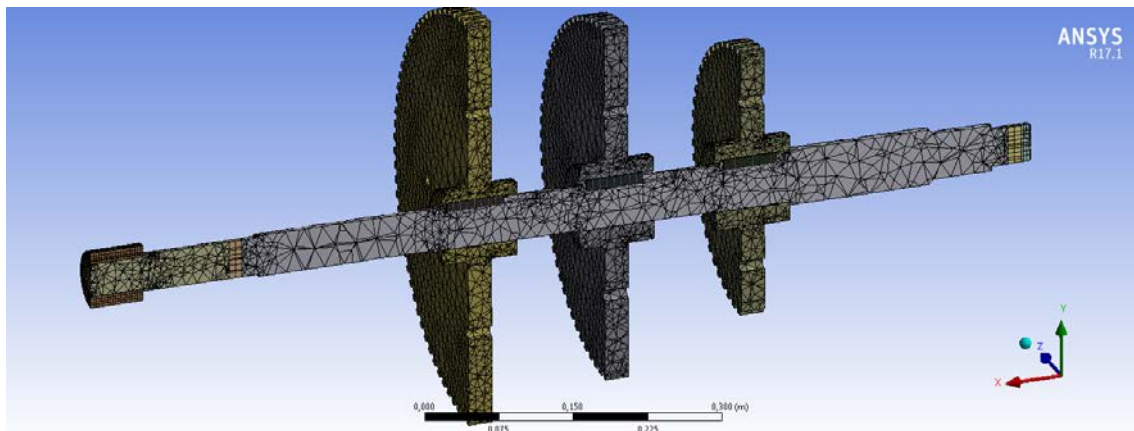


Рис. 3. Конечно-элементная сетка для расчета напряжений в модели подвижной части турбины

Для проведения расчета используется модуль статического анализа (Static Structural) ANSYS. Для учета инерционных нагрузок, возникающих при вращении турбины применен принцип Даламбера. Расчет производится во вращающейся (неинерциальной) системе отсчета, жестко связанной с муфтой рабочей машины и вращающейся с номинальной угловой скоростью ω . При решении задачи использованы средства твердотельного компьютерного моделирования и программное обеспечение для расчета механических напряжений методом конечных элементов.

Оценка напряженного состояния подвижных элементов турбины выполнена путем расчета эквивалентных напряжений по фон Мизесу с последующим сравнением их с допускаемым значением напряжения. В качестве допускаемого напряжения выбран предел текучести материала $[\sigma] = \sigma_T$ (рис. 4).

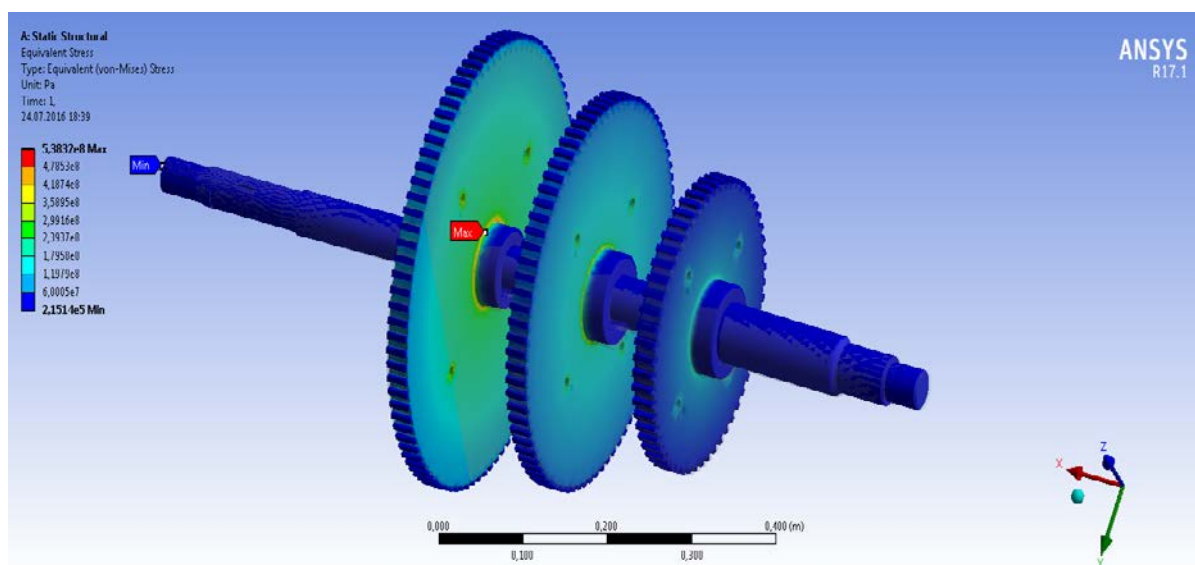


Рис. 4. Распределение эквивалентные напряжений фон Мезиса в подвижных элементах турбины

Рассмотренная задача прочностного анализа конструкции малой паровой турбины при проектировании, показала, что рабочие диски турбины имеют точки с повышенным механическим напряжением, поэтому для обеспечения требуемой прочности рабочих колес предложен титановый сплав В1-0.

Список литературы

1. Богомолова Т.В., Мельников О.В. Применение ANSYS-FLUENT для прочностных расчетов рабочих лопаток последних ступеней турбин // Электронный журнал «Труды МАИ». 2013. № 66. С. 11–21.
2. Богомолова Т.В. Последние ступени паровых турбин : учебное пособие. М. : Изд-во МЭИ, 2008. 68 с.
3. Ефимов Н.Н., Копица В.В. и др. // Микроэнергокомплекс по утилизации промышленных отходов и производству электроэнергии на сверхкритические параметры парогазовой смеси. Научное обозрение. 2016 № 18. С. 215-221.

В. Е. Семук, Н. В. Пантелей (БНТУ, Минск)

Коррозионные повреждения дисков и лопаточного аппарата паровых турбин и мероприятия по их предотвращению

Коррозионные повреждения рабочих лопаток различной интенсивности в виде язвенной коррозии, коррозионной усталости и коррозионного растрескивания под напряжением, часто связанных с поломками лопаток, наблюдаются в зоне фазового перехода (зона влажного пара от состояния сухого насыщенного пара до влажности порядка 6%) практически на всех типах конденсационных и теплофикационных турбин как без промперегрева, так и с промперегревом, работающих с барабанными и прямоточными котлами. Коррозионные повреждения лопаточного аппарата обычно локализуются в начальной зоне фазового перехода, однако при существенном ухудшении качества свежего пара перед турбиной могут подвергаться коррозионным повреждениям рабочие лопатки всех ступеней, работающих в области влажного пара.

Можно констатировать, что коррозионные повреждения рабочих лопаток турбин в зоне фазового перехода появляются на тех тепловых электростанциях, где по разным причинам не обеспечивается необходимый уровень качества свежего пара перед турбинами. В этих условиях коррозионная повреждаемость зависит также от длительности эксплуатации турбин и может проявляться уже при небольшой наработке.

У большинства турбин в зоне фазового перехода (ЗФП) используются насадные диски.

Наиболее распространенными местами коррозионного растрескивания дисков являются зоны: продольного шпоночного паза (85%), разгрузочных отверстий (80%), заклепочных соединений (30%), ступичной части и полотна диска (10%). На отдельных турбинах обнаруживали повреждения одновременно нескольких дисков и на одном диске несколько зон повреждений.

Причины возникновения коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата

Одной из причин возникновения коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата является качество свежего пара. Процесс

коррозионного повреждения элементов проточной части турбины в зоне фазового перехода комбинированный и протекает в присутствии коррозионно-агрессивных примесей в свежем паре и при повышенных механических напряжениях.

Коррозионно-агрессивными примесями свежего пара являются соединения натрия (NaCl , NaOH , Na_2SO_4), NH_4Cl , соединения кальция и магния (CaCl_2 , MgCl_2), оксиды меди и железа высших степеней валентности (CuO и Fe_2O_3), органические и неорганические кислоты. Хлориды и сульфаты выполняют роль депассиваторов, разрушающих защитную пленку на поверхности металла; ионы трехвалентного железа и двухвалентной меди являются деполяризаторами, стимулирующими развитие локальных коррозионных процессов; ионы натрия в особенности при наличии едкого натра вызывают межкристаллитное коррозионное растрескивание. Органические соединения вносят с собой хлориды, сульфаты, натрий, кремниевую кислоту и др. Продукты термоллиза органических соединений способны понижать pH первичного конденсата, стимулируя интенсивность коррозионных повреждений металла в зоне фазового перехода. Коррозионные повреждения элементов проточной части турбины происходят в результате общей и язвенной коррозии, коррозионной усталости (преимущественно рабочие лопатки), коррозионного растрескивания под напряжением (в основном диски).

Коррозионная стойкость металла дисков и лопаток

Коррозионная повреждаемость дисков связана с механическими и химическими свойствами стали. Насадные диски паровых турбин изготавливаются в основном из сталей 34ХН1М, 34ХН3М, 35ХН1М2ФА и 30Х2НМФА. Указанные стали имеют одинаковую сопротивляемость коррозионному растрескиванию. Установлено, что одним из путей повышения сопротивления коррозионному растрескиванию является снижение в стали вредных примесей, углерода и газов и уменьшение неоднородности их распределения в объеме металла между границами и телом зерна. Хороший результат получен также при внедрении процесса раскисления стали углеродом в вакууме (УВРВ).

Коррозионная стойкость лопаточных сталей

Как правило, зарождению коррозионно-усталостной трещины предшествует образование на поверхности лопаток коррозионных язв или питтингов, которое можно наблюдать задолго до разрушения лопаток. По степени изъязвления поверхности лопаток конкретных ступеней можно с определенной точностью прогнозировать их эксплуатационную надежность. Кроме того, имеется принципиальная возможность по морфологии язв, их

распределению судить о той коррозионно-активной среде, которая сформировалась на поверхности лопаток в данной зоне.

На рис. 1 и 2 приведены номограммы, характеризующие склонность широко применяемой лопаточной стали 20X13Ш к питтингообразованию. С учетом условий эксплуатации лопаток 3-х и 4-х ступеней ЧНД турбин К-300-240 по степени их изъязвления с помощью этих номограмм установлено, что на поверхности этих лопаток концентрация хлоридов может превышать 100 мкг/см^2 , а на лопатках 5-х ступеней этих турбин концентрация хлоридов обычно находится на уровне $10\text{--}100 \text{ мкг/см}^2$.

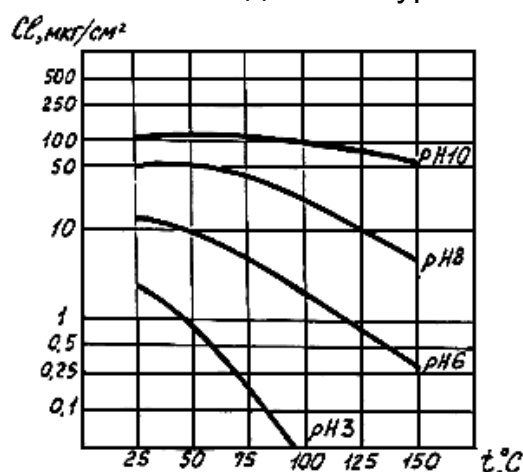


Рис. 1. Зависимость критической концентрации хлор-ионов Cl^- от температуры $t, ^\circ\text{C}$ и pH для стали 20X13Ш

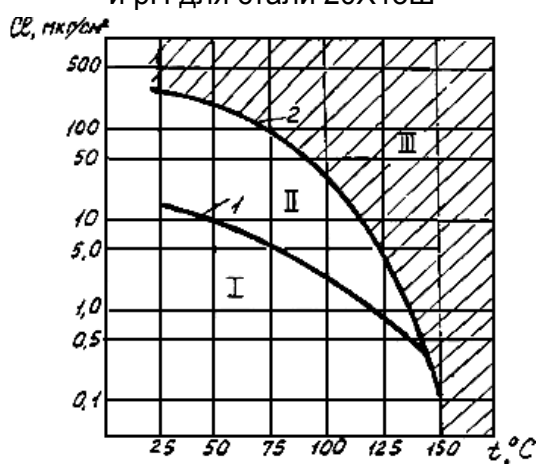


Рис. 2. Зависимость процесса коррозии стали 20X13Ш от концентрации хлор-ионов Cl^- и температуры среды $t, ^\circ\text{C}$ при pH 6: критическая концентрация хлоридов при: 1 – зарождении питтингов; 2 – активировании поверхности; зоны: I – отсутствия коррозионных повреждений; II – питтингообразования; III – активирования поверхности (общая коррозия)

Усталостная прочность лопаток существенно зависит от коррозионной поврежденности поверхности. В качестве критериев эксплуатационной

надежности рабочих лопаток, работающих в зоне фазового перехода турбин, целесообразно принять степень коррозионной поврежденности поверхности, выраженную диаметром самых крупных язв и определенную расчетным либо опытным путем из данных анализа результатов исследования разрушенных в эксплуатации лопаток.

Для оценки коррозионного состояния поверхности лопаток целесообразно использовать две шкалы: 1 – классифицирующую коррозионную поврежденность лопаток (таблица 1) по максимальному диаметру язв (для оценки степени снижения усталостной прочности лопаток); 2 – классифицирующую лопатки (таблица 2) по плотности распределения язв (для накопления информации, которая поможет со временем получить данные о состоянии коррозионной среды).

Таблица 1

Шкала I. Максимальные размеры язв

Классификационная группа	Максимальный размер язв, мм	Коэффициент влияния коррозии
1 балл	0,1	< 1,2
2 балл	0,1-0,5	1,2-1,5
3 балл	0,5-1,0	1,5-1,7
4 балл	1,0-2,0	1,7-2,1
5 балл	2,0-4,0	2,1-2,9
	И (или) травление поверхности	
6 балл	Общая коррозия с потерей профиля	> 2,9

Таблица 2

Шкала II. Плотность распределения язв

Классификационная группа	Плотность язв, шт./см ²
А	до 2
Б	2-10
В	10-100
Г	более 100

Режимы эксплуатации энергетических установок и отклонения в условиях их работы

Температура свежего пара и промперегрева оказывает влияние на уровень температуры фазового перехода. Экспериментальные исследования отечественных и зарубежных авторов указывают на существенное влияние температуры среды на скорость протекания коррозионных процессов. Температура среды в зоне фазового перехода, в которой происходят коррозионные процессы, зависит от конструктивного выполнения турбины и параметров свежего пара и промежуточного перегрева пара.

Таким образом, для предотвращения коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата турбины необходимы:

1. Контроль за металлом насадных дисков.
2. Контроль за металлом рабочих лопаток.
3. Нормирование качества свежего пара перед турбинами.
4. Автоматизированный химический контроль за качеством свежего пара.
5. Применение ингибирующих присадок в пар перед зоной фазового перехода турбины.
6. Выбор материала дисков и рабочих лопаток ступеней турбин в зоне фазового перехода при высокой минерализации исходной воды.
7. Консервация оборудования турбинных установок при их останове.

Список литературы

1. РД 34.30.507-912, М.: изд-во ВТИ, 1993.
2. РД 34.37.303-88, М.: изд-во ВТИ, 1993.
3. РД 34-20.591-87, М.: изд-во ВТИ, 1987.

УДК 621.181

Е. В. Богдан, Н. Б. Карницкий (БНТУ, Минск)

Повышение эффективности использования детандер-генераторных установок на тепловых электростанциях

Получение электрической энергии с применением ресурсосберегающих и природоохранных технологий становится все более актуальным. Одно из таких направлений – использование потенциальной энергии

природного газа высокого давления магистральных газопроводов с применением детандер-генераторных установок (ДГУ).

Одним из наиболее важных направлений в области энергосбережения является решение проблемы рекуперации энергии избыточного давления природного газа на узлах его редуцирования. Из магистральных газопроводов, давление в которых поддерживается компрессорными газоперекачивающими станциями на уровне 5,5–7,5 МПа, газ поступает в промышленные и городские системы газоснабжения через газораспределительные станции (ГРС), на которых давление газа снижают до необходимой величины и поддерживают на постоянном уровне. Дальнейшее обеспечение потребителей газом требуемых параметров производится через газорегуляторные пункты (ГРП), где давление снижается в различных пределах: для потребителей I категории оно составляет, как правило, 1,2 МПа, II – 0,6 МПа, перед ГРП ТЭЦ – 1,2–2,6 МПа. Таким образом, одним из способов экономии энергетических ресурсов может служить использование потенциала природного газа в ГРС и ГРП с частичным возвратом энергии, затраченной на сжатие природного газа для его транспортировки. Основным путем его реализации является замена дроссельных устройств ГРС и ГРП детандер-генераторными установками, предназначенными для выработки электроэнергии [1].

В Беларуси турбодетандерные технологии известны с 2000 года. На Лукомльской ГРЭС были внедрены два детандер-генераторных агрегата мощностью 5 и 2,5 МВт, на Минской ТЭЦ-4 установлены две утилизационные детандер-генераторные энергетические установки суммарной мощностью 5 МВт. В 2008 году введена в эксплуатацию детандер-генераторная установка УТДУ-4000 электрической мощностью 4 МВт на Гомельской ТЭЦ-2.

Следует отметить, что еще на этапе разработки детандер-генераторной установки были учтены следующие факторы, обусловленные характером эксплуатации в составе Гомельской ТЭЦ-2:

1) значительные сезонные и суточные колебания расхода газа через ГРП ТЭЦ (от 30 000 до 150 000 нм³/ч), вызванные неравномерностью загрузки оборудования ТЭЦ, и связанная с этим необходимость поддержания давления на входе в котлы в узком диапазоне давлений от 0,072 до 0,09 МПа (абс.);

2) повышенные требования к надежности работы детандер-генераторной установки, через которую должно проходить 80% всего

расхода газа, поступающего на ТЭЦ, обеспечивающей электрической и тепловой энергией потребителей г. Гомеля и Гомельской области;

3) необходимость обеспечения стабильности давления в газопроводе низкого давления (за ДГУ) не только при нормальных, но и при аварийных остановках ДГУ (до момента вступления в режим регулирования автоматики ГРП);

4) все процессы управления ДГУ, а также перевода функций регулирования давления (в газопроводе низкого давления, идущего к котлам ТЭЦ) от ДГУ при запуске, наборе нагрузки и останове ДГУ должны быть полностью автоматизированы.

Технологическая схема УТДУ-4000 приведена на рис. 1.

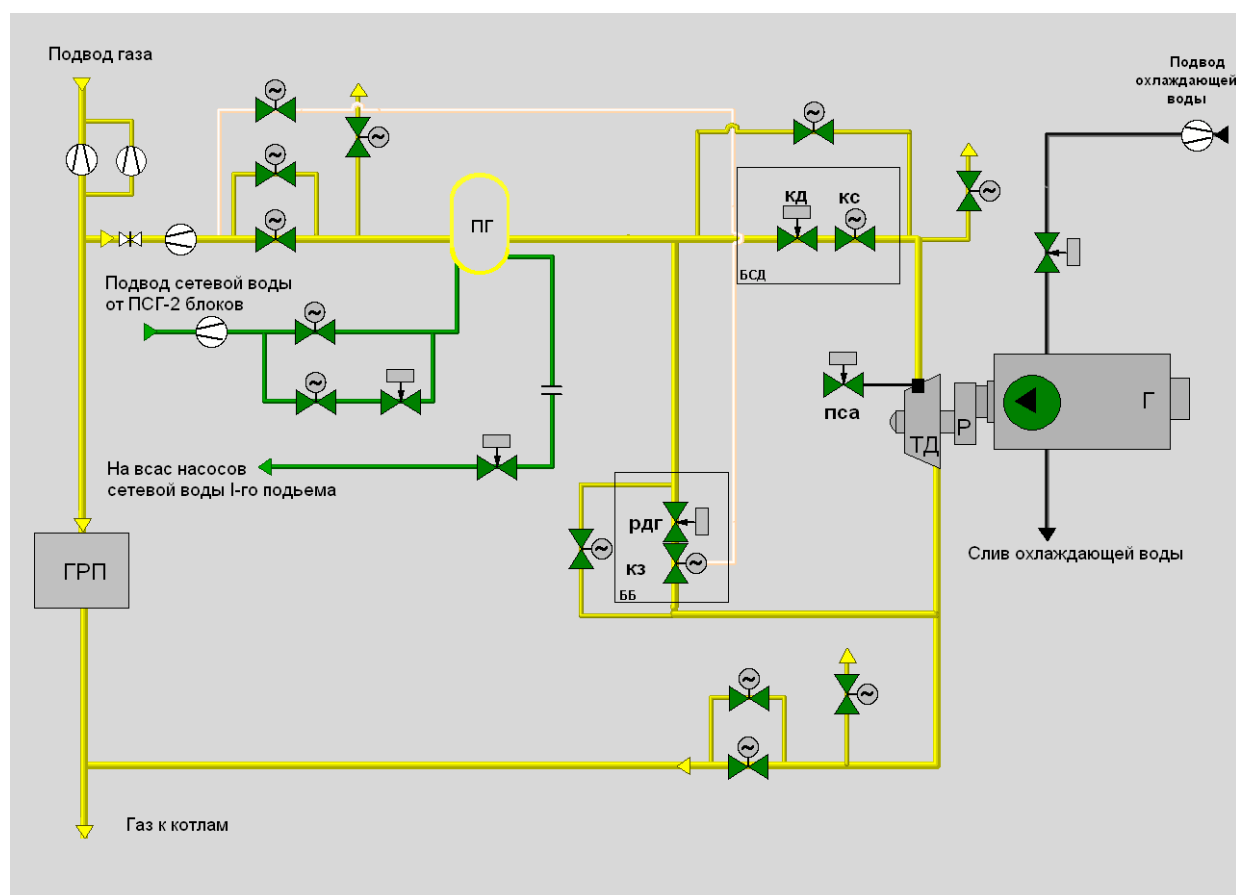


Рис. 1. Технологическая схема УТДУ-4000: ГРП – газорегуляторный пункт; ПГ – подогреватель газа; ПСА – поворотный сопловый аппарат; БСД – блок стопорно-дозировочный, где КД – клапан дозирующий, КС – клапан стопорный; ТД – турбодетандер; Р – редуктор; Г – генератор; ББ – блок байпасный, где РДГ – регулятор давления газа, КЗ – клапан защиты

Одной из основных систем, определяющих объем и технико-экономические показатели ДГА, является система подогрева газа. Ее тепловая мощность эквивалентна примерно мощности ДГА, а ее стоимость, по разным оценкам, может составлять до 40% общей стоимости ДГА.

Особенностью схемы подогрева газа на Гомельской ТЭЦ-2 является то, что для подогрева газа до температуры 80–100 °С используется сетевая вода, отбираемая за подогревателем сетевым горизонтальным №2 (ПСГ-2), что позволяет задействовать низкопотенциальный пар, отработавший в теплофикационной турбине. При необходимости повышения температуры газа до 115 °С производится дополнительный подогрев сетевой воды в специальном подогревателе паром 4-го отбора турбины. Важной особенностью данной схемы является то, что до $N_{дгу} = 2,0$ МВт, $Q_{дгу} = 65$ тыс. м³ газа можно обходиться без догрева сетевой воды, что еще более повышает экономичность ДГУ. Например, в летний период в случае работы двумя энергоблоками можно обходиться без включения газового подогревателя.

УТДУ-4000 на Гомельской ТЭЦ-2 является головным образцом в Беларуси, прошедшим опытно-промышленную эксплуатацию. За период с 2008 года ее наработка составила 28270 ч, выработано экологически чистой электрической энергии около 46 млн кВт·ч, сэкономлено топлива – 18130 т у.т. В соответствии с актом технической эффективности установки УТДУ-4000-1,2-2,6-УХЛ-4У на Гомельской ТЭЦ-2 при расходе газа 102,3 тыс. нм³/ч получена электрическая мощность 4,56 МВт, что приближается к уровню европейских образцов. При этих условиях удельный расход топлива на отпуск электроэнергии составил 130 г у.т./кВт·ч.

Основные технические характеристики УТДУ-4000 приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные технические характеристики УТДУ-4000

Наименование параметра, единица измерения	Технические условия	Данные испытаний
Давление газа на входе в УТДУ, МПа (абс.)	1,2	1,06
Давление газа на выходе из УТДУ, МПа (абс.)	0,09	0,072
Расход газа через УТДУ, н.м ³ /ч	110 000	102 300
Температура газа на входе в агрегат, °С	90–120	115
Температура газа на выходе из агрегата, °С	5	5
Мощность УТДУ на клеммах генератора, кВт	4000	4560

Особенностями УТДУ-4000 на Гомельской ТЭЦ-2 по сравнению с ранее внедряемыми на территории СНГ установками ОАО «Турбогаз» являются:

- применение стопорно-дозировочного клапана новой конструкции, что позволило снизить потери на дросселирование до 0,03 МПа;
- использование направляющего аппарата с четырьмя ступенями регулирования вместо направляющего аппарата с одной ступенью регулирования, что позволяет за счет точного регулирования положения сопловых лопаток получить дополнительную мощность на детандер-генераторной установке [1].

Дальнейшими путями повышения эффективности ДГУ Гомельской ТЭЦ-2 являются:

- внедрение автоматического регулирования направляющих аппаратов в зависимости от расхода газа на ДГУ для увеличения используемой электрической мощности;
- реконструкция ГРП с заменой регуляторов давления для снижения минимального расхода газа через ГРП, что позволит увеличить долю газа, пропускаемого через ДГУ.

Следует отметить, что детандер-генераторы относятся к оборудованию, созданному по «бестопливным» технологиям, поддерживаемым Киотским протоколом к Конвенцией ООН по изменению климата, и реализация такого рода проектов может проводиться с использованием механизма привлечения средств за счет продажи квот на эмиссию парниковых газов.

Список литературы

1. Зенович-Лешкевич-Ольпинский Ю.А. Опыт эксплуатации утилизационной турбодетандерной установки на Гомельской ТЭЦ-2 // Энергетическая стратегия. 2010. № 4(16). С. 14–18.
2. Агабабов В.С., Корягин А.В. Детандер-генераторные агрегаты на тепловых электрических станциях: учебное пособие. М. : Изд-во МЭИ, 2005. 48 С.

Н. Б. Карницкий, К. И. Голыня (БНТУ, Минск)

Особенности сжигания местных видов топлива

С каждым годом потребление электрической энергии и тепловой энергии растет, а вместе с ним растет количество сжигаемого топлива для выработки энергии. Большая часть энергетики базируется на сжигании угля, природного газа и топлива из нефти. В свете роста цен на эти топлива возникает потребность в сжигании местных видов топлива (МВТ), что важно и с социально-экологической точки зрения.

Понятие МВТ не является универсальным: оно специфично для каждой отдельно взятой местности. На территории Беларуси к МВТ относятся: дрова, торф, горючие сланцы [1].

К МВТ следует также отнести отходы различных производств. Например, древесные отходы, лигнин, лузга, костра, солома, которые также имеют специфику их утилизации в котлах.

В [2] дана оценка потенциальных промышленных запасов невозобновляемых МВТ в Беларуси, информация о которых приведена в табл. 1.

Таблица 1

Потенциальные запасы МВТ в промышленном масштабе на территории Беларуси

Наименование показателей	Ед. изм.	Виды ресурсов			
		Торф	Уголь	Сланцы	Всего
1. Запасы МВТ в натуральном выражении	млн. т	200	152	575	927
2. Запасы МВТ в условном топливе	млн. т	66	39	115	220
3. Структура запасов МВТ	%	30,0	17,7	52,3	100

Сейчас все актуальнее становится сжигание торфяных брикетов. Фрезерный торф влажностью 40–45%, заготовленный в летнее время, в саморазгружающихся вагонах доставляется в бункерную для сырья брикетного цеха. Измельченный в дробилках фрезерный торф подается в грохоты, в которых происходит разделение его на фракции. Сушка торфа от

исходной влажности 45% до конечной 15% производится в сушильных установках. Пройдя всю процедуру сушки, торф осаждается в циклоне сушилки. Откуда посредством винтовых конвейеров поступает в прессовое отделение. Поданная в прессы торфяная сушонка превращается в брикеты и по охладительным лоткам при помощи системы конвейеров направляется на склад готовой продукции. Поскольку производство происходит в непосредственной близости от залежей торфа, торфяной брикет является одним из самых дешевых и доступных видов топлива. Торфяной брикет имеет достаточно устойчивый органический состав, а образующиеся при сгорании брикетов дымовые газы практически не содержат экологически вредных веществ. По составу торфяная зола аналогична древесной. Полученная в результате сжигания торфяного брикета зола может применяться как эффективное известковое и фосфорное удобрение. Теплота сгорания торфяного брикета равна 5500–5700 ккал/кг и приближается к теплоте сгорания бурого угля. Значительная часть добываемого торфа используется в качестве топлива на котельных и небольших ТЭЦ, которые производят как тепловую, так и электрическую энергию. Сжигание осуществляется в слоевых топках и топках с кипящим слоем.

ЗАО НПК «Промэнергомет» предложено топочное устройство с кипящим слоем [3], которое является универсальным по используемому виду топлива (без ограничений по влажности и зольности). Оно позволяет сжигать только древесные отходы, а также совместно древесину и торф. Кипящий слой состоит из воздухораспределительной решетки с подводными воздушными коробами и слоя инертного материала (кварцевого песка с размерами частиц 1–2 мм). Сжигание даже влажной массы осуществляется при температуре 750–800°C именно благодаря большой теплоаккумулирующей способности слоя песка. Для растопки котла с топкой кипящего слоя предусмотрены газовые горелки. Они же могут использоваться для резервирования нагрузки котла. Благодаря низким температурам в зоне горения снижается генерация оксидов азота.

Вихревое сжигание измельченных древесных отходов предложено НПП «Экоэнергомаш» [3], при разработке которого использованы некоторые элементы пылеугольного сжигания топлива в низкотемпературном вихре, предложенного В. В. Померанцевым, и схемы сжигания в циклонах, разработанной Г. А. Кнорре.

На практике топочные камеры котлов типа ДКВр, КЕ и других реконструируются для подачи древесных отходов и организации

воздушного дутья для создания устойчивого вихря с вертикальной осью вращения. Вихревые топки характеризуются интенсивным горением. Наиболее важным фактором является влажность топлива. Расчетами и опытом определена граница между сухими и влажными отходами, которая находится на уровне 40–45%. Для получения сухих отходов (влажность около 20%) необходима сушилка; для сжигания влажных отходов нужен подогрев воздуха в воздухоподогревателе. КПД котла на сухих отходах – 85-87 %; на влажных отходах – около 70%.

Вихревая технология сжигания древесины имеет высокую степень выгорания и отсутствие заноса поверхностей нагрева котла отложениями.

Для предотвращения шлакования котла при сжигании низкосортных топлив необходимо, чтобы факел не касался ограждений, в пристенных зонах отсутствовала полувосстановительная газовая среда, а температура газов на выходе из топки при номинальной нагрузке не превышала температуру начала размягчения золы t_1 сжигаемого низкосортного топлива или смеси твердых топлив более чем на 50 °С. При наличии отложений рекомендуется осуществлять очистку конвективных поверхностей нагрева котлов вибро-, дробе- или газоимпульсной очисткой. Наиболее эффективным методом очистки радиационных поверхностей нагрева является водяная обмывка, при которой шлаки и отложения удаляются практически полностью. В случае использования паровой обдувки или виброочистки на трубах со временем остается слой плотных отложений. Кроме того, к недостаткам паровой обдувки следует отнести износ труб в зоне наиболее активного воздействия струи. Недостатком водяной обмывки является разрушение оксидных защитных пленок поверхностей нагрева, что существенно ускоряет коррозионный износ труб при частых обмывках.

Резюмируя сказанное, отметим, что сжигание МВТ требует создания специфических условий для их эффективного сжигания. Не менее сложной является и проблема очистки поверхностей нагрева котлов от отложений.

Список литературы

1. Белосельский Б.С., Барышев В.И. Низкосортные энергетические топлива: Особенности подготовки и сжигания. М. :Энергоатомиздат, 1989. 136 с.
2. Трутаев В.И., Барышев В.И. О местных топливных ресурсах и их использовании // Энергия и менеджмент, 2009. № 2. С. 4-12.
3. Шарапа С.П. Современные технологии сжигания местных видов топлива в котлах небольшой производительности // Энергия и менеджмент. 2006. № 1. С. 29-32.

Н. Б. Карницкий, П. Н. Коробец (БНТУ, Минск)

Регулирование частоты в энергосистеме после ввода БелАЭС с применением электродров и аккумуляторов теплоты на примере Гродненской ТЭЦ-2

В текущей пятилетке в энергетической отрасли Республики Беларусь наиболее значимым мероприятием является строительство Белорусской атомной станции (далее – АЭС) суммарной установленной мощностью 2400 МВт. Пуск первого блока мощностью 1200 МВт запланирован в 2019 году, второго – в 2020 году.

Интеграция АЭС не только обеспечит замещение порядка 5 млрд м³ природного газа в топливно-энергетическом балансе Беларуси, но и существенно изменит структуру баланса электрических мощностей объединенной энергетической системы страны (далее – ОЭС).

В настоящее время, когда прирост потребления электроэнергии в стране ниже запланированного, возникает проблема эффективной режимной интеграции АЭС в баланс энергосистемы в части прохождения ночных провалов нагрузок (рис. 1).

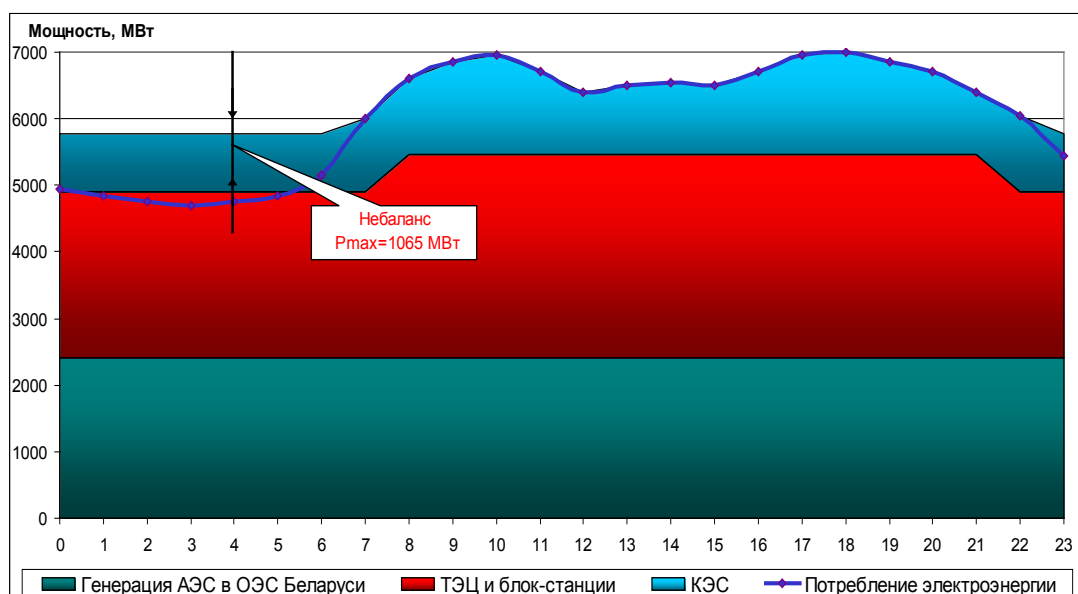


Рис. 1. Суточный баланс мощности в зимний рабочий день 2020 года при вводе двух энергоблоков АЭС по 1200 МВт

Для выравнивания суточных графиков нагрузки энергосистемы возможно применение электрокотлов и баков-аккумуляторов теплоты на энергоисточниках. Такой вариант можно рассмотреть на примере Гродненской ТЭЦ-2, поскольку из общей генерации вытесняются традиционные регуляторы мощности (КЭС), и решение комплекса задач, сопутствующих проблеме, невозможно без участия ТЭЦ. Использование электрокотлов в прогнозируемой ситуации абсолютно необходимо, поскольку, с одной стороны, создает гибкость в части обеспечения нагрузок и допускает возможность косвенного резервирования мощности в энергосистеме в ночные часы. При необходимости передачи тепловых нагрузок от электрокотлов на традиционные теплогенерирующие установки снижается электропотребление в соответствии с требованиями устранения дефицита мощности. С другой – передача нагрузки от электрокотельной на отборы ТЭЦ даст прирост генерации электроэнергии.

Тепловые аккумуляторы должны работать в противофазе: заряжаются днем за счет увеличения пропуска пара в отборы и генерации большего количества дешевой электроэнергии от ТЭЦ в часы дневных максимумов. Разрядка аккумуляторов происходит в часы ночного провала потребления электроэнергии, когда отключаются отборы для снижения ее генерации. При этом показатели ТЭЦ не ухудшаются, поскольку пиковые мощности на базе прямого сжигания топлива для этих целей не привлекаются [1].

Гродненская ТЭЦ-2 сегодня является самой крупной тепловой электростанцией области, обеспечивающей теплом и электроэнергией как промышленные предприятия, так и часть коммунального и жилищного сектора города над Неманом.

Эксплуатируемое оборудование:

- турбоагрегат типа ПТ-70-12,8/1,28 мощностью 70 МВт;
- турбоагрегат типа ПТ-60-130/13 мощностью 60 МВт;
- турбоагрегат типа Р-50-130/13 мощностью 50 МВт;
- турбоагрегат типа ТГ 0,75 ПА/6,3 Р13/4 мощностью 0,75 МВт;
- газовая турбина PG 9171E мощностью 121,7 МВт;
- 5 котлоагрегатов типа БКЗ-320-140 ГМ производительностью 320 т/ч каждый;
- котел-утилизатор HRSG 206-14,1-555/28-1,5-285 производительностью 206 т/ч по острому пару, 28 т/ч по пару 13 ата и 27 Гкал/ч по сетевой воде;

- 2 пиковых водогрейных котла типа ПТВМ-100 производительностью 100 Гкал/ч при работе на природном газе и 75 Гкал/ч при работе на мазуте каждый;

- пиковый водогрейный котел типа КВГМ-180-150-2 производительностью 180 Гкал/ч при работе на природном газе.

Установленная мощность:

- электрическая – 302,450 МВт;
- тепловая энергетических котлоагрегатов – 940 Гкал/ч;
- тепловая пиковых водогрейных котлов – 380 Гкал/ч;
- тепловая котла утилизатора – 160 Гкал/ч;
- тепловая мощность отборов турбин - 508 Гкал/ч.

Источник водоснабжения – река Неман. Система технического водоснабжения - оборотная с градирнями.

Система горячего водоснабжения – закрытая. Максимальная температура в тепловых сетях 150 °С. Расчетный отпуск пара потребителю составляет 732 т/ч.

Расчетный режим работы бака-аккумулятора в отопительный период при нулевой температуре наружного воздуха и равномерном отпуске теплоты с сетевой водой в течение суток: тепловая нагрузка – 320 Гкал/ч, электрическая мощность паровых турбин при работе по тепловому графику – 165 МВт, пиковые котлы отключены, расход сетевой воды составляет 8000 т/ч.

При наличии в схеме бака-аккумулятора есть возможность догружая пиковые бойлера аккумулировать порядка 70 Гкал в час теплоты в бак. При этом станция, в дневное время на протяжении 16 часов аккумулирует 1120 Гкал теплоты из отборов турбин, тем самым увеличит мощность на 15 МВт. В ночное время в течение 8 часов станция разгружается по электрическому графику. Если предположить, что паровые турбины при этом будут работать в конденсационном режиме с нагрузками по 3–5 МВт (с отключенными регулируемыми отборами), то схема теплоснабжения предлагается следующая:

- включаются электродоты с нагрузкой 60 МВт (52 Гкал/ч);
- параллельно из бака теплота в количестве 140 Гкал/ч и расходом теплоносителя около 4500 т/ч подается на город;
- недостаток теплоты в количестве 128 Гкал/ч будет покрываться пиковыми бойлерами, работающими от БРОУ-140/13 (108 Гкал/ч) и ГПСВ ГТУ (20 Гкал/ч).

С технической точки зрения:

- реконструкция ТЭЦ с установкой бака-аккумулятора позволит сделать довольно гибкую схему теплоснабжения потребителей и «живучий» режим работы оборудования станции в условиях глубоких ночных электрических разгрузок при вводе первого блока АЭС в эксплуатацию;

- емкость бака-аккумулятора оценивается в 36800 м³, что в случаях аварийных ситуаций, связанных с целостностью резервуара, создаст серьезные техногенные последствия.

С экономической точки зрения:

- электроэнергия, отпускаемая от Гродненской ТЭЦ-2, в условиях рынка будет выглядеть более привлекательной по цене в сравнении даже с другими ТЭЦ. При этом дополнительная выработка электроэнергии оценивается на уровне 7,2 млн кВтч в месяц;

- схема будет эффективной при относительно теплой зиме с температурой наружного воздуха не ниже нуля, когда паровые турбины недогружены по электрической мощности.

Устанавливаемые электродкотлы на ТЭЦ мощностью 60 МВт следует рассматривать как наиболее действенное средство использования теплофикационных турбоагрегатов в маневренном режиме с разгрузкой их по электрической мощности в ночные часы, поскольку обеспечивают максимальное снижение выдачи электрической мощности в энергосистему при значительно меньшей разгрузке непосредственно турбоагрегата. В энергетическом отношении применение электродкотлов приведет к незначительному повышению удельных расходов топлива на производство электроэнергии, что можно рассматривать как приемлемую плату за полученную при этом дополнительную маневренную мощность при сохранении работы теплофикационных турбоагрегатов со значительно меньшей фактической разгрузкой.

Выбор оптимальной структуры генерирующих мощностей должен включать в себя учет режима их использования. Это позволяет выбрать технически приемлемую структуру, обеспечивающую возможность их существенной разгрузки в ночное время суток для прохождения ночного минимума нагрузки, как в отопительный, так и неотопительный периоды года с последующей их разгрузкой до пиковой нагрузки энергосистемы в остальное время суток. Помимо базовых генерирующих мощностей, основную роль в которых будет играть АЭС и действующие мощности, структуру формируют парогазовые и газотурбинные установки, используемые в базовом, полупиковом и пиковом режимах, а также гидро- и ветроэнергоустановки [2].

Список литературы

1. Романюк В.Н., Бобич А.А. К вопросу о диверсификации вариантов регулирования мощности генерации Белорусской энергосистемы. 09.02.2016 г. Интернет-ресурс <http://www.broad-ctx.by/>.
2. Дмитриев Г.М., Падалко Л.П. Выбор оптимальной структуры генерирующих мощностей в Белорусской энергосистеме // Энергетика и ТЭК. 2012. № 9/10 (114/115). С. 13.

УДК 621.311.22

С. Д. Горшенин (ИГЭУ, Иваново)

Повышение аэродинамической эффективности участка сопряжения осевого дымососа с внешними газоходами

Осевые дымососы нашли широкое применение в трактах уходящих газов мощных энергоблоков, в состав которых входят котлы паропроизводительностью от 950 т/ч. Схема осевого дымососа приведена на рис. 1 и включает в себя всасывающий карман, лопаточный аппарат и выходной кольцевой диффузор, образованный стенками внешнего и внутреннего корпусов. Во внутреннем цилиндрическом корпусе расположен опорный подшипник вала, доступ к которому осуществляется через специальный лаз, расположенный рядом с выходным сечением кольцевого диффузора.

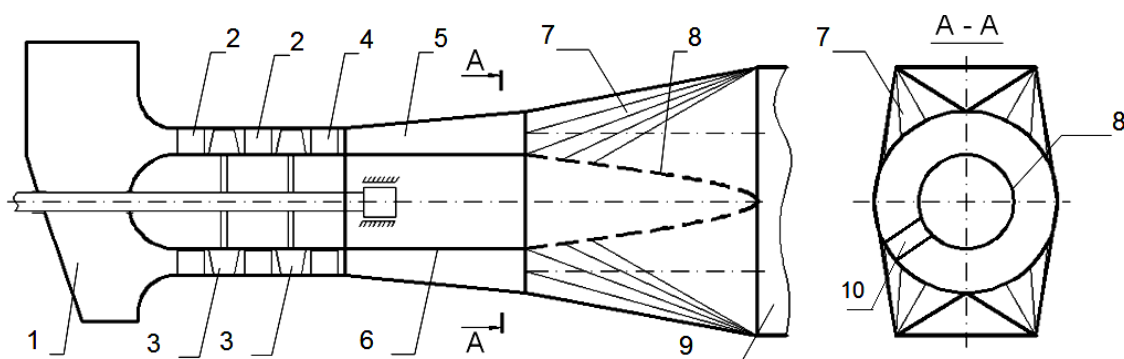


Рис. 1. Схема осевого дымососа совместно с участком сопряжения его с газоходом:
1 – всасывающий карман; 2 – поворотный направляющий аппарат; 3 – рабочие лопатки;
4 – спрямляющий аппарат; 5 – выходной кольцевой диффузор дымососа; 6 – внутренний корпус кольцевого диффузора; 7 – участок сопряжения дымососа с газоходом; 8 – обтекатель; 9 – газоход; 10 – лаз

Для соединения осевого дымососа с газоходом обычно применяются участок сопряжения в виде диффузор-перехода с круглого сечения кольцевого диффузора на прямоугольное сечение газохода. Известно, что диффузор-переходы обладают достаточно высоким сопротивлением, величина которого может составлять до 15 % от суммарного сопротивления тракта внешних газоходов [1]. Причиной этого является резкое расширение проходного сечения газохода за срезом внутреннего корпуса кольцевого диффузора, которое приводит к обширному срыву потока в виде вихревого шнура [2]. Вихревой шнур может распространяться достаточно далеко вглубь газохода (до 12-ти эквивалентных диаметров), вызывая большую неравномерность полей скоростей и повышенные потери напора.

Одним из способов минимизации негативных явлений, связанных с образованием вихревого шнура, является установка обтекателя за внутренним корпусом кольцевого диффузора дымососа (рис. 1) [1]. Результаты исследований аэродинамической схемы внешних газоходов энергоблока мощностью 1200 МВт Костромской ГРЭС [1], показали, что установка обтекателей способствует снижению коэффициента местного сопротивления тракта внешних газоходов на (4–10) %. При этом эффект от установки обтекателя зависит от длины диффузор-перехода. Однако приведенные выше значения являются предельной оценкой, поскольку при расчете эффекта не учитывалось влияние имеющихся элементов каркаса кольцевого диффузора дымососа и ремонтного лаза на структуру потока.

В рамках настоящей работы исследовано влияние лаза на сопротивление диффузор-перехода, предложено техническое решение, направленное на снижение негативного влияния его на аэродинамику потока.

Ремонтный лаз является плохообтекаемым телом, сечение которого имеет форму овала с размерами 800х600 мм. Такая форма определяет не только повышенные затраты электроэнергии на привод дымососа, но и является источником нестационарных вихрей, оказывающих динамическое воздействие на конструкции и элементы газоотводящего тракта. Для оценки влияния ремонтного лаза на характеристики потока уходящих газов проведены специальные аэродинамические исследования с использованием программного комплекса FlowVision, позволяющего решать задачи численного моделирования течения жидкостей и газов в каналах различной формы.

Для оценки влияния лаза на аэродинамические характеристики потока рассмотрены следующие варианты расчетной модели кольцевого диффузора дымососа и диффузор-перехода за ним: 1 – без обтекателя кольцевого диффузора и с наличием лаза; 2 – без обтекателя кольцевого диффузора и лаза; 3 – при наличии обтекателя кольцевого диффузора и лаза; 4 – при наличии обтекателя кольцевого диффузора и без лаза.

Фрагменты разработанных геометрических моделей кольцевого диффузора дымососа и участка сопряжения его с газоходом приведены на рис. 2. Помимо изображенных на рис. 2 элементов геометрические модели содержали спрямляющие участки газохода необходимой длины, служащие для выравнивания полей скоростей и предотвращения ошибок расчета, связанных с появлением возвратных течений в выходном сечении модели.

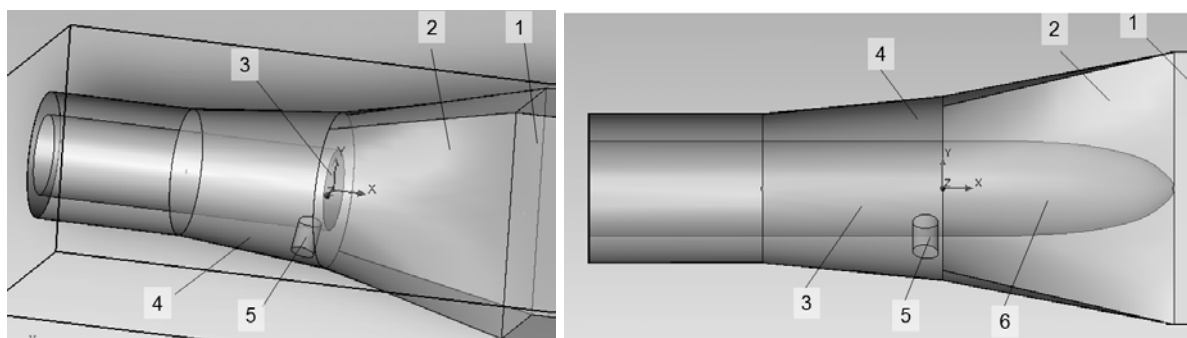


Рис. 2. Фрагменты геометрических моделей выходного кольцевого диффузора дымососа и участка сопряжения его с газоходом при отсутствии обтекателя (слева) и его наличии (справа): 1 – газоход; 2 – диффузор-переход; 3 – внутренний корпус кольцевого диффузора; 4 – выходной диффузор дымососа; 5 – лаз; 6 – обтекатель

В ходе предварительных расчетов установлено, что число Маха во всех сечениях модели не превышает 0,3, что позволяет при моделировании отказаться от учета сжимаемости и представить поток уходящих газов несжимаемой жидкостью [3]. Для моделирования турбулентности использована стандартная $k-\epsilon$ модель. Величина аэродинамического сопротивления определялась по разнице полных давлений во входном и выходном сечениях модели. Сходимость расчета оценивалась по величинам невязок давления среды во входном сечении и скорости в выходном сечении модели. Поскольку сопротивление диффузор-перехода зависит от его длины, модельные исследования были проведены при нескольких значениях относительной длины этого элемента $\bar{L} = D_{\text{вых}}/L$, где $D_{\text{вых}}$ – наружный диаметр выходного сечения кольцевого диффузора

дымососа; L – длина диффузор-перехода. Сопоставление результатов аэродинамических исследований рассматриваемых вариантов модели кольцевого диффузора дымососа и диффузор-перехода приведены в табл. 1.

Анализ данных табл. 1 показывает, что наличие лаза более чем вдвое сокращает эффект от установки обтекателя за кольцевым диффузором дымососа, при этом эффект только от ликвидации лаза практически соответствует эффекту от установки обтекателя при сохранении лаза.

Поскольку ликвидация лаза недопустима и приведет к прекращению доступа к заднему опорному подшипнику вала дымососа, в рамках настоящей работы предложено решение, направленное на улучшение обтекаемости лаза путем придания ему каплевидной формы. Рассмотрено два варианта положения лаза улучшенной формы: 5 – положение лаза соответствует исходному варианту (под углом 45° к горизонту) (рис. 3, а); 6 – положение лаза изменено на горизонтальное (рис. 3, б). Эффект от изменения формы и положения лаза определен по результатам численного моделирования в программном комплексе FlowVision. Полученные значения коэффициентов сопротивления рассмотренных моделей с улучшенной формой лаза сопоставлены со значениями этого показателя, полученными для модели, в которой отсутствует лаз и установлен обтекатель за кольцевым диффузором дымососа (вариант №4). Результаты приведены в табл. 2.

Таблица 1

Сопоставление коэффициентов сопротивления диффузор-перехода при наличии или отсутствии лаза и обтекателя кольцевого диффузора

Значение $\bar{I}$	Номер варианта			
	№1	№2	№3	№4
Коэффициент сопротивления, ед. / Снижение коэффициента сопротивления относительно варианта №1				
1	0,189 / –	0,171 / 0,018	0,162 / 0,027	0,148 / 0,041
1,5	0,169 / –	0,141 / 0,028	0,139 / 0,030	0,122 / 0,047
2	0,161 / –	0,136 / 0,025	0,144 / 0,017	0,119 / 0,042

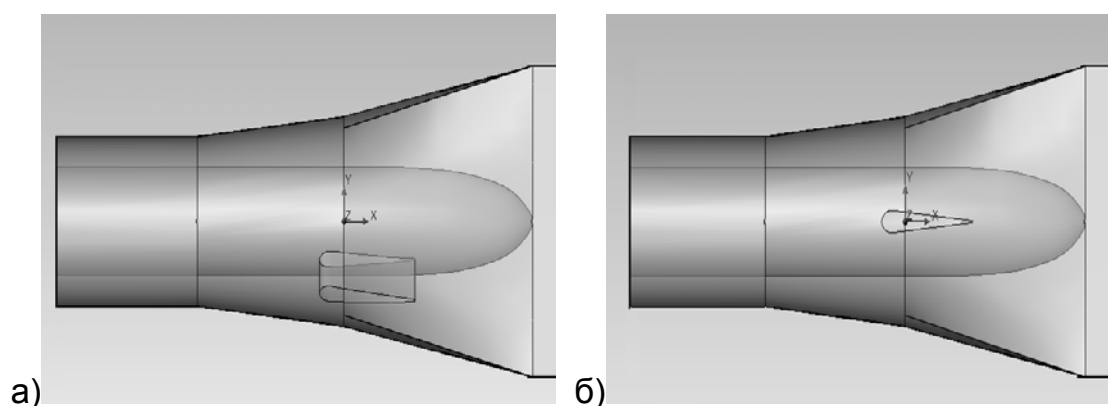


Рис. 3. Варианты положения лаза улучшенной формы: исходное положение (под углом 45° к горизонту) (а); горизонтальное положение (б).

Из табл. 2 видно, что наиболее удачным является горизонтальное расположения лаза улучшенной формы. При этом величина коэффициента сопротивления в среднем на (3–5) % превышает величину данного показателя, рассчитанного для модели с установленным обтекателем за кольцевым диффузором дымососа и без лаза. Установка обтекателя улучшенной формы под углом 45° горизонту (вариант №5) вообще нецелесообразна, поскольку проигрывает аналогичному варианту модели с исходной формой лаза (вариант №3). Связано это с тем, что течение в диффузор-переходе является несимметричным (диффузорное в вертикальном сечении и конфузорное – в горизонтальном). В этом случае поверхность лаза расположена не вдоль линий тока, а под углом к ним и является источником более интенсивных вихреобразований, чем лаз исходной формы.

Таблица 2

Коэффициенты сопротивления диффузор-перехода при изменении формы и положения лаза и наличии обтекателя

Значение $\bar{I}$	Номер варианта		
	№4	№5	№6
Коэффициент сопротивления, ед. / Изменение коэффициента сопротивления относительно варианта №4			
1	0,148 / –	0,165 / 0,017	0,155 / 0,007
1,5	0,122 / –	0,141 / 0,019	0,126 / 0,004
2	0,119 / –	0,147 / 0,028	0,121 / 0,002

Таким образом, на основании результатов проведенных аэродинамических исследований участка сопряжения осевого дымососа с газоходом в программном комплексе FlowVision показано, что пренебрежение влиянием лаза на аэродинамику потока более чем вдвое завышает эффект от установки обтекателя за кольцевым диффузором дымососа. Повысить эффект от установки обтекателя можно путем одновременного изменения формы лаза на обтекаемую (каплевидную) и его горизонтального расположения.

Список литературы

1. Салов Ю.В., Варнашов В.В., Горшенин С.Д. Реконструкция внешних газоходов блока 1200 МВт Костромской ГРЭС // Вестн. ИГЭУ. 2009. Вып. 4. С. 11-15.
2. Экк Б. Проектирование и эксплуатация осевых вентиляторов // Пер. с нем., М., 1959.
3. Авиация : энциклопедия / гл. ред. Г.П. Свищев. М. : Науч. изд-во «Большая рос. энцикл.» : Центр. аэрогидродинам. институт им. Н.Е. Жуковского, 1994. 736 с.

УДК 621.311.22

А. П. Зимин, Г. В. Ледуховский, С. Д. Горшенин (ИГЭУ, Иваново)

Реализация алгоритмов совместного сведения материальных и энергетических балансов по данным технического учета в системе расчета показателей тепловой экономичности оборудования ПГУ-ТЭС

Действующие нормативные документы энергетической отрасли [1, 2] предписывают сведение материальных и энергетических балансов по данным технического учета (результатам измерения параметров потоков теплоносителей по участкам тепловой схемы) как предварительный этап расчета показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС. Вместе с тем, порядок сведения балансов, установленный указанными документами, имеет существенные недостатки: 1) материальный и энергетический балансы сводятся последовательно, при этом параметры потоков теплоносителей оказываются неувязанными с тепловой мощностью соответствующих потоков; 2) при сведении материального баланса исходная невязка баланса распределяется поровну между приходной и расходной частями соответствующих балансовых уравнений, что не

учитывает разную степень достоверности (метрологические характеристики соответствующих приборов, точность тех или иных экспертных оценок) определения отдельных показателей; 3) сведение материального баланса предписывается лишь по одному из контуров тепловой схемы ТЭС – от расходомеров питательной воды до расходомеров свежего пара турбоагрегатов, при этом за рамками рассмотрения остаются не менее значимые технологические системы, например теплофикационная установка, паропроводы собственных нужд.

Перечисленные недостатки являются следствием необходимости введения упрощений при сведении балансов с целью обеспечения возможности проведения практических расчетов персоналом производственно-технических отделов ТЭС. Однако со времени ввода в действие указанных нормативных документов в практической работе персонала ТЭС произошли значимые изменения: на большинстве электростанций разрабатываются и совершенствуются системы автоматизированного технического учета и расчета технико-экономических показателей. Это открывает возможности повышения объективности результатов расчетов путем более обоснованного сведения материальных и энергетических балансов, что связано, конечно, с существенным усложнением алгоритмов расчета.

Ранее нами разработан метод совместного сведения материальных и энергетических балансов в энергетических системах сложной структуры в условиях некорректности исходной информации [3], предусматривающий разработку модели структуры потоков в системе на основе теории графов, формулировку оптимизационной задачи в рамках концепции регуляризации Тихонова и ее численное решение методом статистического программирования. Задачей настоящей работы является практическая реализация разработанного метода в составе программно-технического комплекса действующей парогазовой ТЭС. Объектом внедрения является ТЭС «Международная» (г. Москва). Рассматриваемая ПГУ-ТЭС состоит из двух энергоблоков ПГУ-110 и ПГУ-116. В состав каждого энергоблока входит две газотурбинные установки, два двухконтурных котла-утилизатора без дожигания топлива, одна противодавленческая паровая турбина двух давлений с утилизацией пара в сетевых подогревателях и один пиковый водогрейный котел. Энергоблоки имеют слабые поперечные связи по сетевой воде. Работа энергоблоков по электрическому графику нагрузок обеспечивается суховоздушными градирнями, в которых осуществляется отвод избыточной теплоты от потока сетевой воды. Основным и резервным топливом ТЭС является природный газ. Исходное состояние технического

учета и отчетности ТЭС характеризуется наличием развитой системы автоматизированного сбора и хранения результатов измерений большинства требуемых для расчета технико-экономических показателей параметров. Однако по отдельным участкам тепловой схемы периодически, а по некоторым участкам систематически, наблюдались сверхнормативные невязки материальных балансов (более 3%, в ряде случаев до 20%).

Разработка математической модели структуры потоков в тепловой схеме водопаровой части ТЭС, соответствующих алгоритмов совместного сведения материальных и энергетических балансов выполнена в соответствии с [3]. Дополнительно в рамках той же концепции разработана подсистема сведения материальных и энергетических балансов по каждой из газотурбинных установок, обеспечивающая определение балансовых значений расхода воздуха на компрессор, расхода топлива в камеру сгорания, расхода дымовых газов за турбиной, теплофизических параметров указанных теплоносителей, электрической мощности установки, а также потерь тепловой энергии по установке. Полученная математическая модель реализована в виде программного модуля в составе программно-технического комплекса ТЭС по расчету фактических и номинальных показателей тепловой экономичности оборудования и используется при проведении расчетов как за сутки, так и за месяц.

В таблице 1 приведен пример результатов использования разработанных программных модулей по сведению балансов и расчету показателей тепловой экономичности за один из месяцев фактически отработанного периода применительно к энергоблоку ПГУ-1 (газотурбинные установки ГТ-1, 2; котлы-утилизаторы КУ-1, 2; паровая турбина ПТ-3). Верхние значения в строках таблицы соответствуют ГТ-1 или КУ-1, нижние – ГТ-2 или КУ-2; единственные значения в строках относятся к ПТ-3 или в целом к ПГУ-1.

Таблица 1

Основные показатели работы оборудования ПГУ-ТЭС при расчете без сведения балансов («Б–») и со сведением балансов («Б+»)

Наименование показателя, единица измерения	Фактическое значение (Ф)		Отклонение (Ф) _{Б+} от (Ф) _{Б–} , %	Номинальное значение (Н)		Отклонение (Н) от (Ф), %*	
	Б–	Б+		Б–	Б+	Б–	Б+
Средний расход воздуха на компрессор ГТУ, кг/с	119,0	112,4	-5,5	112,4	112,4	-5,5	0,0
	118,5	124,3	4,9	124,3	124,3	4,9	0,0
Средний расход дымовых газов ГТУ, кг/с	121,2	114,6	-5,4	114,6	114,6	-5,4	0,0
	120,9	126,7	4,8	126,7	126,7	4,8	0,0

Продолжение табл. 1

Наименование показателя, единица измерения	Фактически е значение (Ф)		Отклоне ние (Ф) _{Б+} от (Ф) _{Б-} , %	Номинальн ое значение (Н)		Отклонени е (Н) от (Ф), %*	
	Б–	Б+		Б–	Б+	Б–	Б+
Относительное теплосодержание дымовых газов ГТУ, кДж/кг	605,7	610,3	0,8	не норм.	не норм.	-	-
	606,8	608,2	0,2			-	-
КПД брутто ГТУ, %:							
– при расчете по прямому балансу	35,02	35,02	0,0	35,35	35,35	0,3*	0,3*
	33,37	33,37	0,0	33,48	33,48	0,1*	0,1*
– при расчете по обратному балансу	31,94	35,02	9,6	35,35	35,35	3,4*	0,3*
	36,43	33,37	-8,4	33,48	33,48	-2,9*	0,1*
	-3,1*	0,0*	-	0,0*	0,0*	-	-
– отклонение	3,1*	0,0*	-	0,0*	0,0*	-	-
Средний расход пара КУ, т/ч: – контура низкого давления	11,55	11,99	3,8	11,86	11,86	2,7	-1,1
	11,54	13,77	19,3	13,61	13,61	17,9	-1,1
	50,22	49,65	-1,1	49,35	49,35	-1,7	-0,6
	48,50	55,93	15,3	55,32	55,32	14,1	-1,1
Невязка материального баланса контуров КУ, %:							
	1,57	0,24	-1,3*	-	-	-	-
	1,63	0,62	-1,0*	-	-	-	-
	2,98	0,27	-2,7*	-	-	-	-
– контура высокого давления	4,76	0,42	-4,3*	-	-	-	-
Средняя теплопроизводительность брутто КУ, МВт:							
	54,72	54,63	-0,2	54,88	54,88	0,3	0,5
	52,90	61,17	15,6	61,16	61,16	15,6	0,0
	57,30	54,59	-4,7	54,88	54,88	-4,2	0,5
	58,26	61,22	5,1	61,16	61,16	5,0	-0,1
	4,7	-0,1	-	0,0	0,0	-	-
– отклонение, %	10,1	0,1	-	0,0	0,0	-	-

Окончание табл. 1

Наименование показателя, единица измерения	Фактическое значение (Ф)		Отклонение (Ф) _{Б+} от (Ф) _{Б-} , %	Номинальное значение (Н)		Отклонение (Н) от (Ф), %*	
	Б–	Б+		Б–	Б+	Б–	Б+
КПД брутто КУ, %:							
– при расчете по прямому балансу	78,73	78,59	-0,2	78,64	78,64	-0,1*	0,0*
	69,03	79,83	15,6	80,11	80,11	11,1*	0,3*
– при расчете по обратному балансу	77,48	78,54	1,4	78,64	78,64	1,2*	0,1*
	80,82	79,90	-1,1	80,11	80,11	-0,7*	0,2*
	-1,3*	-0,1*	-	0,0*	0,0*	-	-
– отклонение	11,8*	0,1*	-	0,0*	0,0*	-	-
Средний расход пара на ПТ, т/ч:							
– контура высокого давления	98,9	105,8	6,9	104,1	105,1	5,3	-0,6
– контура низкого давления	22,3	25,8	15,5	25,5	25,5	14,4	-1,2
Удельный расход тепла брутто на выработку электроэнергии ПТ, кДж/(кВт·ч)	8516	9860	15,8	9881	9881	16,1	0,3
Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии ПГУ, г у.т./(кВт·ч)	208,0	207,8	-0,1	204,6	204,6	-1,6	-1,5
Удельный расход условного топлива на отпуск тепловой энергии ПГУ, кг у.т./ГДж	34,78	34,82	0,2	34,87	34,82	0,3	0,0
Резерв тепловой экономичности (перерасход), т у.т.	72	83	14,6	-	-	-	-

Примечание: знаком «» отмечены абсолютные отклонения в процентах

Таким образом, сведение балансов по данным технического учета слабо влияет на фактические и номинальные значения удельных расходов условного топлива: при расчете фактических значений используются только данные коммерческого учета количества сожженного топлива, отпуска электрической и тепловой энергии, а на результат расчета номинального количества сожженного топлива влияют лишь показатели ГТУ. Однако промежуточные показатели тепловой экономичности без проведения работы по сведению балансов оказываются существенно искаженными и неувязанными между собой. При реализации предложенного метода сведения балансов не только устраняется этот недостаток, но и обеспечивается практически полное соответствие номинальных и фактических значений показателей тепловой экономичности, что позволяет оценить качество нормативно-технической документации ТЭС по топливоиспользованию.

Экономическая эффективность внедрения комплекса программ обусловлена повышением точности прогнозирования технико-экономических показателей ТЭС при формировании заявок на оптовом рынке электроэнергии и мощности, возможностью оперативного обнаружения неисправностей в работе элементов системы мониторинга показателей работы оборудования, а также выявленными резервами тепловой экономичности.

Список литературы

1. РД 34.08.552-95. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования: разработано АО «Фирма ОРГРЭС»; утверждено Министерством топлива и энергетики.
2. СО 153-34.09.110. Руководящие указания по сведению месячного пароводяного баланса на тепловых электростанциях: разработано ОРГРЭС; утверждено «Союзглавэнерго»; введен в действие с 01.01.62 г.
3. Ледуховский Г.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В., Зимин А.П., Разинков А.А. Алгоритмы сведения материальных и энергетических балансов при расчетах технико-экономических показателей оборудования ТЭС на основе метода регуляризации некорректных задач // Теплоэнергетика, 2015. № 8. С. 72-80.

Г. В. Ледуховский, А. П. Зимин, В. П. Жуков, Е. В. Барочкин
(ИГЭУ, Иваново)

Моделирование газообмена в технологических системах турбоустановок с учетом некорректности исходной информации

Обеспечение нормативной герметичности вакуумной системы паровых турбин сопряжено со сложностью определения собственно фактического расхода воздуха с присосами. Большинство теплофикационных турбоустановок на ТЭЦ России оборудованы основными эжекторами пароструйного типа. Для таких объектов основным методом количественного определения расхода воздуха с присосами является его прямое измерение с помощью воздухомеров, устанавливаемых на патрубок отвода неконденсируемых газов в атмосферу из основного эжектора. Такой подход имеет существенные недостатки: не удастся определить наиболее вероятные элементы вакуумной системы с повышенными присосами; измеренный расход воздуха с присосами оказывается не связанным с результатами измерения концентрации растворенного кислорода в воде разных потоков. Преодолению указанной проблемы будет способствовать разработка метода сведения материального баланса по слаборастворимым в воде газам в схемах конденсационной и теплофикационной установок и системы регенерации низкого давления паровых турбин, позволяющего определять расход воздуха с присосами в вакуумную систему с учетом результатов измерения не только расхода удаляемого основным эжектором воздуха, но и концентрации растворенного кислорода в воде относящихся к исследуемой системе потоков.

При сведении материальных балансов в системах сложной структуры основные сложности связаны с некорректностью исходной (априорной) информации, которая обусловлена метрологическими характеристиками измерительных приборов, их неисправностью или даже отсутствием. В большинстве случаев по показаниям приборов материальные балансы по потокам теплоносителей и газов не сводятся для всей системы или для

отдельных ее подсистем. Для сведения балансов необходимо провести обоснованную корректировку показаний приборов с использованием различных подходов и методов [1, 2]. Процедуру указанной корректировки, согласно [2], будем называть регуляризацией.

В качестве энергетической системы рассмотрим фрагмент тепловой схемы турбоустановки с турбиной Тп-115/125-130-1тп УТМЗ (рис. 1).

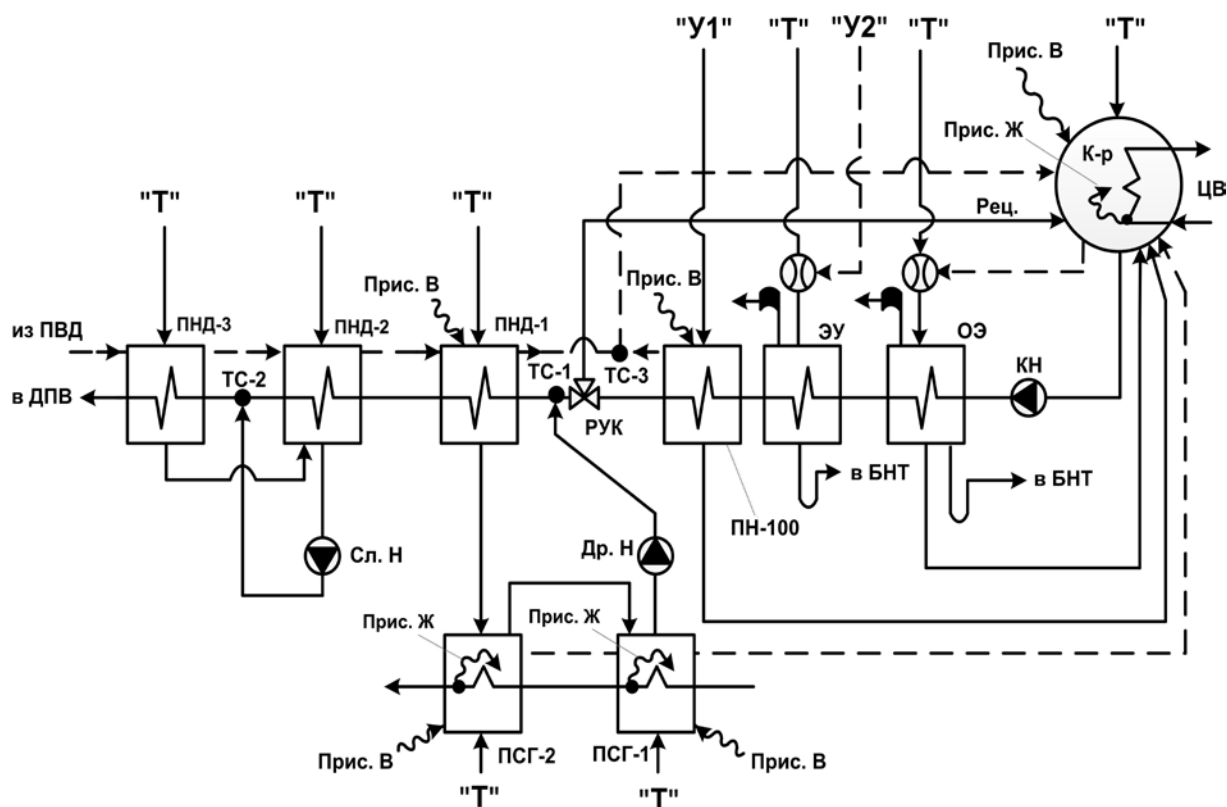


Рис. 1. Фрагмент структурной схемы энергетической системы: К-р – конденсатор; ОЭ – основной эжектор; ЭУ – эжектор уплотнений; ПН-100 – охладитель пара промежуточных камер концевых уплотнений турбоагрегата; РУК – регулятор уровня в конденсаторе; ПНД – подогреватель низкого давления системы регенеративного подогрева питательной воды; ПСГ – подогреватель сетевой горизонтальный; БНТ – бак низких точек; КН, Сл. Н, Др. Н – насосы соответственно конденсатный, сливной системы регенерации, дренажный сетевого подогревателя; ТС – точка смешения потоков; ЦВ, СВ – вода соответственно циркуляционная, сетевая; Прис. В – присос воздуха; Прис. Ж – присос жидкости; Рец. – рециркуляция; Т – турбина; ДПВ – деаэратор питательной воды; У1, У2 – соответственно промежуточные и крайние камеры концевых уплотнений турбоагрегата; сплошные линии – потоки теплоносителя; пунктирные линии – потоки воздуха или паровоздушной смеси

На первом этапе решается задача регуляризации материальных потоков теплоносителя (воды и пара). Под априорной информацией [2] понимаются используемые при формировании модели предварительные данные: результаты измерения расходов по ряду потоков, представления исследователя, экспертные оценки. Концепция регуляризации [2] позволяет исходную некорректную задачу $\mathbf{AY} + \sigma = \mathbf{B}$ свести к задаче минимизации функции:

$$F_c(\mathbf{Y}, \lambda) = \|\mathbf{AY} - \mathbf{B}\|^2 + \lambda \|\mathbf{Y} - \mathbf{Y}_0\|^2 \Rightarrow \min \quad (1)$$

где $\mathbf{Y}$, $\mathbf{Y}_0$ – искомое регуляризованное решение и его априорная оценка, $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$ – известные операторы модели системы, σ – числовой параметр, характеризующий погрешность правой части уравнения, λ – малый положительный параметр регуляризации, который необходимо подобрать.

Для описания структуры системы используем направленный граф $G=(\mathbf{X}, \mathbf{V})$. В качестве узлов графа (x_i) рассматриваются узлы смешения и распределения потоков, а трубопроводы между узлами представляются ветвями графа (v_j). Структура графа $G=(\mathbf{X}, \mathbf{V})$ с указанием номеров узлов и ветвей представлена на рис. 2.

Для модельного описания структуры системы используем матрицу инцидентности графа. В данном случае строится матрица инцидентности $\mathbf{A}$ размером $n \times m$ ($n = 20$ – число строк или узлов графа, $m = 44$ – число столбцов или ветвей графа). Следует отметить, что произведение матрицы инцидентности $\mathbf{A}$ на вектор расходов по ветвям графа $\mathbf{V}$ дает в каждом элементе матрицы $\mathbf{AV}$ небаланс массы в соответствующем узле. Это позволяет исходную постановку оптимизационной задачи (1) записать в виде

$$F_c(\mathbf{V}, \lambda) = \|\mathbf{AV}\|^2 + \lambda \|\mathbf{V} - \mathbf{V}_0\|^2 \Rightarrow \min \quad (2)$$

Для линейной постановки задачи регуляризации известно ее аналитическое решение [2]. Найденное решение задачи регуляризации позволяет перейти ко второй части решаемой задачи по сведению балансов материальных газовых потоков в рассматриваемой энергетической системе.

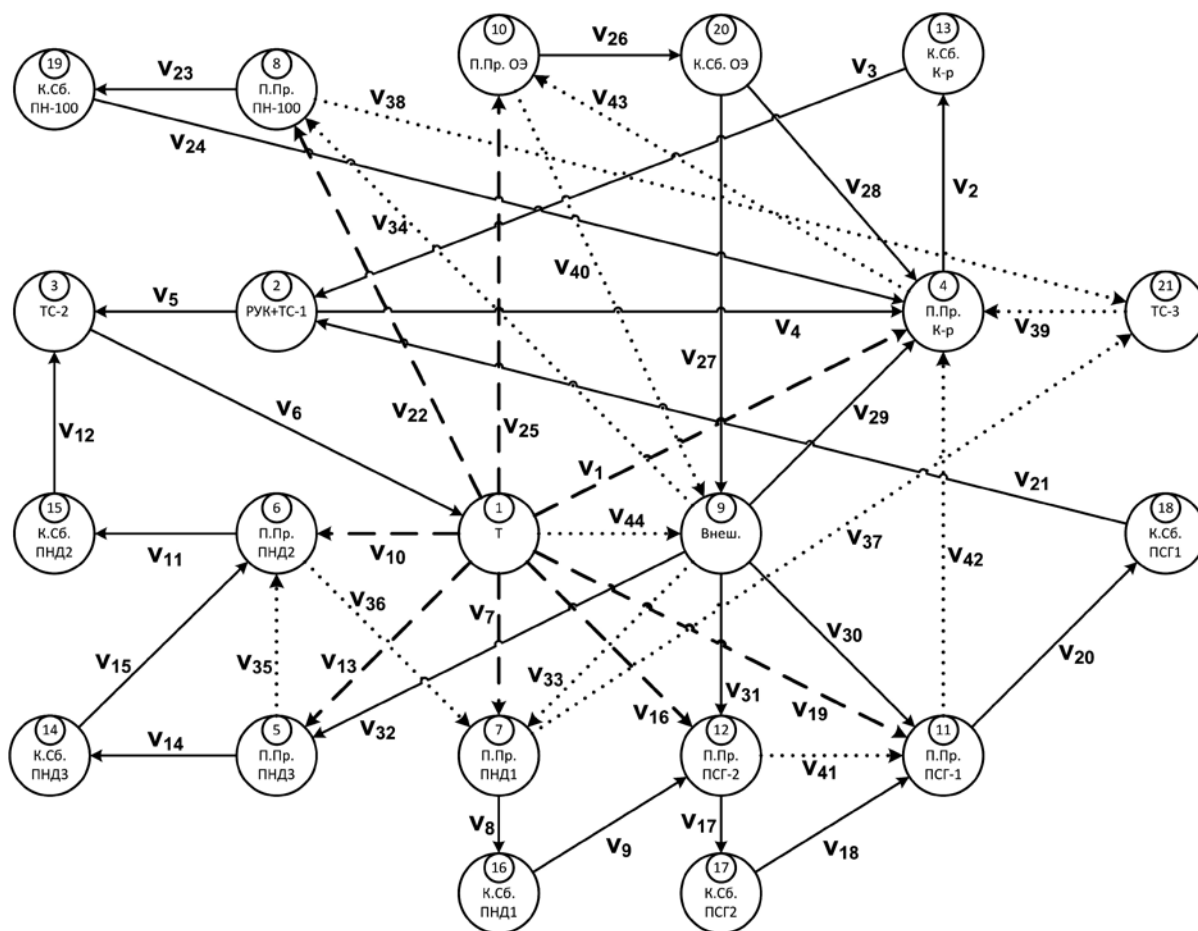


Рис. 2. Структура графа $G=(X,V)$, соответствующего технологической схеме по рис. 1: К.Сб. – конденсатосборник; П.Пр. – паровое пространство; Внеш. – внешняя среда; цифрами в кружках обозначены номера узлов; сплошные линии – потоки воды (и газа, растворенного в воде); штриховые линии – потоки пара (и газа в паре); пунктирные линии – потоки воздуха или паровоздушной смеси; прочие обозначения соответствуют рис. 1

Для сведения балансов по газу необходимо задать априорную информацию по расходам теплоносителя в каждой ветви и массовую концентрацию анализируемого газа в данной ветви. Тогда поэлементное произведение вектора значений расхода V на вектор концентраций газа C определит материальные потоки газа в каждой ветви в виде вектора. Для ряда ветвей (изображенных на рис. 2 пунктирными линиями) расход теплоносителя может быть равен нулю, а априорное значение расхода газа v_{1i} задано как результат прямого измерения (показания воздухомера на патрубке отвода газов из основного эжектора в атмосферу) или как результат экспертной оценки (присосы воздуха по элементам системы). Дальнейшая постановка и решение задачи регуляризации потоков газа

аналогична рассмотренной задаче регуляризации материальных потоков теплоносителей.

В докладе рассматривается решение задачи применительно к одному из режимов работы турбоустановки Тп-115/125-130-1тп. Априорные значения расходов теплоносителей (воды и пара) по схеме получены либо прямыми измерениями, либо как результат решения систем уравнений материального и теплового балансов по элементам, либо в ходе экспертных оценочных расчетов (например, расчетов протечек пара в системе концевых уплотнений турбины). Учитывая, что из всех растворенных в воде газов – компонентов воздуха, – наиболее доступным, с точки зрения измерения концентрации, является кислород, задачу регуляризации расходов газовых потоков целесообразно решать применительно к растворенному кислороду с последующим пересчетом результатов на расход воздуха. Измеряемые значения концентрации определялись амперометрическим методом. Концентрации растворенного кислорода в потоках теплоносителя, не обеспеченных прямыми измерениями, вычислены по уравнениям материального баланса по газу отдельных элементов или участков схемы либо являются результатом экспертной оценки. При этом используются модели межфазного равновесия по растворенному кислороду между конденсатом греющего пара и паровым пространством соответствующих теплообменников. При определении априорных значений расходов воздуха с присосами по элементам системы используются эмпирические данные по удельной величине присосов воздуха через сварные и фланцевые соединения разных типов.

В ходе регуляризации средняя по узлам графа невязка материального баланса по газам уменьшена с 6,1% до 1,7%, а максимальная – с 19,1% до 6,5%. Значение расхода воздуха с присосами в вакуумную систему по показаниям воздухомера, установленного на патрубке отвода неконденсируемых газов из основного эжектора в атмосферу, скорректировано на 10%, что в ряде случаев может оказаться критичным с точки зрения признания вакуумной системы соответствующей или несоответствующей установленным нормам по герметичности. Разница между измеренным расходом воздуха, удаляемого из основного эжектора, и результатами оценочных расчетов присосов по элементам системы до регуляризации составляла более 20%, а после – 3,5%; таким образом, предложенный метод позволяет более обоснованно решать задачи не только интегральной оценки герметичности вакуумной системы, но и локализации элементов системы с повышенными присосами.

Список литературы

1. Овчинников Ю.В. Анализ и оптимизация технико-экономических и экологических параметров ТЭС. Дис. докт. техн. наук : 05.14.01. Новосибирск, 1999. 60 с.
2. Тихонов А.Н., Арсенин В.Я. Методы решения некорректных задач. М. : Наука. 1979. 285 с.

УДК 621.311.22 : 621.165.018

Г. Г. Орлов, А. А. Ключкин (ИГЭУ, Иваново)

Повышение экономичности ТЭС с паровой подсушкой высоковлажных бурых углей

В России сосредоточено более трети общемировых запасов угля, из которых 70% приходится на долю бурого угля. По добыче угля (370 млн. т/год) Россия занимает пятое место в мире. Доля угля в топливно-энергетическом балансе страны в настоящее время составляет примерно 27%, а согласно стратегическим планам развития страны эта доля к 2030 году достигнет 32–38%. Бурый уголь Канско-Ачинского бассейна является самым дешевым в стране, поскольку его добыча осуществляется открытым способом. Однако из-за низкого качества уголь малотранспортабелен. Поэтому на базе крупнейших угольных разрезов (Ирша-Бородинского, Назаровского, Березовского) сооружены мощные ТЭС.

С целью повышения экономичности ТЭС, сжигающих низкосортные бурые угли, имеющие влажность $W^P = 30 - 39\%$ и теплотворную способность $Q_n^P = 11,7 - 13$ МДж/кг, иногда осуществляют подсушку такого топлива в паровых сушилках перед его сжиганием [1], при этом W^P снижается до 12 – 14%, а Q_n^P повышается до 20 – 22 МДж/кг, улучшается сыпучесть угля, его хранение и транспорт, а котельный агрегат становится более компактным. При паровой подсушке угля в трубчатых сушилках, температура пара на входе в сушилки не должна превышать 170 °С, что связано с работой подшипников сушилки. Однако пар, отбираемый на сушку топлива из регенеративного отбора турбины, является перегретым и его температура значительно выше требуемой. Для снижения температуры пара на входе в сушилки обычно в него впрыскивают воду.

В настоящей работе предлагается реализовать более рациональную схему охлаждения пара, идущего к сушилкам (рис. 1), с пропуском его через

специальный вынесенный пароохладитель (ПО), в котором съем теплоты перегрева пара осуществляется за счет нагрева части потока питательной воды, забираемой после питательного насоса (ПН). Отбираемый на ПО поток воды не проходит через подогреватели высокого давления (ПВД), что позволяет сократить расходы пара на ПВД и получить дополнительную выработку мощности в турбине. Кроме того, предлагаемая схема позволяет также получить конденсат из выпара сушилок, который направляется в цикл ТЭС для компенсации утечек. Отбор пара на сушку топлива значителен, и чтобы сохранить требуемую мощность на клеммах генератора обычно убирают первый ПВД.

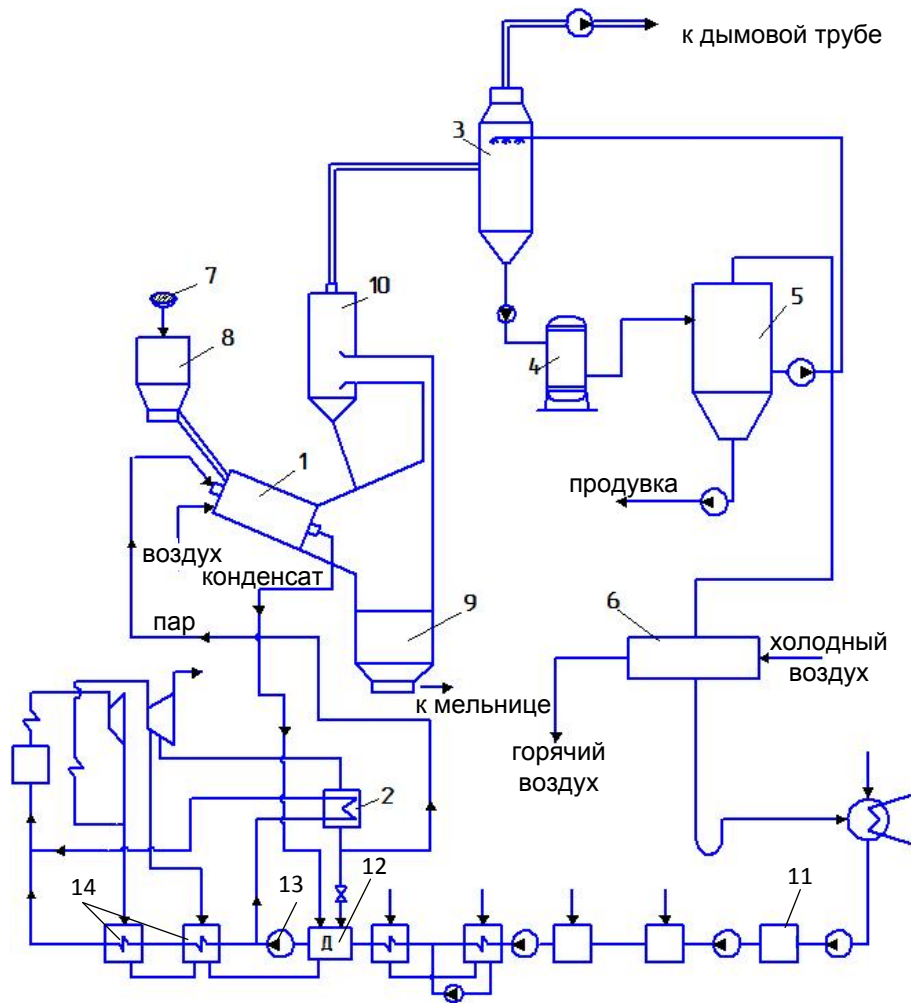
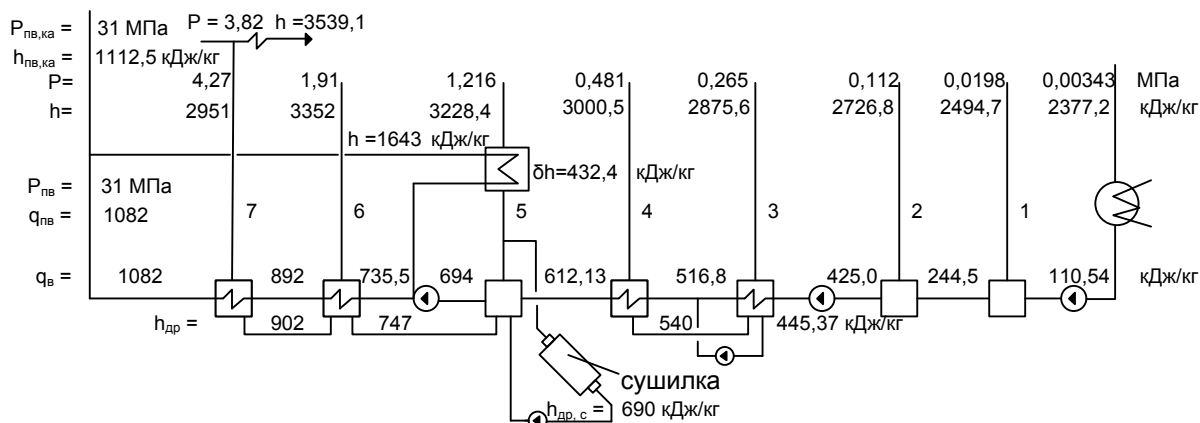


Рис. 1. Схема с установкой пароохладителя для пара, идущего на сушку топлива, и использованием конденсата водяных паров из подсушенного топлива для компенсации утечек пара и воды в цикле ТЭС: 1 – паровая трубчатая сушилка; 2 – ПО для пара, идущего на сушку топлива; 3 – контактный теплообменник; 4 – механический фильтр; 5 – вакуумный испаритель; 6 – калорифер котла; 7 – транспортер угля; 8 – бункер сырого угля; 9 – бункер сухого угля; 10 – циклон; 11 – блочная обессоливающая установка; 12 – деаэратор; 13 – ПН; 14 – ПВД

Таблица 1

Расчет коэффициентов e , ε и η для турбоустановки К-500-23,54-4


$$P_0 = 23,54 \text{ МПа}; \quad t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h_0 = 3324 \text{ кДж/кг}; \quad \Delta h_{\text{нп}} = 588,1 \text{ кДж/кг}; \quad t_{\text{нп}} = 540 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_K = 3,43 \text{ МПа};$$
$$D_0 = 444,45 \text{ кг/с}; \quad W_{\Pi 0} = 23,78 \text{ кг/с}; \quad D_c = 25,28 \text{ кг/с}; \quad D_{\Pi} = 24,8 \text{ кг/с}; \quad \omega_{\Pi 0} = W_{\Pi 0} / D_0 = 0,0535.$$

$1 - e$	e	Δq_B	$e\Delta q_B$	ϵ
$1 - e_1 = \frac{2377,2 - 110,54}{2494 - 110,54} = 0,9507$	0,0493	133,96	6,6042	0,7810
$1 - e_2 = \frac{2377,2 - 244,5 + 6,6042}{2726,8 - 244,5} = 0,8618$	0,1382	180,5	$\frac{24,9451}{31,5493}$	0,6144
$1 - e_3 = \frac{2377,2 - 425,0 + 31,5493}{2875,6 - 425} = 0,8095$	0,1905	91,8	17,4879	0,5165
$1 - e_4 = (1 - e_3) \frac{2875,6 - 540}{3000,5 - 540} = 0,7684$	0,2316	95,33	$\frac{22,0784}{71,1156}$	0,4395
$1 - e_5 = 1 - \frac{2796 - 2377,2 - 71,1156}{2796 - 612,3} - \frac{(1 - \eta)432,4}{2796 - 612,3} = 0,6428 + 0,1980\eta$	$0,3572 - 0,1980\eta$	81,87	$29,2439 - 16,2102\eta$	0,3771
$1 - e_6 = (1 - e_5) \frac{2796 - 747}{3352 - 747} - \frac{(1 - \eta)(0 - 432,4)}{3352 - 747} = 0,6714 - 0,0102\eta$	$0,3286 + 0,0102\eta$	156,5	$51,4259 + 1,5963\eta$	0,2488
$1 - e_7 = (1 - e_6) \frac{3352 - 902}{2951 - 902} - \frac{(1 - \eta)588,1}{2951 - 902} = 0,5158 - 0,2678\eta$	$0,4842 - 0,2678\eta$	190	$91,998 - 50,8820\eta$	0,2001
	$A - B\eta = \sum e\Delta q = 243,7834 - 65,4959\eta$			
$C - D\eta = -\omega_{no}[(\eta - e_6)\Delta q_{B6} + (\eta - e_7)\Delta q_{B7}] = 7,6196 - 21,1745\eta$				
$\eta = \frac{h_0 + \Delta h_{III} - h_K - A + C}{h_0 + \Delta h_{III} - h_{IB} - B + D} = \frac{3324 + 588,1 - 2377,2 - 243,7834 + 7,6196}{3324 + 588,1 - 1082 - 65,4959 + 21,1745} = 0,4662$				
$e_5 = 0,2649; \quad e_6 = 0,3334; \quad e_7 = 0,3594$				

Эффективность установки ПО оценим используя метод коэффициентов изменения мощности ϵ [2]. Расчет коэффициентов ϵ , КПД цикла η и коэффициентов выработки энергии на тепловом потреблении: $\epsilon = (\eta - \epsilon)/(1 - \eta)$, выполнен по рекуррентным формулам и приведен в табл. 1.

Поток пара из отбора №5 турбоустановки К-500-23,54-4, идущий после ПО в сушилку топлива и деаэратор, поступает в них при сниженной температуре, что приводит к изменению мощности турбоустановки на величину:

$$\Delta N_1 = \epsilon_5 (D_c + D_d) \delta h = 0,3771(25,28 + 24,8)432,4 = 8165,9 \text{ кВт},$$

где D_c – расход пара на сушку топлива, кг/с; D_d – расход пара на деаэратор, кг/с; δh – разность энтальпий пара на входе и выходе ПО, кДж/кг; ϵ_5 – коэффициент выработки энергии на тепловом потреблении для отбора №5.

Из деаэратора выходит поток питательной воды $W_{пв}$. После ПН из этого потока $W_{пв}$ на ПО отводится вода в количестве $W_{по} = 23,78$ кг/с. Следовательно через вышестоящие ПВД пройдет воды меньше, и это количество воды будет равно $W = W_{пв} - W_{по}$. Для нагрева воды W , проходящей через ПВД, потребуется меньше пара из отборов турбины на подогреватели №6 и №7, что приводит к недовыработке мощности турбоустановкой ΔN_2 :

$$\begin{aligned} \Delta N_2 &= -W_{по} (\epsilon_6 \Delta q_{в6} + \epsilon_7 \Delta q_{в7}) = \\ &= -23,78 [0,2488(892 - 735,5) + 0,20(1082 - 892)] = -1830 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где ϵ_6, ϵ_7 – коэффициенты выработки энергии на тепловом потреблении для ступеней регенерации №6 и №7 (таблица 1); $\Delta q_{в6}, \Delta q_{в7}$ – нагрев воды в ступенях регенерации №6 и №7, кДж/кг; $W_{по}$ – расход воды на ПО, кг/с.

Полное суммарное изменение мощности турбоустановки составит:

$$\Delta N = \sum_1^2 \Delta N_i = \Delta N_1 + \Delta N_2 = 8165,9 - 1830,0 = 6335,9 \text{ кВт}.$$

Так как основным условием данного расчета является условие постоянного расхода теплоты в конденсатор $Q_k = \text{const}$, то изменение

мощности турбоустановки ΔN будет равно изменению расхода теплоты в свежем паре ΔQ_0 , поступающем в ЦВД турбоустановки, т. е. $\Delta N = \Delta Q_0$. Годовая экономия условного топлива ΔB_1 от установки ПО для пара, идущего на сушку топлива на блок мощностью 500 МВт при числе часов использования установленной мощности $\tau_z = 6500$ час, удельном расходе условного топлива на выработку электроэнергии $b_3^{ysl} = 0,320$ кг/(кВт·ч) (для исходной схемы без установки ПО), КПД котельного агрегата $\eta_{ка} = 0,92$, КПД транспорта теплоты $\eta_{тр} = 0,98$ и дополнительной выработки мощности $\Delta N = 6335,9$ кВт составит

$$\Delta B_1 = -\Delta N \tau_r \left(b_3^{ysl} - \frac{3600}{\eta' \eta_{ка} \eta_{тр} Q_{ysl}} \right) \cdot 10^{-3} =$$

$$= -6335,9 \cdot 6500 \cdot \left(0,320 - \frac{3600}{1,0 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 29308} \right) \cdot 10^{-3} = -7567,8 \frac{\text{т у. т.}}{\text{год}},$$

где знак минус (–) означает экономию топлива.

Температура питательной воды за ПВД $t_{пв} = f(p_{пв}, h_{пв}) = 248,6$ °С, перед котлом – $t_{пв}^{ка} = \varphi(p_{пв,ка}, h_{пв,ка}) = 255,2$ °С (см. табл. 1). Прирост температуры питательной воды на входе в котел $\Delta t_{пв} = 6,6$ °С, вызванный установкой ПО для пара, идущего на сушку топлива, приводит к увеличению потерь теплоты с уходящими газами q_2 на величину $\delta q_2 = 0,012 \cdot \Delta t_{пв}$, % [3] и, следовательно, к снижению его КПД $\eta_{ка}$ и пережогу топлива ΔB_2 на ТЭС

$$\Delta B_2 = \tau_r b_3^{ysl} N \frac{0,012}{100} \Delta t_{пв} 10^{-3} = 6500 \cdot 0,320 \cdot 500 \cdot 10^3 \frac{0,012}{100} 6,6 \cdot 10^{-3} = 823,7 \frac{\text{т у. т.}}{\text{год}}.$$

Действительная экономия топлива от установки ПО для пара, отбираемого на сушку топлива и в схему регенерации турбоустановки, составит

$$\Delta B_1 = -\Delta B_1 + \Delta B_2 = -7567,8 + 823,7 = -6744,1 \frac{\text{т у. т.}}{\text{год}}.$$

Список литературы

1. Михайлов Н.М. Вопросы сушки топлива на электростанциях. М.–Л.: Госэнергоиздат. 1957. 152 с.
2. Рубинштейн Я.М., Щепетильников М.И. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. М.: Энергоиздат. 1982. 272 с.
3. Змачинский А.В. Зависимость КПД котлоагрегата от температуры питательной воды // Электрические станции. 1961. №5. С. 5-7.

С. И. Шувалов, А. А. Веренин (ИГЭУ, Иваново)

Повышение экономичности пылесистем с шаровыми барабанными мельницами

Шаровые барабанные мельницы широко используются на тепловых электростанциях для измельчения углей различных марок. Они надежны, невосприимчивы к попаданию трудноразмалываемых включений, просты в обслуживании. Основным их недостатком являются высокие удельные расходы электроэнергии на пылеприготовление, превышающие приблизительно в 1,5 раза соответствующие показатели других типов мельниц. Потребляемая мощность привода шаровых мельниц практически не зависит от ее производительности, поэтому наиболее экономичный режим соответствует работе с максимально возможной производительностью. Для его обеспечения при переменных нагрузках шаровые барабанные мельницы оснащаются промежуточным бункером готовой пыли, в котором при потребности в пыли менее максимально возможной накапливается ее излишек, а при заполнении бункера мельница останавливается.

На тепловых электростанциях мельницы всегда оснащаются сепараторами пыли, выделяющими из прошедшего через мельницу полидисперсного материала мелкие частицы (готовую пыль) и возвращающими крупные частицы (возврат) на повторный размол.

Производительность пылесистемы ограничивается максимально возможным расходом размалываемого материала через барабан $V_1^{\max}$, являющегося суммой потоков исходного сырья V_0 и возврата крупного продукта сепаратора V_2 . Для обеспечения экономичности пылесистема должна работать с максимальной производительностью, поэтому будем считать, что при любых схемах и режимах работы величина $V_1 = V_1^{\max}$.

В теплоэнергетике качество (тонину или тонкость) готовой пыли принято оценивать по величине остатка на сите с определенным размером отверстий, чаще всего по остатку на сите с отверстиями размером 90 мкм R_{90} . Будем считать, что величина R_{90} задана и должна быть обеспечена при всех режимах работы пылесистемы.

Отношение

$$\bar{\varphi} = \frac{B_3}{B_1} = \frac{B_0}{B_1} \quad (1)$$

называется полным выносом сепаратора, соответствующим доле мельничного продукта, выделенного сепаратором в готовую пыль. Если принять, что потребляемая мощность электродвигателями пылесистемы $N_{ШБМ}$ учитывает электрическую нагрузку всех элементов пылесистемы, то удельный расход электроэнергии на пылеприготовление составит

$$\mathcal{E}_{пп} = \frac{N_{ШБМ}}{B_0} = \frac{N_{ШБМ}}{B_1^{\max} \cdot \bar{\varphi}} \sim \frac{1}{\bar{\varphi}}. \quad (2)$$

Отсюда следует, что при сохранении интенсивности измельчения снижение удельных затрат на пылеприготовление связано с увеличением полного выноса $\bar{\varphi}$.

Сепараторы пыли не являются идеальными аппаратами. В готовой пыли присутствует некоторое количество излишне крупных частиц, а в возврате содержатся мелкие частицы, пригодные для сжигания. Процесс разделения частиц по крупности определяется кривой разделения $\varphi_{\delta}(\delta)$, оценивающей вероятность попадания частиц размером δ в готовую пыль. Для большинства сепараторов и режимов их работы эта кривая хорошо аппроксимируется двухпараметрической зависимостью

$$\varphi_{\delta}(\delta) = \frac{1}{1 + \left(\frac{\delta}{\delta_{гр}} \right)^{ks}}. \quad (3)$$

Здесь параметр $\delta_{гр}$ – граничный размер разделения, соответствующий размеру частиц, вероятность выделения которых в готовую пыль $\varphi_{\delta}(\delta_{гр}) = 0,5$. Параметр ks отражает эффективность разделения частиц в сепараторе по размерам: при $ks = 0$ происходит разделение мельничного продукта на готовую пыль и возврат без классификации, при $ks = \infty$ в

готовой пыли все частицы мельче δ_{2p} , в возврате все частицы крупнее $\delta_{гр}$.

По результатам экспериментальных исследований на стендовых установках и промышленных аппаратах было установлено, что серийно выпускаемые центробежные сепараторы типа ТКЗ-ВТИ (заводская маркировка СПЦ и СПЦВ) обладают эффективностью разделения, соответствующей $ks = 1,7 \dots 1,8$. Сепараторы с плоско-противоточной зоной разделения конструкции Ивановского государственного энергетического университета

(ИГЭУ) обладают большей эффективностью с $ks = 2,6 \dots 2,7$.

Наиболее очевидным вариантом увеличения полного выноса $\bar{\varphi}$ и снижения удельных затрат на пылеприготовление является замена серийных сепараторов ТКЗ-ВТИ на сепараторы ИГЭУ. Это мероприятие было реализовано более чем на 200 установках и везде был достигнут положительный эффект.

Вторым вариантом является повторная классификация возврата и выделения из него готовых частиц. Для ее реализации на течке возврата из сепаратора до мельницы устанавливается дополнительный сепаратор провеивания, мелкий продукт которого направляется в бункер готовой пыли, а крупный продукт – в мельницу на повторный размол.

При внешней привлекательности этой схемы в ее практическом применении возникает ряд технических трудностей. Возврат основного сепаратора содержит много меньше готовых частиц, чем мельничный продукт, поэтому для их извлечения и предотвращения загрязнения готовой пыли излишне крупными частицами сепаратор провеивания должен быть настроен на более мелкую границу разделения, чем основной сепаратор. Это условие определяет требования к конструкции сепаратора провеивания: только центробежный сепаратор с эффективностью разделения не ниже, чем у основного сепаратора. Для обеспечения высокой эффективности разделения концентрация пыли в рабочей зоне сепаратора должна быть не выше, чем в основном сепараторе. При кратности циркуляции пыли в контуре мельница-сепаратор, равной $2,5 \dots 3,5$ расход воздуха через сепаратор провеивания становится сопоставимым с расходом воздуха через основной сепаратор.

Третий вариант снижения затрат на пылеприготовление связан со схемой провеивания возврата основного сепаратора до крупности мельничного продукта и подачи мелкого продукта классификации на вход

основного сепаратора. Она была реализована на пылесистеме блока 300 МВт Черепетской ГРЭС, где было достигнуто увеличение производительности и соответствующее снижение энергозатрат.

Для количественной оценки эффективности пылесистем при различной их структуре на основе балансовой математической модели [1] разработана вычислительная программа и проведены варианты расчеты. Схема с провеиванием возврата до готовой пыли оказалась бесперспективной, поэтому при анализе ограничились следующими вариантами: 1 – базовый вариант с мельницей и серийным сепаратором ТКЗ-ВТИ; 2 – замена сепаратора ТКЗ-ВТИ на сепаратор ИГЭУ; 3 – провеивание возврата до крупности мельничного продукта в пылесистеме с сепаратором ТКЗ-ВТИ; 4 – провеивание возврата сепаратора ИГЭУ.

В схеме с провеиванием образуется цикл рециркуляции возврата в контуре основной сепаратор – сепаратор провеивания, соответственно наибольший прирост производительности пылесистемы происходит при максимальном количестве циркулирующего материала. Для обеспечения этого режима основной сепаратор должен быть настроен на максимально возможную границу разделения. Расчеты для этой схемы выполнялись при границе разделения основного сепаратора 25 мкм, что соответствует предельным возможностям этих аппаратов.

Результаты расчетов представлены на рис. 1. С угрублением готовой пыли производительность пылесистемы растет, при этом преимущество сепаратора ИГЭУ и схем провеивания перед базовым вариантом снижается. Однако замена серийного сепаратора на сепаратор ИГЭУ при получении пыли с $R_{90} = 7\%$ позволяет увеличить производительность пылесистемы на 18%. Для более грубой пыли с $R_{90} = 15\%$ прирост производительности составит 10%. Следует отметить, модернизация серийного сепаратора по схеме ИГЭУ только в некотором конструкторском изменении верхней части без других дополнительных затрат.

Эффективность схемы провеивания здесь несколько завышена, поскольку при выборе режима работы необходимо учитывать не только достигаемый прирост производительности, но также и увеличение циркулирующей нагрузки на основной сепаратор, что в наших расчетах не принималось во внимание. Выбор границы разделения сепараторов должен учитывать техническое состояние и условия работы конкретной пылесистемы.

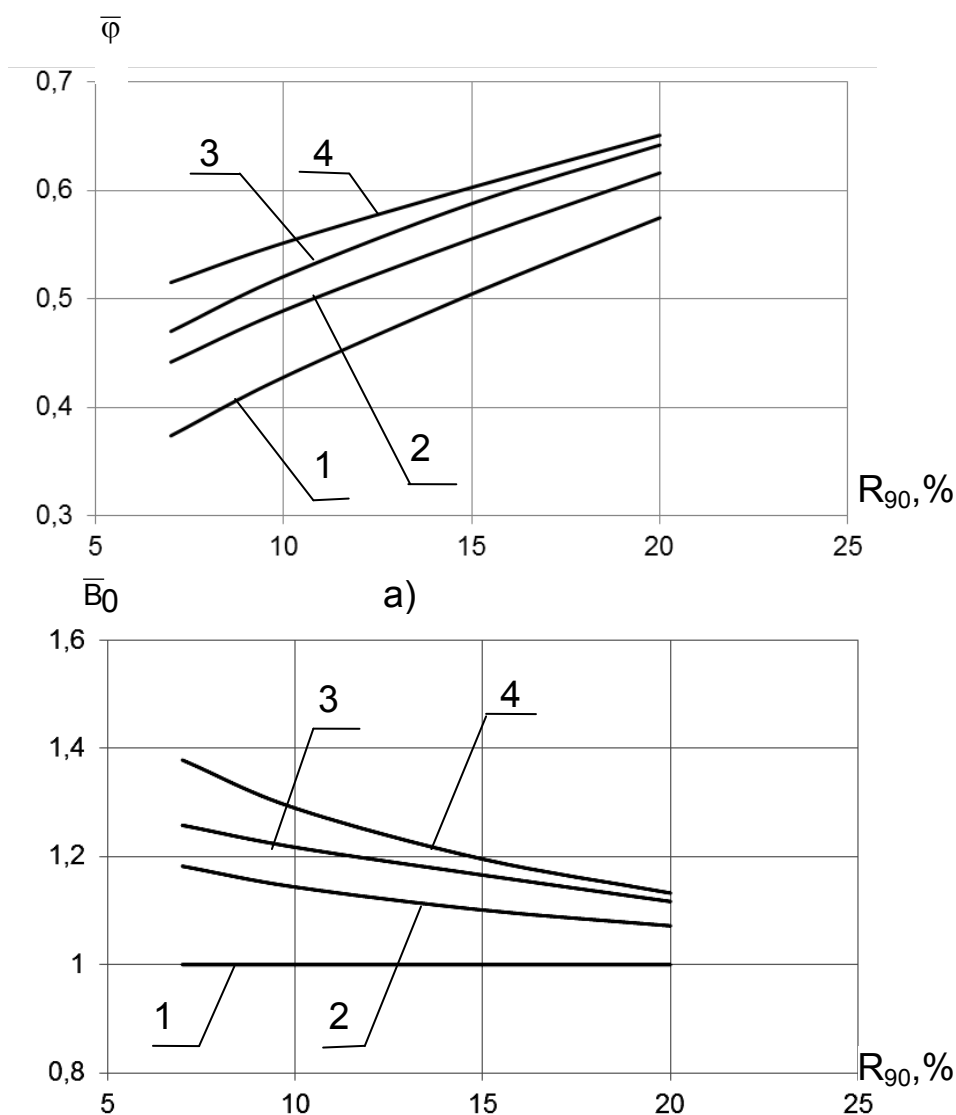


Рис. 1. Зависимость полного выноса сепаратора а) и приведенной к базовому варианту производительности пылесистемы от ее структуры и тонкости готовой пыли в):
 1 – базовый вариант схемы с серийным сепаратором ТКЗ-ВТИ; 2 – мельница с сепаратором ИГЭУ; 3 – схема с сепаратором ТКЗ-ВТИ; 4 – схема с сепаратором ИГЭУ

Список литературы

1. Шувалов С.И., Михеев П.Г., Веренин А.А., Асташов Н.С. Математическая модель шаровой барабанной мельницы для анализа работы сепаратора пыли // Вестник ИГЭУ, Вып. 4. 2009. с. 3-7.

К. Р. Хусаинов, А. А. Кудинов (СамГТУ, Самара)

Вторичный перегрев водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора

Энергетической стратегией Российской Федерации на период до 2030 г. предусматривается строительство и ввод в эксплуатацию на ТЭС парогазовых установок утилизационного типа (ПГУ-У), что обусловлено высокими значениями коэффициентов полезного действия ПГУ-У по отпуску электрической энергии [1, 2]. Сооружение ПГУ-У является основной тенденцией развития не только отечественной, но и мировой энергетики. По сравнению с традиционными паросиловыми блоками парогазовые установки наносят меньший вред окружающей среде, что обусловлено использованием в качестве топлива в основном природного газа, реализацией процесса горения с малыми выбросами оксидов азота и относительно малым потреблением охлаждающей воды [3, 4]. В классическом виде ПГУ-У состоит из двух газотурбинных установок (ГТУ), двух паровых котлов-утилизаторов (КУ) и одной паротурбинной установки (ПТУ) [2, 5, 6].

Одной из приоритетных задач развития ПГУ-У является повышение КПД паровых турбин ПГУ, который не превышает 35–36% из-за отсутствия системы регенерации и невысоких начальных параметров водяного пара. Данная проблема является особенно актуальной, поскольку газотурбинный цикл является надстройкой комбинированного цикла Брайтона-Ренкина и именно в паротурбинном цикле формируется дополнительная тепловая экономичность. Повышение КПД паровых турбин конденсационного типа достигается за счет промежуточного перегрева водяного пара, частично отработавшего в проточной части турбины [5, 7].

Для повышения экономичности и надежности работы ПГУ предлагается в хвостовой части котла-утилизатора разместить промежуточный пароперегреватель для вторичного (промежуточного) перегрева водяного пара, частично отработавшего в турбине (рис. 1) [8, 9]. В настоящей работе предлагаемый способ повышения экономичности парогазовых установок изложен применительно к парогазовому блоку ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербурга, в состав которой входят две газотурбинные установки фирмы Siemens (маркировка – V94.2)

мощностью 157 МВт каждая, два паровых двухконтурных котла-утилизатора П-90 (завод-изготовитель – Подольский машиностроительный завод) и паровая турбина К-150-8 ЛМЗ.

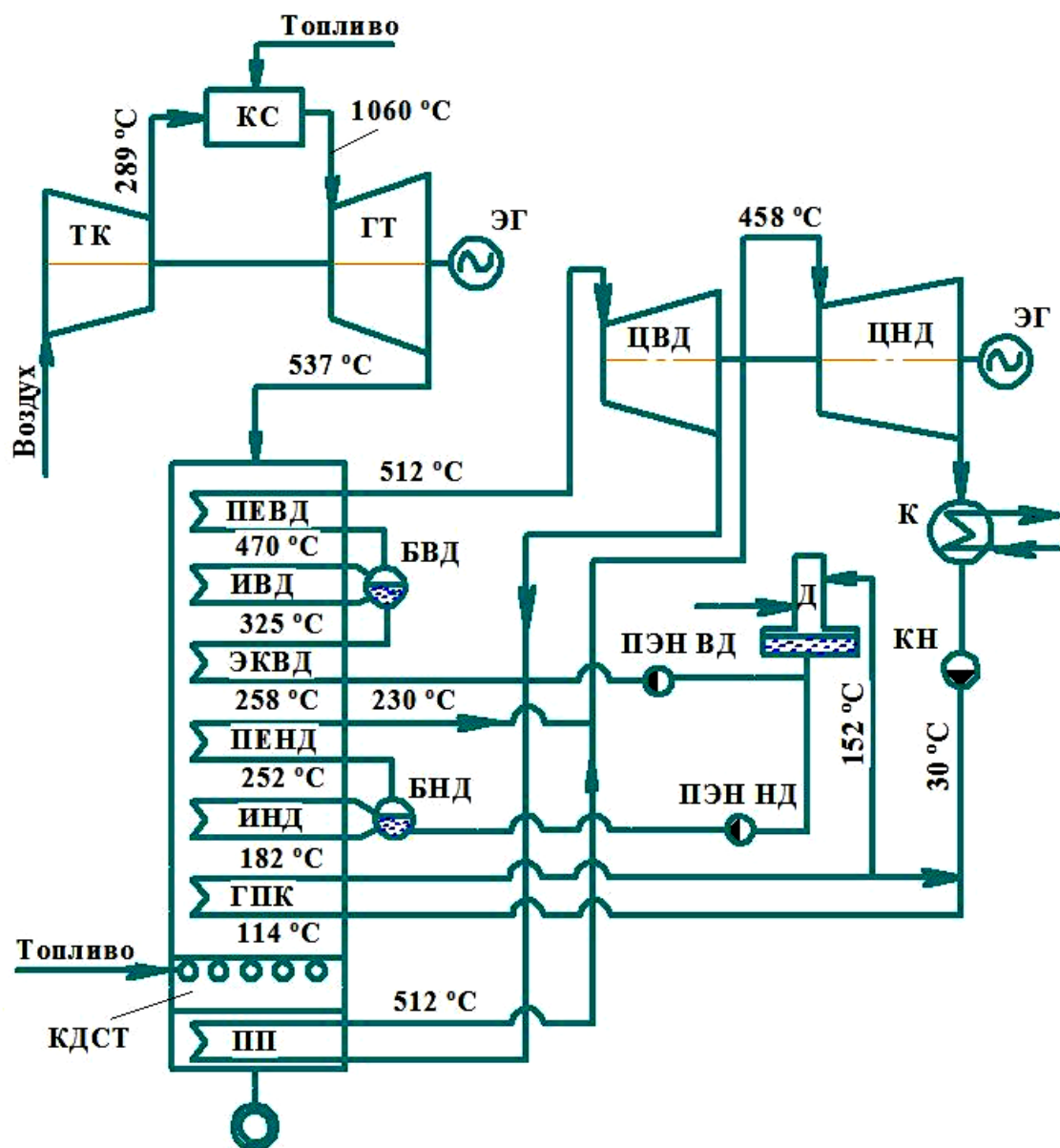


Рис. 1. Схема ПГУ-450 с промежуточным перегревом водяного пара в хвостовой части двухконтурного котла-утилизатора

При реализации данного способа повторного перегрева водяного пара промежуточный пароперегреватель (ПП) располагается после последней поверхности нагрева котла-утилизатора (после ГПК). При этом для подъема уровня температур газов в выходной зоне котла-утилизатора устанавливается камера дополнительного сжигания топлива (КДСТ). В этом случае процесс сгорания дополнительного количества топлива будет

осуществляться в среде уходящих газов ГТУ, без осуществления подвода дополнительного количества воздуха [2, 4].

Таким образом, двухконтурный котел-утилизатор П-90 состоит из следующих поверхностей нагрева: ПЕВД, ПЕНД – пароперегреватели высокого и низкого давления; ИВД, ИНД – испарители высокого и низкого давления; ЭКВД – водяной экономайзер высокого давления; ГПК – газовый подогреватель конденсата, ПП – промежуточный пароперегреватель.

Из уравнения теплового баланса для двухконтурного котла-утилизатора определяется его КПД:

$$\eta_{ку} = \frac{[D_0^{ВД} h_0^{ВД} + D_0^{НД} h_0^{НД} - D_{\Sigma} h_k^{ГПК}] + [D_0^{ВД} (h_{пар2} - h_{пар1})]}{[G_T (h_{ГТ}'' - h_{КДСТ}') + [Q_H^P B_{КДСТ}]]} \quad (1)$$

где $D_0^{ВД}$, $D_0^{НД}$ – расходы пара высокого и низкого давления, кг/с; $h_0^{ВД}$, $h_0^{НД}$, $h_{пар1}$, $h_{пар2}$, $h_{ГТ}''$, $h_{КДСТ}'$, $h_k^{ГПК}$ – энтальпии пара высоких и низких параметров, перед и после ПП, газов после газовой турбины и перед КДСТ, турбинного конденсата перед котлом-утилизатором, кДж/кг; $B_{КДСТ}$ – расход топлива в КДСТ, кг/с; Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Выражение для определения термического КПД идеального цикла Брайтона-Ренкина при вторичном перегреве водяного пара в контуре высокого давления и хвостовой части котла-утилизатора имеет вид:

$$\eta_{t(a)} = \frac{(h_5 - h_{aид}) + (h_b - h_{6ид})}{(h_5 - h_1) + (h_b - h_{aид})} \quad (2)$$

Прирост тепловой экономичности парового цикла за счет промежуточного перегрева водяного пара в котле-утилизаторе оценивается из формул для определения термического КПД комбинированного цикла:

$$\eta_t = \frac{(h_5 - h_a)}{(h_5 - h_1)}, \quad \eta_t^* = \frac{(h_5 - h_a) + (h_b - h_6)}{(h_5 - h_1) + (h_b - h_a)} \quad (3)$$

$$\Delta\eta_t = \eta_t^* - \eta_t \quad (4)$$

Прирост КПД паровой турбины при промежуточном перегреве водяного пара определяется с учетом относительного внутреннего η_{oi} и электромеханического $\eta_{мг}$ КПД турбины:

$$\Delta\eta_{пт} = \eta_{пт}^* - \eta_{пт} = (\eta_t^* - \eta_t) \eta_{oi} \eta_{мг} \quad (5)$$

Мощность паровой турбины определяется по формуле:

$$N_{\text{пт}} = 2D_0^{\text{ВД}} H_{\text{цВД}} + 2(D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}}) H_{\text{цНД}}, \quad (6)$$

где $H_{\text{цВД}} = h_5 - [\eta_{0i}^{\text{цВД}} (h_5 - h_{a \text{ ид}})]$, $H_{\text{цНД}} = h_b - [\eta_{0i}^{\text{цНД}} (h_b - h_{c \text{ ид}})]$,

$H_{\text{цНД}} = h_d - [\eta_{0i}^{\text{цНД}} (h_d - h_{e \text{ ид}})]$ – теплоперепады водяного пара в ЦВД и ЦНД паровой турбины; $\eta_{0i}^{\text{цВД}}$, $\eta_{0i}^{\text{цНД}}$ – относительный внутренний КПД ЦВД и ЦНД паровой турбины.

Расходы $D_0^{\text{ВД}}$ и $D_0^{\text{НД}}$ вырабатываемого в каждом контуре циркуляции водяного пара определяются из уравнений теплового баланса для каждого испарительного контура (без учета непрерывной продувки из барабанов двухконтурного котла-утилизатора):

$$D_0^{\text{ВД}} = \frac{G_{\text{г}} (h_{\text{г}}'' - h_{\text{ивд}}'')}{h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{пв1}}}, \quad D_0^{\text{НД}} = \frac{G_{\text{г}} (h_{\text{эксд}}'' - h_{\text{инд}}'')}{h_0^{\text{НД}} - h_{\text{пв3}}}, \quad (7)$$

где $h_{\text{ивд}}''$, $h_{\text{исд}}''$, $h_{\text{инд}}''$, $h_{\text{эксд}}''$, $h_{\text{эксд}}''$ – энтальпия газов ГТУ после испарителей высокого, среднего и низкого давления, водяного экономайзера высокого и среднего давления; $h_{\text{пв1}}$, $h_{\text{пв2}}$, $h_{\text{пв3}}$ – энтальпия питательной воды перед барабанами высокого (БВД), среднего (БСД) и низкого (БНД) давления трехконтурного котла-утилизатора.

На рис. 2 представлены результаты проведенного анализа работы парогазового блока ПГУ-450 при промежуточном перегреве водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора при различных температурах вторично перегретого водяного пара.

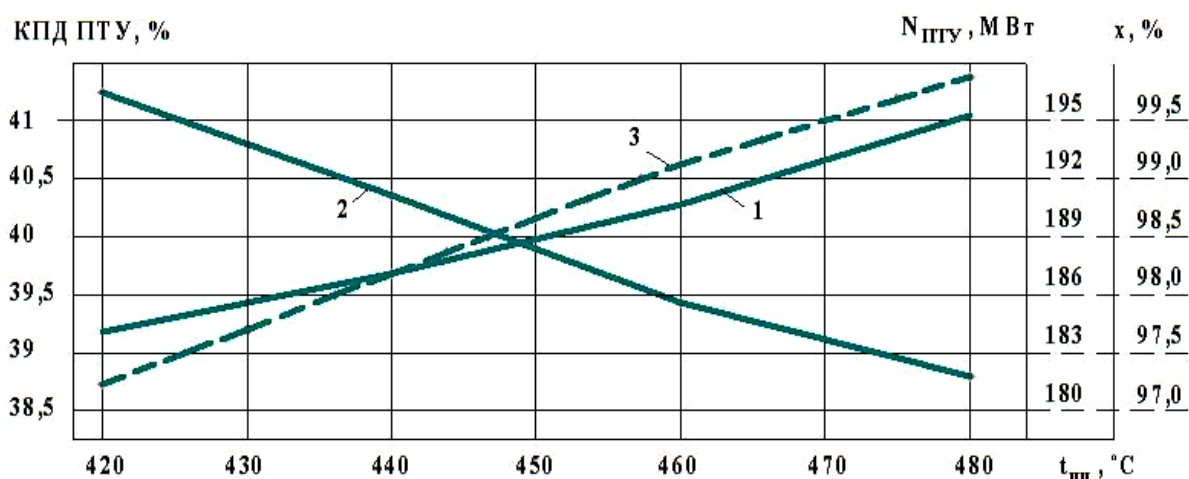


Рис. 2. Зависимость основных показателей работы паровой турбины К-150-8 от температуры вторично перегретого водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора: 1 – мощность паровой турбины; 2 – КПД паровой турбины; 3 – степень сухости водяного пара на лопатках последней ступени турбины

Установлено, что использование промежуточного перегрева водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора с установкой камеры дополнительного сжигания топлива позволяет повысить КПД парогазовой установки ПГУ-450 на 6,8% (с 51,1 до 57,9%) при уменьшении удельного расхода условного топлива на 11,74% (с 240,7 до 212,44 г/кВт·ч). Годовая экономия условного топлива в денежном выражении составляет 530,27 млн. руб. Таким образом, результаты исследования подтверждают эффективность работы двухконтурной ПГУ при осуществлении промежуточного перегрева водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора.

Список литературы

1. Кудинов А.А. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование / М. : ИНФРА-М, 2015. 325 с.
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 584 с.
3. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения / М.: ИНФРА-М, 2016. 320 с.
4. Кудинов А.А. Горение органического топлива / М. : ИНФРА-М, 2015. 390 с.
5. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Парогазовые установки тепловых электрических станций / Самара: Самар. Гос. техн. ун-т, 2014. 210 с.
6. Усов С.В., Кудинов А.А. Анализ технико-экономических показателей Сызранской ТЭЦ после ее модернизации с установкой с установкой ПГУ-200 // Энергетик. 2013. № 12. С. 43-45.
7. Костюк А.Г., Фролов В.В., Трухний А.Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций / М.: Издательство МЭИ, 2001. 488 с.
8. Кудинов А.А., Хусаинов К.Р. Влияние промежуточного перегрева пара на экономичность двухконтурной ПГУ утилизационного типа // Промышленная энергетика. 2015. № 8. С. 42-48.
9. Парогазовая установка электростанции // Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р. Положительное решение от 24.11.2016 г. о выдаче патента на изобретение РФ по заявке № 2015136089 от 25.08.2015 г.

К вопросу повышения эффективности Самарской ТЭЦ

Анализ работы газифицированных котельных установок показывает, что одним из путей существенного улучшения использования топлива является глубокое охлаждение уходящих газов. Для глубокого охлаждения газов на практике используют конденсационные теплоутилизаторы (КТ) контактного или поверхностного типа, которые позволяют производить охлаждение уходящих газов ниже точки росы и дополнительно использовать скрытую теплоту конденсации части содержащихся в газах водяных паров. Конденсат водяных паров из газов после дегазации (удаления растворенных в нем CO_2 и O_2) можно использовать в качестве питательной воды котлов и (или) подпиточной воды системы теплоснабжения.

Особенно эффективно применение КТ при утилизации продуктов сгорания природного газа, что объясняется повышенным содержанием в них водяных паров (более 20% по объему при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$) и высоким качеством выделяющегося из продуктов сгорания конденсата водяных паров (обессоленной воды), который может использоваться в качестве добавочной воды на тепловых электростанциях [1, 2]. Использование получаемого из продуктов сгорания конденсата водяных паров в системе теплоснабжения позволяет существенно сократить производительность химводоочистки, а в отдельных случаях при увлажнении дутьевого воздуха и вообще отказаться от применения водоумягчительной установки [3]. Важным обстоятельством является то, что при глубоком охлаждении продуктов сгорания одновременно с энергоресурсосбережением осуществляется частичная очистка газов от оксидов азота и других примесей [1, 4]. Следует отметить, что создание компактных высокооребранных поверхностей нагрева сделало экономически выгодным применение поверхностных теплообменников для охлаждения продуктов сгорания природного газа ниже точки росы.

На Самарской ТЭЦ филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс» установлено пять энергетических котлов типа БКЗ-420-140 НГМ, за каждым из которых установлено по два вращающихся регенеративных воздухоподогревателя типа РВП-54. Основным топливом является природный газ. Предложено за

котлом БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ установить КТ поверхностного типа для нагрева исходной воды перед подачей ее на химводоочистку и получения конденсата водяных паров из уходящих газов. Конденсат водяных паров из газов, полученный в КТ, после дегазации целесообразно использовать в качестве подпиточной воды тепловой сети.

Выполнен тепловой расчет конденсационного поверхностного теплообменника за котлом БКЗ-420-140 НГМ по методике, изложенной в [1].

В качестве теплообменного элемента теплоутилизатора была выбрана биметаллическая трубка калорифера типа КСк, внутренний слой которой стальной, а наружный – алюминиевый с накатанным оребрением.

Исходные данные для выполнения теплового расчета КТ за котлом БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ: состав газообразного топлива Уренгойского месторождения; расход топлива на котел $B = 9,0271 \text{ м}^3/\text{с}$; паропроизводительность котла $D_{\text{пе}} = 420 \text{ т/ч}$; температура газов на входе в КТ $t'_{yx} = 120 \text{ °C}$, на выходе из КТ $t''_{yx} = 40 \text{ °C}$; коэффициент избытка воздуха в уходящих газах за РВП (перед КТ) $\alpha_{yx} = 1,3$; температура нагреваемой воды на входе в КТ $t'_b = 5 \text{ °C}$ и на выходе из него $t''_b = 35 \text{ °C}$; высшая теплота сгорания топлива $Q_b^c = 37,126 \text{ МДж/м}^3$; скорость газов в КТ 5 м/с ; скорость воды в рабочих трубках теплообменника $2,5 \text{ м/с}$; доля перепускаемых по байпасу газов $\delta = 0,5$ (байпасным является второй газопоток после котла).

В результате теплового расчета конденсационного поверхностного теплоутилизатора за энергетическим котлом БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ были определены объем влажных продуктов сгорания $V_r = 13,57 \text{ м}^3 \text{ пр.сг./м}^3 \text{ газа}$; расход газов через КТ $V_{yx} = 220444 \text{ м}^3/\text{ч}$; влагосодержание газов на входе в теплоутилизатор $X'_{yx} = 0,11514 \text{ кг/кг с.г.}$ и на выходе из него $X''_{yx} = 0,04651 \text{ кг/кг с.г.}$; точка росы газов на входе в КТ $t'_{p,yx} = 54,6 \text{ °C}$; теплопроизводительность КТ $Q_{\text{кт}} = 17,471 \text{ МВт}$; расход подогреваемой воды $G_b = 490,722 \text{ т/ч}$; температура, влагосодержание и точка росы уходящих газов, подаваемых в дымовую трубу: $t_{yx} = 80,4 \text{ °C}$, $X_{yx} = 0,08083 \text{ кг/кг с.г.}$ и $t_{p,yx} = 48,9 \text{ °C}$; повышение коэффициента использования топлива котла $\Delta\eta_k = 5,2\%$ за счет установки КТ; расход конденсата водяных паров, выделяющегося из газов в КТ, $G_k = 15,626 \text{ т/ч}$; коэффициент теплопередачи $k_{\text{кт}} = 86,15 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$, при этом коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к наружной поверхности конденсационного теплообменника $\alpha_r = 87,2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$, а коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности

трубы к нагреваемой воде $\alpha_b = 8977,12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; поверхность теплообмена $F_{\text{КТ}} = 3600 \text{ м}^2$ [1, 5–7].

Теплопроизводительность КТ определялась по приближенной формуле И. З. Аронова [8].

Основой выполненных расчетов являются результаты обследований энергокотлов БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ и натурных испытаний конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, выполненного на базе биметаллического калорифера КСк-4-11 и установленного за котлом ДЕ-10-14 ГМ ст. № 2 Ульяновской ТЭЦ-3 [9]. Произведена математическая обработка результатов натурных испытаний теплоутилизатора, получено критериальное уравнение теплообмена в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания. Уравнение содержит критерий орошения, что позволяет устанавливать зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности орошения поверхности теплообменника конденсатом водяных паров из продуктов сгорания, связанной со степенью охлаждения газов в КТ [1].

Анализ работы котла ДЕ-10-14 ГМ Ульяновской ТЭЦ-3 [9, 10] показывает, что при номинальной паровой нагрузке 10 т/ч расход природного газа составляет 725 м³/ч. Внедрение конденсационного поверхностного теплоутилизатора на паровом котле ст. № 2 Ульяновской ТЭЦ-3 позволило повысить коэффициент использования топлива котла в среднем на 7–8% и одновременно снизить содержание оксидов азота в уходящих газах на 27–29%. Абсолютное количество конденсата водяных паров из уходящих продуктов сгорания составило 0,462 м³/ч (при $\delta = 0,2$) [1, 9]. Снижение содержания оксидов азота в уходящих продуктах сгорания произошло за счет их растворения в конденсате водяных паров, выделившемся из продуктов сгорания при их охлаждении ниже точки росы, равной 55,3 °С при $\alpha_{yx} = 1,25$. Таким образом, конденсационный теплоутилизатор является не только теплообменником, но и в определенной степени газоуловителем. При этом степень очистки продуктов сгорания от оксидов азота повышается с увеличением количества конденсата водяных паров, выделяющегося из уходящих газов.

Произведен расчет экономической эффективности за счет установки КТ за паровым котлом БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ. Установлено, что при числе часов работы котла БКЗ-420-140 НГМ 5000 ч/год экономическая эффективность за счет работы конденсационного теплоутилизатора $\mathcal{E}_{\text{КТ}}^{\text{год}} = 49,889 \text{ млнруб/год}$ [1, 5–7].

Результаты теплового расчета КТ и расчета экономической эффективности обобщены для котлов разной тепловой мощности ТЭС и систем теплоснабжения и представлены в табл. 1 при доле перепускаемых по байпасному газоходу уходящих продуктов сгорания $\delta = 0,2; 0,3; 0,5$.

Таблица 1

Результаты расчета экономической эффективности за счет установки КТ за котлом при его работе 5000 ч/год и доле перепускаемых по байпасному газоходу уходящих продуктов сгорания $\delta = 0,2; 0,3; 0,5$

В, м³/с	Q _{КТ} , МВт	G _В , т/ч	G _К , т/ч	Q _К , МВт	Q _С , МВт	Э _Т ^{год}	Э _{Х.В} ^{год}	Э _{КТ} ^{год}
						млн.руб/год		
δ = 0,2								
0,5	1,54831	43,489	1,368	0,05573	1,60404	4,19775	0,2189	4,41665
1	3,09662	86,979	2,772	0,11293	3,20955	8,39935	0,4435	8,84285
3	9,28987	260,936	8,316	0,33879	9,62866	25,19805	1,33055	26,5286
5	15,48312	434,894	13,86	0,56465	16,04777	41,9967	2,2176	44,2143
7	21,67636	608,852	19,404	0,79051	22,46687	58,7954	3,10465	61,90005
8	24,77298	695,831	22,14	0,90197	25,67495	67,1909	3,5424	70,7333
9	27,86961	782,809	24,912	1,0149	28,88451	75,59025	3,9859	79,57615
δ = 0,3								
0,5	1,35477	38,053	1,224	0,04987	1,40464	3,6759	0,19585	3,87175
1	2,70955	76,107	2,412	0,09826	2,80781	7,348	0,3859	7,7339
3	8,12864	228,319	7,272	0,29626	8,4249	22,0478	1,1635	23,2113
5	13,54773	380,532	12,132	0,49425	14,04198	36,7476	1,9411	38,6887
7	18,96682	532,745	16,956	0,69078	19,6576	51,4436	2,71295	54,15655
8	21,67636	608,852	19,404	0,79051	22,46687	58,7954	3,10465	61,90005
9	24,38591	684,958	21,816	0,88877	25,27468	66,1434	3,49055	69,63395
δ = 0,5								
0,5	0,96769	27,181	0,864	0,0352	1,00289	2,62455	0,13825	2,7628
1	1,93539	54,362	1,728	0,0704	2,00579	5,2491	0,2765	5,5256
3	5,80617	163,085	5,184	0,21119	6,01736	15,7473	0,82945	16,57675
5	9,67695	271,809	8,64	0,35199	10,02894	26,24555	1,3824	27,62795
7	13,54773	380,532	12,132	0,49425	14,04198	36,7476	1,9411	38,6887
8	15,48312	434,894	13,86	0,56465	16,04777	41,9967	2,2176	44,2143
9	17,4185	489,256	15,588	0,63505	18,05355	47,2458	2,4941	49,7399

Примечание. Здесь Q_к – количество теплоты при использовании конденсата водяных паров из дымовых газов в системе теплоснабжения ТЭЦ; Q_с – суммарное количество утилизируемой теплоты; Э_Т^{год} – стоимость сэкономленной в течение года тепловой энергии; Э_{Х.В}^{год} – стоимость сэкономленной в течение года химически очищенной воды; Э_{КТ}^{год} – годовая экономическая эффективность за счет работы КТ.

Анализ результатов выполненных расчетов показал, что срок окупаемости внедрения конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа за котлом БКЗ-420-140 НГМ на Самарской ТЭЦ составляет менее 1 года [1, 5–7].

Список литературы

1. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения. М.: ИНФРА-М, 2016. 320 с.
2. Бухонов Д.Ю., Борисов Ю.В. Получение конденсата из уходящих дымовых газов при сжигании газового топлива // Новое в российской энергетике. 2005. № 1. С. 42-45.
3. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Охлаждение продуктов сгорания природного газа в конденсационных теплоутилизаторах // Промышленная энергетика. 2010. № 4. С. 39-43.
4. Внуков А.К., Розанова Ф.А. Повышение эффективности использования природного газа в водогрейных котлах // Энергетик. 2013. № 4. С. 75-78.
5. Зиганшина С.К. О возможности модернизации котла БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ // Энергетик. 2014. № 1. С. 60-62.
6. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение эффективности котла БКЗ-420-140 НГМ путем охлаждения газов ниже температуры точки росы // Промышленная энергетика. 2014. № 6. С. 20-23.
7. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение экономичности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 8. С. 62-66.
8. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / Л.: Недра, 1990. 280 с.
9. Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Энергосбережение в газифицированных котельных установках путем глубокого охлаждения продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2000. № 1. С. 59-61.
10. Кудинов А.А. Горение органического топлива: учеб. пособие / М.: ИНФРА-М, 2015. 390 с.

УДК 662.613

С. К. Зиганшина, Г. А. Панфилов (СамГТУ, Самара)

Расширение Самарской ТЭЦ энергетическим котлом с конденсационным теплоутилизатором

ТЭЦ имеют более высокие энергетические показатели по сравнению с КЭС, так как часть теплоты отработавшего в турбине пара используется у внешнего потребителя. При полном использовании теплоты отработавшего в турбине пара потери теплоты в холодном источнике отсутствуют (турбины

с противодавлением), а при частичном – в холодном источнике (конденсаторе) теряется меньше теплоты, чем на КЭС [1-3].

Повышение тепловой экономичности электростанций и отдельных агрегатов достигается за счет повышения начальных и снижения конечных параметров пара, применения промежуточного перегрева пара, регенеративного подогрева питательной воды, использования вторичных энергоресурсов, в частности, теплоты конденсации отработавшего в турбине пара [4, 5] и уходящих газов котлоагрегатов [6–8].

Самарская ТЭЦ была введена в эксплуатацию в ноябре 1972 года. В настоящее время Самарская ТЭЦ обеспечивает тепловой и электрической энергией больше половины города, причем почти 80 процентов потребителей – коммунально-бытовые. Первоначально на Самарской ТЭЦ было установлено пять котлов БКЗ-420-140 НГМ, одна турбина ПТ-60-130/13 и три турбины Т-100/120-130-3. В декабре 2002 года введена в эксплуатацию турбина Р-50-130/13, перевезенная с Новокуйбышевской ТЭЦ-2. В результате, на Самарской ТЭЦ появился дефицит пара, т. к. установленная мощность паровых котлов не стала соответствовать установленной мощности паровых турбин.

Требуемое количество свежего пара для номинальной работы турбин из инструкций по эксплуатации турбинного оборудования Самарской ТЭЦ:

Р-50-130/13 – 136,1 кг/с;

ПТ-60-130/13 – 108 кг/с;

Т-100/120-130-3 – 130,6 кг/с.

Общий расход пара для работы турбин на номинальных параметрах

$$D_{\text{ТУР}} = 136,1 + 108 + 3 \cdot 130,6 = 635,9 \text{ кг/с (2289,2 т/ч)}.$$

Требуемая паропроизводительность энергетических котлов Самарской ТЭЦ для обеспечения работы турбоагрегатов на номинальном режиме с учетом собственных нужд станции

$$D_{\text{КОТ}}^{\text{ТР}} = D_{\text{ТУР}} \cdot 1,06 = 635,9 \cdot 1,06 = 674,05 \text{ кг/с (2426,6 т/ч)}.$$

Действительная паропроизводительность установленных на Самарской ТЭЦ котлов

$$D_{\text{ВЫР}} = 5D_{\text{БКЗ}} = 5 \cdot 420 = 2100 \text{ т/ч (583,3 кг/с)}.$$

Недостающее количество пара

$$D_{\text{КОТ}}^{\text{ТР}} - D_{\text{ВЫП}} = 674,05 - 583,3 = 90,75 \text{ кг/с (326,7 т/ч)}.$$

Для покрытия дефицита пара и повышения эффективности работы оборудования рассмотрим вариант расширения Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ с конденсационным теплоутилизатором (КТ) поверхностного типа, предназначенным для нагрева исходной воды перед подачей ее на химводоочистку и получения конденсата водяных паров из уходящих газов. Конденсат водяных паров из газов, полученный в КТ, после дегазации целесообразно использовать в качестве подпиточной воды тепловой сети [9–11].

Выполнен тепловой расчет конденсационного поверхностного теплоутилизатора за котлом БКЗ-420-140 НГМ по методике, изложенной в [8, 12]. В результате теплового расчета КТ определены: теплопроизводительность $Q_{\text{КТ}} = 17,471 \text{ МВт}$; расход подогреваемой воды $G_{\text{в}} = 490,722 \text{ т/ч}$; повышение коэффициента использования топлива котла $\Delta\eta_{\text{к}} = 5,2\%$ за счет установки КТ; расход конденсата водяных паров $G_{\text{к}} = 15,626 \text{ т/ч}$; поверхность теплообмена КТ 3600 м^2 [8-10].

Произведен расчет экономической эффективности за счет установки КТ за паровым котлом БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ, при определении которой учитывалась экономия тепловой энергии и химически очищенной воды (конденсата водяных паров из продуктов сгорания) [8-10].

При дополнительной установке на Самарской ТЭЦ котла БКЗ-420-140 НГМ турбина Р-50-130/13 будет нагружена на 100% и дополнительно вырабатываемая электрическая мощность составит 35 МВт.

Капитальные вложения на приобретение оборудования (котла БКЗ-420-140 НГМ и КТ поверхностного типа)

$$K_{\text{В ОБ}} = K_{\text{к}} + K_{\text{КТ}}.$$

$$K_{\text{к}} = 35000 \cdot 420 = 14700 \cdot 10^3 \text{ долл. (955500 тыс. руб).}$$

Предлагается КТ за котлом БКЗ-420-140 НГМ выполнить из 24 калориферов типа КСк-4-12 (площадь поверхности нагрева – $172,9 \text{ м}^2$). Стоимость одного калорифера – 100 тыс. руб. Стоимость 24-х калориферов составляет 2,4 млн руб.

Полная величина капитальных вложений

$$\Sigma KB = KB_{OB} / \Delta OB = (955500 + 2400) / 0,5 = 1\,915\,800 \text{ тыс.руб},$$

где $\Delta OB = 0,5$ – доля стоимости оборудования в полных капитальных вложениях.

Дополнительный годовой отпуск электроэнергии с учетом ее расхода на собственные нужды станции

$$\Delta \mathcal{E}_{отп} = 35 \cdot 6000 \cdot 0,95 = 199500 \text{ МВт}\cdot\text{ч/год}.$$

Температура конденсата, возвращаемого с производства, составляет 95°C. Дополнительная установленная тепловая мощность ТЭЦ

$$\Delta Q_T = 79,4(3043,4 - 397,8) / 1000 = 210,06 \text{ МВт (180,62 Гкал/ч)},$$

где 79,4 кг/с – недоотпуск пара на производство от турбины Р-50-130/13.

Дополнительный годовой отпуск тепловой энергии с учетом ее расхода на собственные нужды станции

$$\Delta Q_{отп} = 180,62 \cdot 6000 \cdot 0,97 = 1051208,4 \text{ Гкал/год}.$$

Годовой расход условного топлива на выработку дополнительной тепловой и электрической энергии $B = 241419,23 \text{ т.у.т/год}$ [13].

Годовые затраты на топливо I_T определяются исходя из стоимости условного топлива $C_{ут} = 3000 \text{ руб/т.у.т}$ и его годового расхода

$$I_T = 3 \cdot 241419,23 = 724257,69 \text{ тыс.руб/год}.$$

Годовые затраты на оплату труда обслуживающего персонала ТЭЦ

$$I_{зп} = 4 \cdot 25 \cdot 12 = 1200 \text{ тыс. руб/год},$$

где 25 тыс. руб/(мес·чел) – средняя заработная плата одного работника эксплуатационного персонала.

Отчисления на социальное страхование (ЕСН)

$$I_{ЕСН} = I_{зп} \cdot 30,2 \cdot 0,01 = 362,4 \text{ тыс. руб/год}.$$

Амортизационные отчисления по объектам основных производственных фондов (средняя норма амортизации 5-15%)

$$I_A = \Sigma KB \cdot N_A \cdot 0,01 = 1915800 \cdot 10 \cdot 0,01 = 191580 \text{ тыс. руб/год.}$$

Прочие затраты (в % от выше перечисленных затрат за исключением начисленного ЕСН и амортизационных отчислений)

$$I_{\text{пр}} = (I_T + I_{\text{зп}}) \cdot 36 \cdot 0,01 = 261164,76 \text{ тыс. руб/год.}$$

Годовые эксплуатационные затраты

$$I = I_T + I_{\text{зп}} + I_{\text{ЕСН}} + I_A + I_{\text{пр}} = 724257,69 + 1200 + 362,4 + 191580 + 261164,76 = 1178564,8 \text{ тыс. руб/год.}$$

Произведена оценка эффективности проекта расширения Самарской ТЭЦ с использованием программы «Альт-Инвест-Прим». Были приняты следующие значения тарифов на тепловую и электрическую энергию: 1200 руб./Гкал; 2,1 руб./(кВт·ч). Расчеты выполнены при индексе дисконтирования E , равном 12 и 15%.

Определено, что простой срок окупаемости капитальных вложений составляет 4,9 года, дисконтированный срок окупаемости – 5,9 года (при внутренней норме прибыли $IRR=26,2\%$ и $E=10\%$). Чистый дисконтированный доход составляет 1 230 311 тыс.руб при $E=10\%$ и 701 049 тыс.руб при $E=15\%$. Расчетное значение рентабельности инвестиций $NPVR=66,3\%$ (при $E=10\%$), то есть по проекту ожидается 0,66 руб. чистого дисконтированного притока на каждый рубль дисконтированных инвестиционных расходов [13].

Анализ результатов расчетов показывает достаточно высокую эффективность проекта расширения Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ и устанавливаемым за ним конденсационным теплоутилизатором.

Список литературы

1. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. и др. Тепловые электрические станции / Под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 454 с.
2. Кудинов, А.А. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование : учеб. пособие / М.: ИНФРА-М, 2012. 325 с.

3. Кудинов А.А. Горение органического топлива: учеб. пособие / М.: ИНФРА-М, 2015. 390 с.
4. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Об одном способе подогрева дутьевого воздуха на тепловой электростанции // Энергетик. 2014. № 9. С. 48-50.
5. Зиганшина С.К. Использование теплоты конденсации отработавшего в турбине пара на ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 6(86). С. 35-37.
6. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / Л.: Недра, 1990. 280 с.
7. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания // Промышленная энергетика. 1987. № 8. С. 47-50.
8. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения / М.: ИНФРА-М, 2016. 320 с.
9. Зиганшина С.К. О возможности модернизации котла БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ // Энергетик. 2014. № 1. С. 60-62.
10. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение экономичности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 8. С. 62-66.
11. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Охлаждение продуктов сгорания природного газа в конденсационных теплоутилизаторах // Промышленная энергетика. 2010. № 4. С. 39-43.
12. Кудинов А.А. Тепломассообмен: учеб. пособие / М.: ИНФРА-М, 2012. 375 с.
13. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение эффективности работы Самарской ТЭЦ за счет установки энергетического котла с конденсационным поверхностным теплообменником // Матер. VIII Междун. науч.-техн. конф. Саратов, 01-03 ноября 2016 г. Саратов, 2016. Вып. 8. С. 384-389.

УДК 621.31.22:621.592

Д. А. Денищук (НИУ МЭИ, Москва)

**Изменение энергопотребления привода дымососа
при применении системы глубокой утилизации теплоты
с конденсатором уходящих газов
на пылеугольных блоках**

Проект системы глубокой утилизации теплоты дымовых газов с применением конденсатора уходящих газов (КУГ) разрабатывался автором статьи в рамках магистерской диссертации на базе университетов: Национальный исследовательский университет «МЭИ» (Россия), Университет Фридриха-Александра Эрланген-Нюрнберг (Германия), Высшая

техническая школы имени Георга Симона Ома (Германия), а также на базе проектного института АО «Институт Теплоэлектропроект» (Россия).

Суть системы глубокой утилизации теплоты дымовых газов с применением КУГ – понизить температуру продуктов сгорания твердого топлива ниже точки росы паров серной кислоты и вызвать ее конденсацию на поверхностях теплообмена КУГ. Назначением установки не является очистка дымовых газов от оксидов серы. КУГ предназначен для утилизации теплоты уходящих газов и, тем самым, для повышения термического КПД электростанции и экономии топлива, а также для производства сельскохозяйственных удобрений в качестве побочного продукта.

КУГ представляет собой теплообменник, в межтрубном пространстве которого движутся газы, а по трубкам теплообменных поверхностей – охлаждающая среда – основной конденсат. Со стороны газов теплообменник устанавливается после котельного агрегата и после электрофильтра. Со стороны охлаждающей среды КУГ устанавливается в тракт основного конденсата, параллельно двум подогревателям низкого давления. Принципиальная тепловая схема пылеугольного блока мощностью 225 МВт (с турбиной К-225-12,8-4Р), работающего на буром угле, с системой глубокой утилизации теплоты с КУГ представлена на рисунке 1.

Уходящие газы котла охлаждаются в КУГ до минимально допустимой температуры, обеспечивающей отсутствие конденсации паров воды в дымовой трубе. По ходу движения газов в КУГ происходит конденсация паров серной кислоты.

Получаемый в результате конденсат серной кислоты собирается в конденсатосборнике, поступает в химический реактор для утилизации с помощью аммиачной воды с дальнейшим получением водного раствора сульфата аммония.

Современные электрофильтры обладают эффективностью работы порядка 99,9%. Проскок золы и ее попадание в КУГ приводит к загрязнению поверхностей нагрева. Для удаления данных загрязнений предусматривается периодическая промывка без останова оборудования. Промывка осуществляется подготовленной водой через разбрызгивающие устройства в верхней части КУГ. После нейтрализации полученного

раствора серной кислоты, водный раствор сульфата аммония направляется в систему очистки, где происходит сепарация золы.

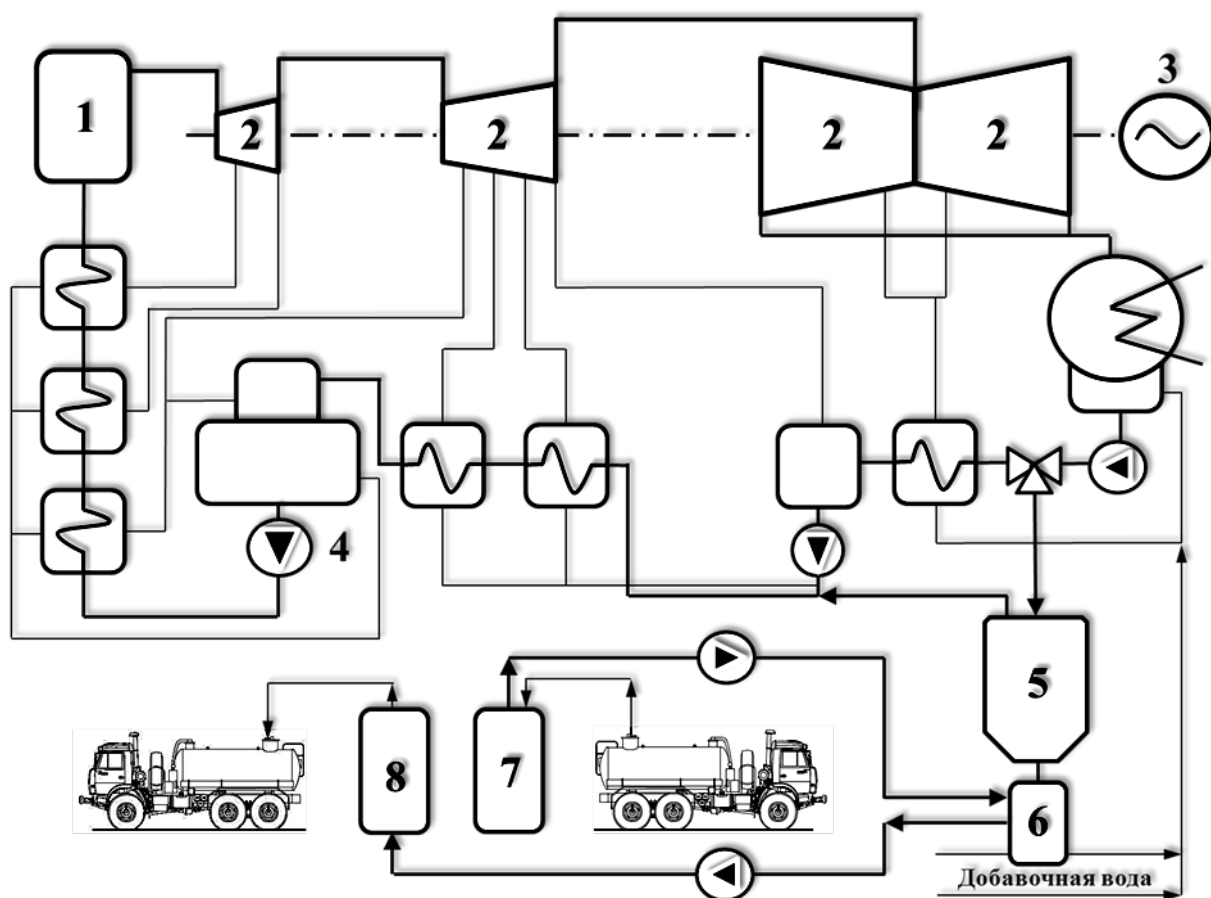


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема пылеугольного блока 225 МВт с системой глубокой утилизации теплоты с КУГ: 1 – паровой котел паропроизводительностью 630 т/ч; 2 – паровая турбина номинальной мощностью 225 МВт; 3 – генератор; 4 – ПЭН; 5 – КУГ; 6 – химический реактор; 7 – бак запаса водного раствора аммиака; 8 – бак-хранилище водного раствора сульфата аммония

Для предотвращения конденсации проскочивших теплообменник паров серной кислоты предусмотрено байпасирование КУГ и смешение дымовых газов с основным потоком перед дымовой трубой.

При применении системы глубокой утилизации теплоты с КУГ наблюдается неоднозначное влияние снижения температуры уходящих газов на нагрузку дымососа.

Детальный анализ влияния был проведен для котла паропроизводительностью 630 т/ч (топливо – бурый уголь), оборудованного дымососом ДОД-31,5. Номинальные характеристики исследуемого дымососа представлены в таблице 1.

Таблица 1

Номинальные характеристики дымососа ДОД-31,5

Показатель	Величина	Размерность
Производительность на всасывании	201,389	м ³ /с
Полное давление	3196,97	Па
КПД макс	0,825	

Мощность привода дымососа рассчитывается согласно формуле:

$$N_d = \frac{\beta \cdot Q_d \cdot H_d}{(1000 \cdot \eta_d)},$$

где β – коэффициент запаса мощности двигателя (1,05); H_d – полное давление, развиваемое дымососом, Па; η_d – КПД двигателя; Q_d – производительность дымососа (действительный расход газов), м³/с.

$$Q_d = \beta_{пр} \cdot B_p \cdot (v_r + \Delta\alpha \cdot V_0) \cdot \frac{t_r + 273}{273},$$

где $\beta_{пр}$ – коэффициент запаса по производительности (1,05); B_p – расход топлива; $\Delta\alpha$ – коэффициент, учитывающий подсосы воздуха в газоходы (1,01-1,05); v_r – скорость газов в газоходе, м/с; V_0 – теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания топлива, м³/с; t_r – температура дымовых газов, °С.

Следовательно, при снижении температуры уходящих газов снижается объемный расход через дымосос (на 13% по данным расчета).

Применение КУГ снижает расход топлива на 2,8%, что, в свою очередь, также приводит к снижению объемного расхода дымовых газов.

Однако, внедрение установки глубокой утилизации теплоты с КУГ приводит и к отрицательному воздействию на работу дымососа. Установка дополнительной теплообменной поверхности сопряжена с повышением аэродинамического сопротивления газового тракта котла на 6%.

Как известно, самотяга дымовой трубы зависит от приведенной плотности дымовых газов. В результате уменьшения температуры уходящих газов со 138 °С до 85 °С естественная тяга дымовой трубы высотой 180 м снижается на 30%.

По результатам моделирования исследуемого газового тракта в среде Boiler Designer получено, что повышение аэродинамического сопротивления и снижение естественной тяги дымовой трубы приведет к увеличению мощности привода дымососа на 6,2%.

Уменьшение объемного расхода газов через дымосос в результате снижения их температуры и сокращения расхода топлива приводит к снижению мощности привода дымососа на 7,7%.

Таким образом, в результате применения установки глубокой утилизации теплоты с конденсатором уходящих газов на пылеугольном блоке 225 МВт не только повышаются технико-экономические показатели электростанции, снижается расход топлива и производится побочный товарный продукт, но также уменьшается энергопотребление привода дымососа на 1,5%.

Список литературы

1. Аэродинамический расчет котельных установок. Нормативный метод / под редакцией С.И. Мочана: Энергия, Ленинград, 1977.
2. Левин И.М., Боткачик И.А. Дымососы и вентиляторы мощных электростанций / Государственное энергетическое издательство, Ленинград, 1962.

УДК 621.311.22:621.5.044

**П. А. Березинец, В. Н. Маркина, Е. Н. Сизова, И. А. Лобач,
М. М. Гутник, И. И. Пушкарев, А. Г. Заревский
(ОАО «ВТИ», г. Москва)**

Экспериментальное исследование модуля воздушного конденсатора для паровой турбины всережимной ПГУ

Одной из областей применения всережимной ПГУ-25/20Т является ее использование в качестве теплоисточника для отопления и горячего водоснабжения городских районов крупных и средних городов. Как правило, в этих случаях существует проблема технического водоснабжения для поверхностного конденсатора паровой турбины. Эта же проблема существует и в безводных регионах страны.

Наиболее простыми техническими решениями для этих случаев является применение «сухих» градилен или конденсаторов с воздушным

охлаждением (КВО). Воздушные конденсаторы, уступая по термодинамической эффективности системе «сухая» градирня-конденсатор, имеют по сравнению с ней меньшую металлоемкость, более простую технологическую схему и меньшие эксплуатационные затраты. Однако широко применяемые в южных безводных странах воздушные конденсаторы не используются в отечественной теплоэнергетике. Причиной этого являются минусовые температуры атмосферного воздуха, при которых возникает опасность замерзания конденсата внутри теплообменных труб (заледенения) с последующим их разрушением и потерей вакуума в конденсаторе. Предлагаемые технологические схемы для исключения этой опасности, как правило, требуют организации управления и регулирования температуры охлаждающего воздуха, а также изменения количества рабочих теплообменных секций.

Для всережимной ПГУ-25/20Т [1] разработана инновационная конструкция воздушного конденсатора, исключающая заледенение труб при охлаждении теплообменных труб морозным воздухом. Эта проблема решается применением вертикальных труб Фильда (рис. 1), пар в которую поступает по внутренней трубке, а его конденсация происходит, в основном, в кольцевом пространстве на внутренней поверхности охлаждаемой воздухом наружной трубы с поперечным оребрением. В наиболее опасной для заледенения зоне трубы (нижняя часть, где толщина пленки конденсата максимальна) внутренняя трубка имеет максимальную температуру, близкую к температуре поступающего пара. Таким образом, в этой зоне ледяная пробка образоваться не может. Если даже допустить эту возможность, то ледяная пробка сомнет внутреннюю трубку, не разрушив наружную, что не приведет к нарушению вакуумной плотности конденсатора.

Для проверки работоспособности трубы Фильда в качестве конденсатора для испытаний в экстремальных условиях разработана и изготовлена одна секция КВО. Опытная секция размещена на крыше экспериментальной ТЭЦ ВТИ и подключена к стенду, который оснащен вакуумным насосом, парогенератором и современной измерительной системой. Фотография секции представлена на рис. 2. Контроль внутреннего состояния камеры-сборника конденсата и теплообменных трубок осуществлялся с помощью эндоскопа и видеокамеры с высоким разрешением.

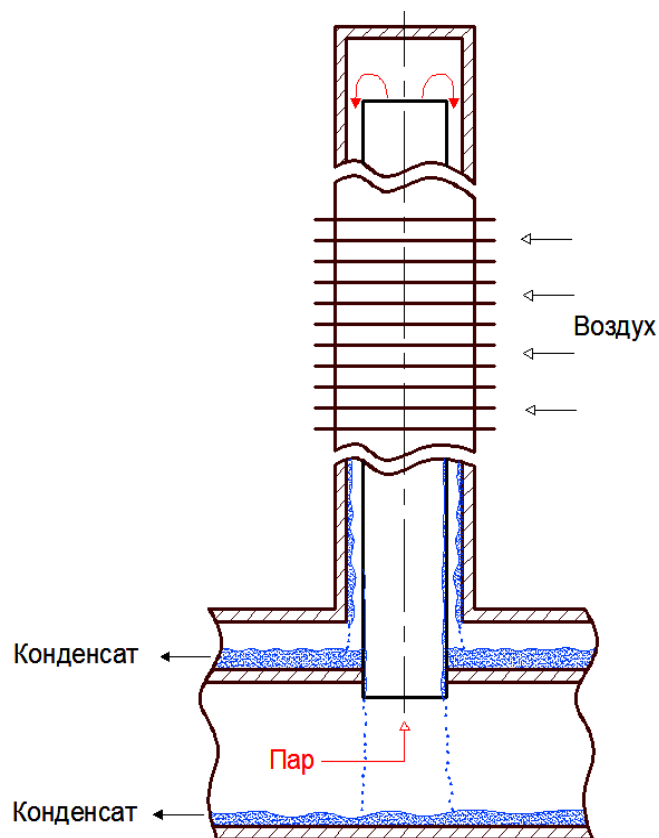


Рис. 1. Теплообменная трубка конденсатора с воздушным охлаждением

Основные испытания проведены в январе 2014 года в период максимальных морозов (14-31 января).



Рис. 2. Секция воздушного конденсатора. Общий вид (фото)

На фотографиях (рис. 3) показана внутренность верхней камеры во время простоя, когда температура атмосферного воздуха опустилась до минус 19 °С. Видно, что дно камеры покрыто льдом, а трубки, проходящие через нее, покрыты инеем. Замерзший лед перекрывает половину сечения сливной трубы (внутренний диаметр 50 мм).



Рис. 3. Фотографии верхней камеры во время простоя при температуре атмосферного воздуха минус 19 °С (30.01.2014)

Пуск экспериментальной секции при отрицательных температурах атмосферного воздуха проверялся по двум технологиям: а) с предварительным набором вакуума и последующей подачей пара; б) с предварительным прогревом секции при атмосферном давлении и последующим набором вакуума.

Иллюстрация первой технологии представлена на рис. 4. Прогрев секции (подача пара) начат через 30 с после включения вакуумного насоса. Фактический прогрев замороженной секции под вакуумом закончился через 1,5 часа от момента подачи в нее пара.

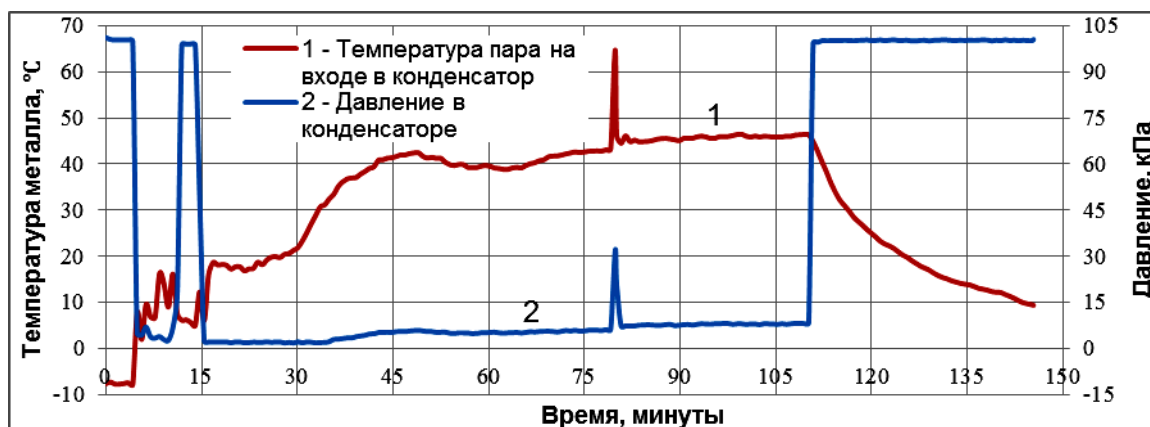
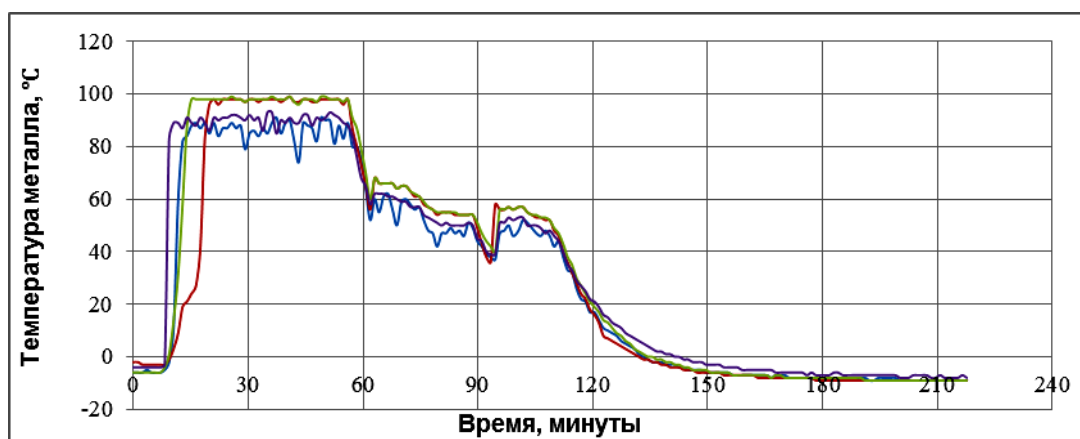


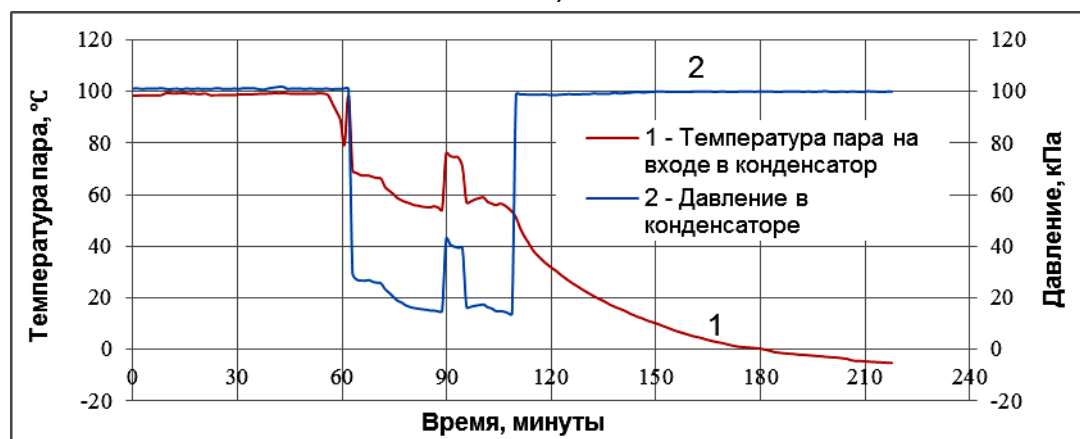
Рис. 4. Опыт 23.01.2014 г. Отсчет времени с 12:23:00. Прогрев секции под вакуумом

Пуск секции по второй технологии проводился при температуре атмосферного воздуха минус 8 °С. Результаты эксперимента представлены на рис. 5. Пар в секцию подан в нулевой момент времени (15:02:42) с температурой 98 °С. Весь процесс прогрева занял около 20 мин. После включения вакуумного насоса (60-я минута) давление пара снизилось сначала до 29 кПа, а затем в течение 47 мин до 14 кПа. Соответственно снизилась и температура металла труб: сначала примерно до 60 °С, а затем примерно до 50 °С.

Таким образом, прогрев замороженной секции паром при атмосферном давлении и последующий набор вакуума происходит более чем в четыре раза быстрее по сравнению с прогревом под вакуумом.



а)



б)

Рис. 5. Прогрев секции при атмосферном давлении. Опыт 21.01.14. а) Изменение температур наружной поверхности теплообменных труб; б) Изменение давления и температуры пара внутри секции

Описанные выше эксперименты показали, что идея, заложенная в конструкцию теплообменных секций, себя оправдала и ее применение дает возможность использования КВО при отрицательных значениях температуры атмосферного воздуха.

Планом последующих работ предусмотрено дооснащение стенда для исследования процессов теплообмена и оптимизации конструкции теплообменной секции.

Список литературы

1. Тумановский А.Г., Березинец П.А., Терешина Г.Е., Алтухов М.Ю., Маркина В.Н., Крылова И.Н., Крючкова Т.И., Лобач И.А. Всережимная парогазовая установка мощностью 20-25 МВт для энергоснабжения промышленных и коммунальных предприятий // Энергетик, 2013. № 8. с. 19-21.

УДК 620.9

И. Б. Мурманский, К. Э. Аронсон, Д. В. Брезгин
(УрФУ, Екатеринбург)

Разработка и промышленные испытания высокоэффективного пароструйного многоступенчатого эжектора

В схемах большинства современных паротурбинных установок функционирует вспомогательное оборудование, необходимое для удаления неконденсирующихся газов (воздуха) из конденсатора турбины и поддержания низкого давления в конденсаторе – многоступенчатые струйные эжекторы. В качестве рабочей среды струйных эжекторов принято использовать низкопотенциальный пар или воду. Согласно сложившимся традициям заводов-изготовителей, большинство многоступенчатых эжекторов выполняются пароструйными (рабочее тело – пар).

На рис. 1 представлена принципиальная схема многоступенчатого эжектора с промежуточными охладителями. Удаление воздуха из последней ступени эжектора выполняется в машзал. Высокая степень сжатия воздуха достигается за счет конденсации пара из паровоздушной смеси (ПВС) в промежуточных охладителях.

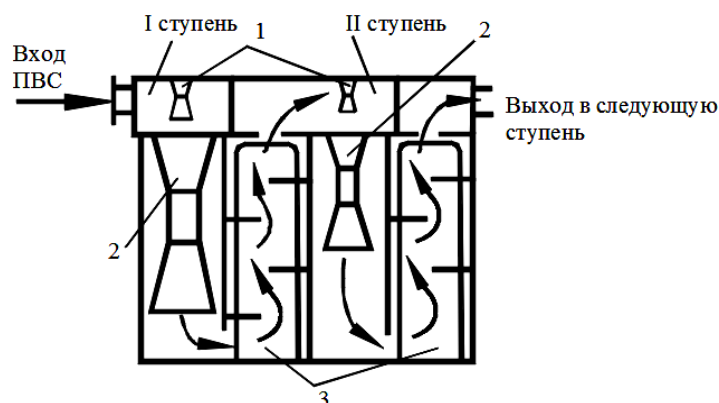


Рис. 1. Принципиальная схема многоступенчатого пароструйного эжектора: 1 – сопло, 2 – камера смешения, 3 – промежуточный охладитель

Конструктивно многоступенчатые эжекторы могут отличаться геометрическими размерами проточной части струйных аппаратов, формой и расположением промежуточных охладителей. Промежуточные охладители могут быть выполнены в одном корпусе со струйными аппаратами либо в отдельных корпусах.

Доклад основан на результатах промышленных испытаний эжектора ЭПО-3-80, спроектированного сотрудниками кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ для энергоблока мощностью 200 МВт Сургутской ГРЭС-1.

Трехступенчатый пароструйный эжектор ЭПО-3-80 имеет ряд конструктивных особенностей, повышающих эффективность, и надежность его работы:

- сопла устанавливаются с возможностью осевого перемещения, что позволяет оптимизировать показатели работы струйных аппаратов под конкретные условия эксплуатации. Необходимость такой конструкции описана ниже;

- промежуточные охладители эжектора выполнены в отдельных корпусах, что позволяет исключить перетоки ПВС между охладителями (из зон с большим давлением в зоны с меньшим давлением). Подобное исполнение улучшает ремонтпригодность эжектора, т. к., при необходимости вскрытия или ремонта, имеется доступ к каждой ступени в отдельности;

- диаметры корпусов промежуточных охладителей выполнены одинаковыми для удобства изготовления и улучшения ремонтпригодности;

- повышенная компактность компоновки достигается за счет расположения струйных аппаратов и промежуточных охладителей триангулярно;

- в промежуточных охладителях установлены U-образные трубки, что увеличивает поверхность теплообмена, компенсирует тепловые расширения трубок относительно корпуса и уменьшает металлоемкость аппарата.

При разработке эжектора ЭПО-3-80 проведены расчеты струйных аппаратов с использованием разработанных авторами методик [1]. Геометрические размеры струйного аппарата выбирались исходя из производительности будущего эжектора $G_{\text{возд}} = 80 \text{ кг/ч}$.

В результате конструкторского расчета выбраны возрастающие по ступеням эжектора степени сжатия (первая ступень – минимальная степень сжатия, третья ступень – максимальная).

Одним из основных вариативных параметров при конструировании струйного аппарата эжектора является осевое расстояние между выходным сечением сопла и цилиндрической частью камеры смешения. Для возможности настройки этого параметра под конкретные условия работы эжектора выполнена конструкция подвода пара в каждую из ступеней, позволяющая менять положение сопла за счет положения дистанционирующих шайб. Перед вводом в эксплуатацию сопла установлены в расчетные положения.

Для уточнения влияния осевого расстояния между соплом и камерой смешения на характеристику работы эжектора выполнялось численное моделирование газодинамических процессов, происходящих в сопле, приемной камере, камере смешения и диффузоре эжектора. На рис. 2 представлен пример моделирования струйного аппарата эжектора. На рисунке представлено изменение скоростей рабочего и подсасываемого потоков в струйном аппарате первой ступени, а также – изменение статических давлений и числа Маха по длине струйного аппарата.

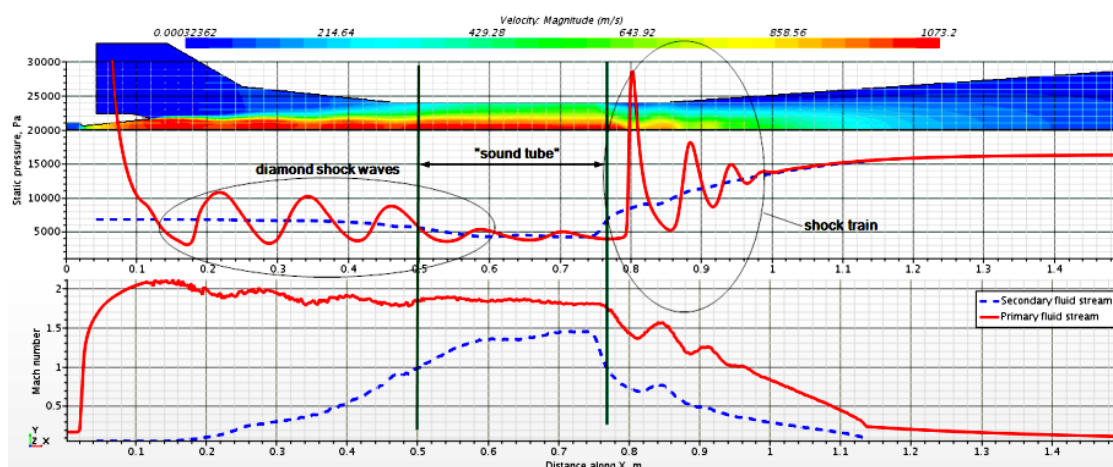


Рис. 2. Моделирование струйного аппарата эжектора

Из моделирования струйного аппарата видно, что при выходе из сопла рабочий поток, движущийся со сверхзвуковой скоростью, начинает взаимодействовать с подсасываемым потоком и тормозится, вследствие чего образуются скачки давления, сопровождающиеся перемешиванием двух потоков. Установлено, что изменение расстояния между соплом и камерой смешения влияет на газодинамику струйного аппарата. Результаты численного моделирования качественно подтверждаются экспериментальными данными.

На рис. 3 представлена схема измерений эжектора.

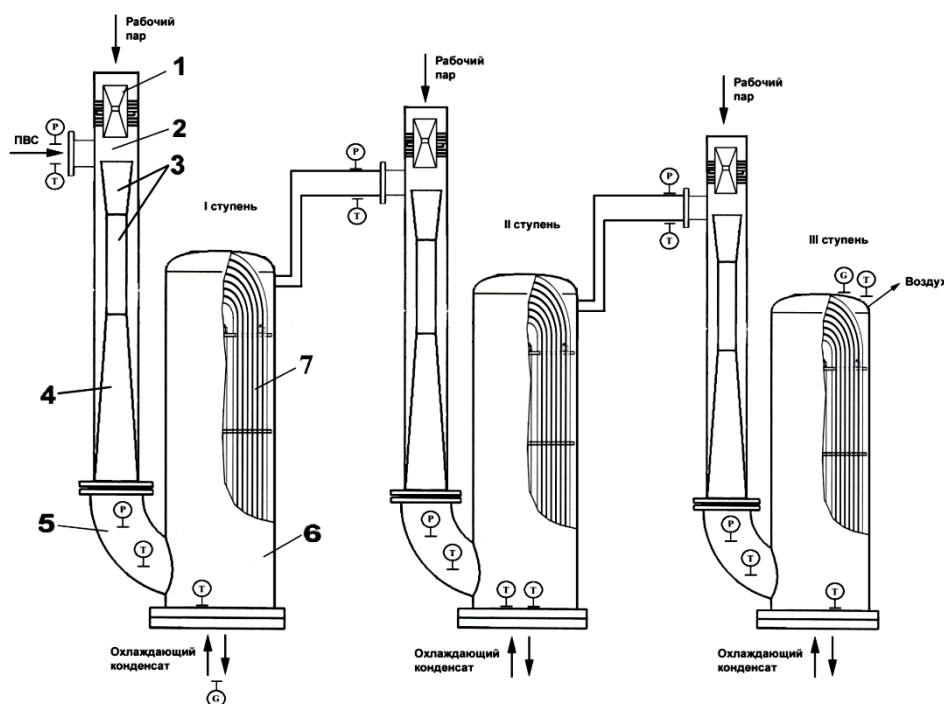


Рис. 3. Схема измерений эжектора ЭПО-3-80: 1 – сопло; 2- приемная камера; 3 – камера смешения; 4 – диффузор; 5 – поворотный патрубок; 6 – промежуточный охладитель; 7 – U-образные трубки

Эжектор оснащен приборами для измерения давлений и температур перед приемной камерой первой ступени, на патрубках до и после каждого охладителя. Водяные камеры охладителей оснащены гильзами для измерения температур охлаждающего конденсата, на подводе охлаждающего конденсата и на выхлопе эжектора устанавливаются расходомерные устройства. Измерения осуществляются датчиками абсолютного давления и термометрами сопротивления.

Испытания эжектора проводились на сухом воздухе, впускаемом через калиброванные шайбы в патрубок подвода ПВС к первой ступени эжектора.

При этом задвижка по ПВС находилась в закрытом состоянии. В конденсаторе турбины создавалось достаточное разрежение для слива дренажей из промежуточных охладителей. Испытания эжектора проводились при давлении рабочего пара $P_{rp} = 0,6-0,7$ МПа. Испытания проводились при различных осевых расстояниях между соплом и камерой смешения. По результатам испытаний настроены оптимальные положения сопел.

На рис. 4 представлено сравнение характеристик первых ступеней эжектора ЭПО-3-80 при оптимальном положении сопел и давлении рабочего пара $P_{rp} = 0,7$ МПа и серийного эжектора ЭП-3-750, ранее установленного в качестве основного эжектора конденсационной установки блока №5 Сургутской ГРЭС-1.

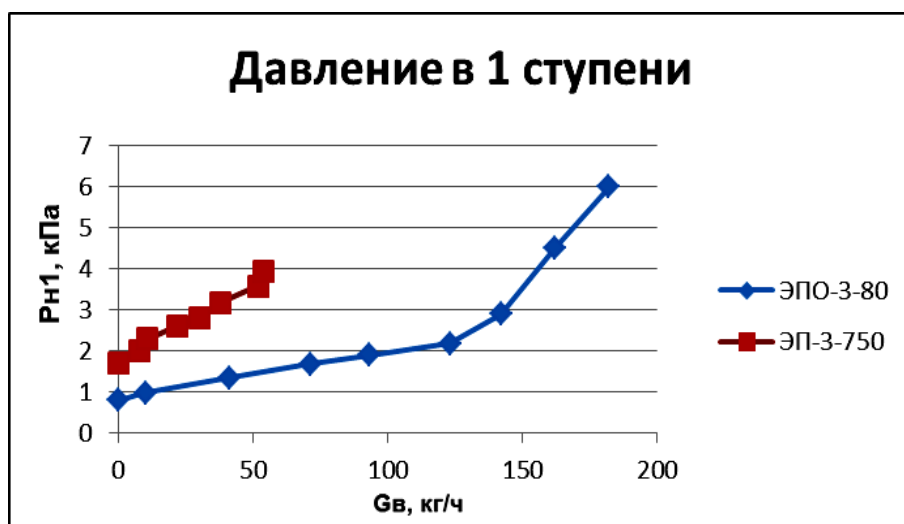


Рис. 4. Сравнение рабочих характеристик первых ступеней эжектора ЭПО-3-80 и эжектора ЭП-3-750

Из графика видно, что давление в приемной камере в первой ступени ($P_{н1}$) эжектора ЭПО-3-80 составляет около $P_{н1} = 0,8$ кПа при работе эжектора «сам на себя» (присос воздуха $G_v = 0$ кг/ч), что значительно ниже соответствующего давления ЭП-3-750 $P_1 = 1,7$ кПа. Угол наклона характеристики ЭПО-3-80 меньше, что обеспечивает большую объемную производительность, чем у ЭП-3-750. Предельное давление около $P_{н1} = 4$ кПа поддерживается эжектором ЭП-3-750 при расходе сухого воздуха около $G_{возд} = 55$ кг/ч, а эжектор ЭПО-3-80 при расходе $G_{возд} = 130$ кг/ч создает давление около $P_{н1} = 2$ кПа. Максимальная производительность эжектора ЭПО-3-80 в 2,5 раза выше.

Заключение

Разработан новый высокоэффективный и ремонтпригодный эжектор с выносными охладителями и возможностью изменения осевого расстояния между соплом и камерой смешения диффузора.

Проведенное численное моделирование процессов, происходящих в проточной части струйного аппарата эжектора, позволило уточнить конструктивные характеристики нового эжектора.

Производительность нового эжектора в 2,5 раза выше производительности серийного эжектора ЭП-3-750.

Новый эжектор обеспечивает поддержание глубокого вакуума в конденсаторе турбины при повышенных присосах воздуха в вакуумную систему.

Эффективность нового эжектора существенно превышает эффективность серийного аппарата ЭП-3-700.

Список литературы

1. ПК «Конструкторский и поверочный расчет пароструйных эжекторов». Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016611885 / Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Брезгин Д.В., Рябчиков А.Ю., Чубаров А.Ю., Бродов Ю.М.

УДК 536.2:66.096.5

**Б. Г. Сапожников, А. М. Горбунова, Ю. О. Зеленкова,
Н. П. Ширяева (УрФУ, Екатеринбург)**

Исследование аксиальной теплопроводности в виброаппарате-утилизаторе отработавшего мелкозернистого топлива АЭС

Накопление отработавшего ядерного топлива АЭС приводит к необходимости его переработки с целью регенерации для последующего использования [1]. При механической разделки твэлов одной из стадий такой переработки может быть окислительная перекристаллизация топлива в режиме виброкипящего слоя, сопровождаемая химико-термическими процессами, для осуществления которых в качестве одного из вариантов целесообразно использовать соответствующий газовый теплоноситель,

продуваемый над вибрирующим слоем обрабатываемого материала. При этом наряду с данными, приведенными в работах [2, 3], необходимы сведения об эффективной теплопроводности в поперечном направлении слоя. В особенности они необходимы при проведении химико-термических процессов в слоях большой высоты.

Исследования проводились на лабораторной модели в виде вертикального цилиндрического сосуда с внутренним диаметром $D = 100$ мм и высотой 240 мм. Крышка и боковая стенка сосуда были теплоизолированными. В качестве сыпучего материала использовался электрокорунд узких фракций с размером частиц $d_T = 0,07 \div 1,25$ мм. Высота слоя H_0 в опытах составляла 80, 120, 160 и 200 мм. Параметры вертикально направленной вибрации опытного сосуда изменялись: частота f от 30 до 60 Гц, амплитуда A от 0,3 до 2,0 мм. При этом относительное ускорение вибрации $K = A \cdot \omega^2 / g$ не превышало 15. Кроме того, учитывая замкнутость объема, измерялось давление газа P_B над слоем. Высота надслоевого пространства во всех опытах составляла 40 мм. В качестве теплоносителя использовался предварительно нагретый воздух с объемным расходом V_B от 0,5 до 1,1 м³/ч. Дно сосуда охлаждалось проточной водой. Применялась стационарная методика. В опытах измерялись температура воздуха до и после надслоевой камеры, а также температура в нескольких горизонтальных сечениях по его высоте с помощью медьконстантановых термопар.

В качестве примера на рис. 1 приведены данные о распределении температуры в надслоевой камере и по высоте вибрирующего слоя. Можно видеть, что при хорошей теплоизоляции, в качестве которой использовался пенопласт толщиной 25 мм, тепловыми потерями можно было пренебречь, что давало возможность для расчета коэффициента теплопроводности в вертикальном направлении $\lambda_{\text{БЕР}}$ применять формулу для плоской стенки

$$\lambda_{\text{БЕР}} = \frac{Q}{F \cdot \left(\frac{\Delta t}{\Delta z} \right)_{\text{СЛ}}},$$

где Q – тепловой поток передаваемый воздухом в надслоевой камере; поверхность зеркала слоя, равная $\pi D^2/4$; $\left(\frac{\Delta t}{\Delta z} \right)_{\text{СЛ}}$ – градиент температуры,

отнесенный к ядру засыпки h_0 . При определении $\left(\frac{\Delta t}{\Delta z} \right)_{\text{СЛ}}$ наибольшая погрешность возникала при нахождении разности температур $\Delta t_{\text{СЛ}}$, так как в опытах она составляла $0,6 \div 4,1^\circ\text{C}$.

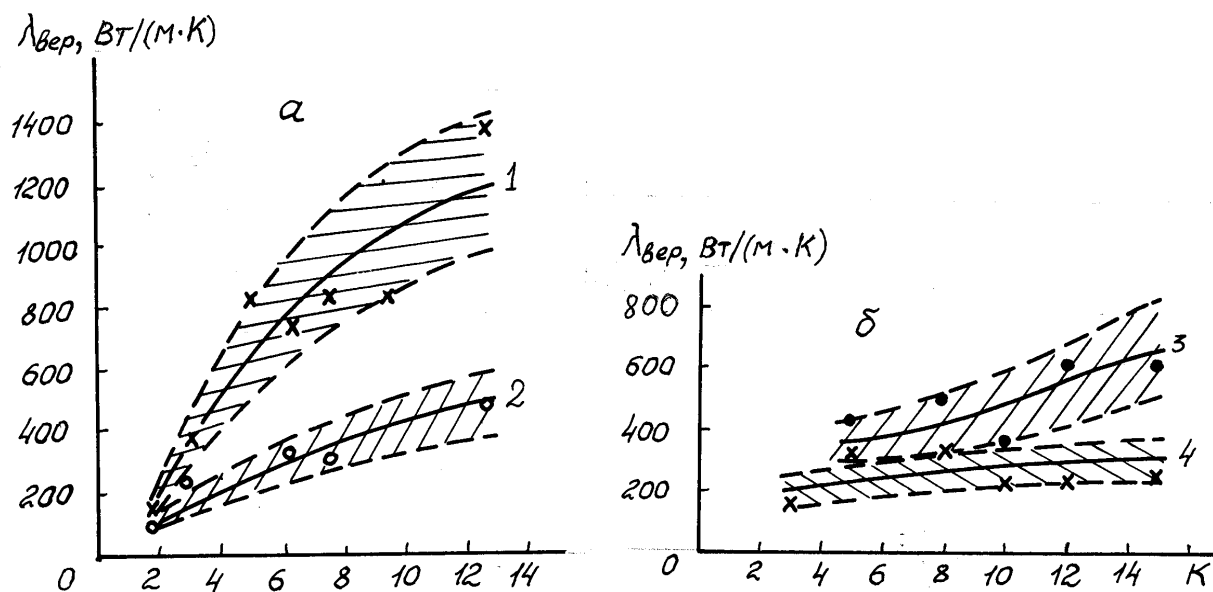


Рис. 2. Зависимость коэффициента $\lambda_{\text{вер}}$ от относительного ускорения вибрации K , а: 1 – $d_T = 0,07$ мм, $H_0 = 160$ мм, $f = 40$ Гц; 2 – 0,63, 160, 40; б: 3 – $d_T = 0,07$ мм, $H_0 = 160$ мм, $f = 50$ Гц; 4 – 1,25, 160, 50

Это связано с тем, что увеличивается энергия, вносимая в слой от вибрирующей поверхности, которая расходуется на изменение интенсивности мелко-, средне- и крупномасштабных движений дисперсной среды. При этом следует учитывать, что диффузионный механизм переноса, обусловленный мелко- и отчасти среднемасштабными движениями материала менее интенсивный, чем конвективный. В слое мелких частиц (кривая 1) с ростом K слой переходит от подвижного к циркуляционному режиму [4], в котором интенсивность конвективных токов выше, поэтому коэффициент $\lambda_{\text{вер}}$ увеличивается, достигая значений ~ 1000 $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. С повышением частоты вибрации (кривая 3) крупномасштабные циркуляционные контуры разрушаются, вследствие чего внутренний теплоперенос определяется в основном мелко- и среднемасштабными движениями дисперсной среды, отсюда и более низкие значения коэффициентов $\lambda_{\text{вер}}$.

В слое крупных частиц (0,63 и 1,25 мм) их взаимодействие с газовой средой незначительно, поэтому взвешенный режим сменяется поршневым, в котором крупномасштабные токи практически отсутствуют, вследствие чего коэффициенты $\lambda_{\text{вер}}$ меньше (кривые 2 и 4).

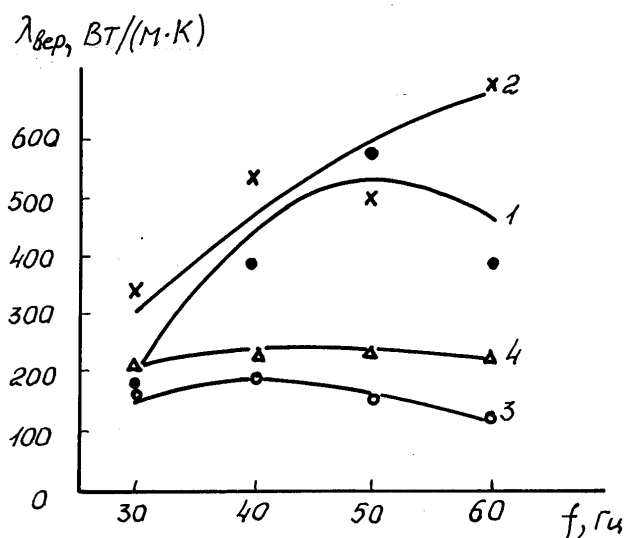
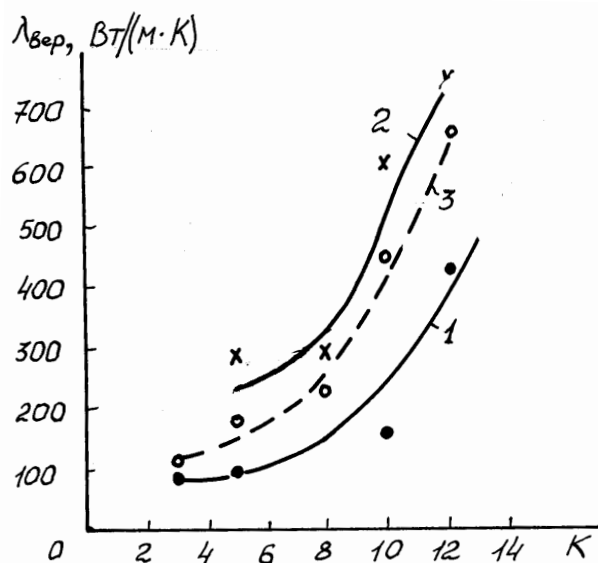


Рис. 3. Зависимость коэффициента $\lambda_{\text{веп}}$ от относительного ускорения вибрации K , $f = 50$ Гц: 1 – $d_T = 0,07$ мм, $H_0 = 120$ мм; 2 – $0,63$, 120 ; 3 – $0,16$, 160

Рис. 4. Зависимость коэффициента $\lambda_{\text{веп}}$ от частоты вибрации f , $H_0 = 200$ мм: 1 – $d_T = 0,16$ мм, $A = 0,5$ мм; 2 – $0,16$, $0,8$; 3 – $0,32$, $0,5$; 4 – $0,32$, $0,8$

Данные, приведенные на рис. 3 показывают, что основная тенденция, заключающаяся в увеличении $\lambda_{\text{веп}}$ с ростом K сохраняется и для других условий проведения опытов. Однако механизм внутреннего переноса, ответственный за эту тенденцию в разных случаях различен. В слое мелких частиц (кривая 1) возрастание $\lambda_{\text{веп}}$ обусловлено интенсификацией диффузионных процессов, а для частиц $0,16$ мм (кривая 3) – формированием крупномасштабных циркуляционных контуров, особенно значительных в слое высотой 200 мм. В средне- и крупнозернистых засыпках ($d_T \geq 0,63$ мм, кривая 2) увеличение $\lambda_{\text{веп}}$ происходит в основном за счет интенсификации циркуляционного движения дисперсного материала.

Наконец, изменение частоты вибрации при зарезонансных режимах, как правило, влияет лишь на диффузионную составляющую коэффициента $\lambda_{\text{веп}}$, поэтому, в слое частиц $0,32$ мм (рис. 4, кривые 3, 4) роль частоты невелика. Для мелкозернистых засыпок, в которых взаимодействие частиц с газовой средой оказывает большее влияние на гидродинамику слоя, увеличение частоты, воздействуя на оба механизма переноса тепла, приводит к более значительному росту коэффициента $\lambda_{\text{веп}}$ (кривые 1, 2).

Список литературы

1. Межов, Э.А. Переработка и транспортировка облученных твэлов // Атомная техника за рубежом. 1972. № 6. С. 16-21.
2. Сапожников Б.Г., Зеленкова Ю.О., Сапожников Г.Б., Ширяева Н.П. Анализ процессов гидродинамики и тепломассообмена в виброаппаратах для регенерации отработавшего топлива АЭС // Теплоэнергетика. 2008. № 3. С. 7-12.
3. Сапожников Б.Г., Горбунова А.М., Зеленкова Ю.О., Сапожников Г.Б., Ширяева Н.П.. Особенности внешнего тепло- и массообмена в виброаппаратах для регенерации отработавшего топлива АЭС // Теплоэнергетика. 2014. № 6. С. 66-72.
4. Рыжков А.Ф. Гидродинамика и массотеплоперенос в виброожиженных дисперсных средах / Дис. ... докт. техн. наук. Свердловск. 1990. 407 с.
5. Сапожников Б.Г., Рыжков А.Ф., Зеленкова Ю.О. Внутренний теплоперенос в вертикальном направлении свободного виброкипящего слоя // Тепломассообмен ММФ – 96. Т.5. Тепломассообмен в дисперсных системах. Минск: ИТМО, 1996. С. 95-98.

УДК 533.6.011.6

А. Н. Золотов, В. Н. Ковальногов (УлГТУ, Ульяновск)

Повышение эффективности и разработка способов охлаждения лопаточного аппарата турбомашин

Традиционная технология производства лопаток турбин является весьма дорогостоящей и занимает много времени на подготовку производства: от 6 месяцев до года. Поэтому обеспечение тепловой защиты рабочих поверхностей лопаток турбин является значимым резервом повышения технико-тактических характеристик турбомашин, повышения сроков их эксплуатации, сокращение стоимости их обслуживания.

Несмотря на имеющиеся достижения в области создания жаропрочных материалов, основным направлением в обеспечении работоспособности лопаток в условиях высоких температур является создание высокоэффективных систем охлаждения.

Разработка эффективной тепловой защиты лопаток турбин является сложным и трудоемким процессом, включающим газодинамические, тепловые и прочностные расчеты, выбор рациональных систем охлаждения и их оптимизацию.

Совершенствование тепловых расчетов требует применения методов математического моделирования для получения информации о

распределении температурных полей в лопатке. Применение численного моделирования необходимо для определения взаимодействия вязких и невязких течений, турбулентного теплообмена в условиях благоприятного и неблагоприятного градиентов давления, теплообмена во вращающихся каналах, отрыва пограничного слоя и т. д. Для обеспечения заданной точности определение коэффициента теплоотдачи должно выполняться максимально точно. Течения жидкостей и газов в ГТУ сопровождаются нестационарными эффектами, поэтому важно определять степень их влияния на работу лопаточного аппарата [1].

В данной работе предложена математическая модель и методика численного исследования теплового состояния лопаток турбомашин, обтекаемых сверхзвуковым дисперсным потоком с учетом феномена газодинамической температурной стратификации.

Численный расчет пространственного (трехмерного) температурного поля лопатки осуществляется в нестационарной нелинейной (с учетом зависимости теплофизических свойств конструкционного материала от температуры) постановке. При этом используется хорошо апробированная явная разностная схема 2-го порядка аппроксимации по пространственным переменным и 1-го порядка по времени. При расчетах стационарного температурного состояния лопатки применяется метод установления. Необходимые для численного интегрирования дифференциального уравнения теплопроводности геометрические характеристики расчетных элементов и лопатки в целом определяются средствами SolidWorks. Теплофизические свойства конструкционного материала, а также рабочего тела (продуктов сгорания) и теплоносителя выбираются в зависимости от определяемой в процессе расчета температуры из встроенных баз данных.

Система уравнений, описывающих процесс теплоотдачи на поверхности лопатки в каждом ее сечении по высоте, включает дифференциальные уравнения теплоотдачи, энергии, движения, неразрывности и уравнение состояния. Эти уравнения, а также начальные и граничные условия приведены, например, в работе [2].

Численное интегрирование системы дифференциальных уравнений пограничного слоя при расчете граничных условий теплообмена производится с использованием апробированной [3] неявной шеститочечной разностной схемы 2-го порядка аппроксимации по пространственным переменным и 1-го порядка по времени. При этом расчет выполняется по единому алгоритму для участков лопатки с ламинарным, переходным и турбулентным режимами течения в

пограничном слое. Шаги сетки вдоль координат x , y и по времени выбираются в соответствии с рекомендациями [3].

В основу расчета турбулентного и переходного пограничных слоев положена оригинальная алгебраическая модель турбулентности [2], отражающая влияние на коэффициенты турбулентного переноса факторов динамической и тепловой нестационарности, продольного градиента давления, кривизны обтекаемой поверхности.

При определении коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопаток поверхность делится на ряд характерных участков, для каждого из которых записывается свое уравнение подобия.

Адекватность модели турбулентного дисперсного пограничного слоя проверялась путем сопоставления расчетов коэффициентов теплоотдачи дисперсного потока в соплах с опытными данными. Результаты сопоставления, приведенные в работе [4], свидетельствуют о том, что предлагаемая методика в целом адекватно отражает особенности обменных процессов в дисперсном пограничном слое.

Для уменьшения неравномерности прогрева и снижения выбросов охлаждающего воздуха в проточную часть турбины с помощью разрабатываемого программно-информационного комплекса исследуется возможность создания техники охлаждения турбинных лопаток с помощью газодинамической температурной стратификации дисперсных потоков. Для этого в нем создана база данных, дополняемая результатами исследований данного феномена. Применение техники охлаждения, основанной на применении газодинамической температурной стратификации, обусловлено тем, что в дисперсном потоке в условиях направленного поперечного (инерционного) перемещения частиц в пограничном слое происходит интенсификация теплоотдачи [6]. Это позволит избежать перегретых зон в теле лопатки, и сократить расход охлаждающего воздуха за счет снижения диаметров охлаждающих каналов.

Было рассмотрено 3 вида использования техники охлаждения лопатки турбомшины с использованием данного феномена.

Применение техники охлаждения, основанной на применении газодинамической температурной стратификации, обусловлено тем, что в дисперсном потоке в условиях направленного поперечного (инерционного) перемещения частиц в пограничном слое происходит интенсификация теплоотдачи [2].

Температура поверхности со стороны сверхзвукового потока будет ниже, чем температура поверхности со стороны дозвукового потока.

Образующийся перепад температур приводит к возникновению теплового потока от дозвуковой части течения к сверхзвуковой.

На рис. 1 представлено распределение температуры поверхности лопатки вдоль корыта при использовании различных способов охлаждения.

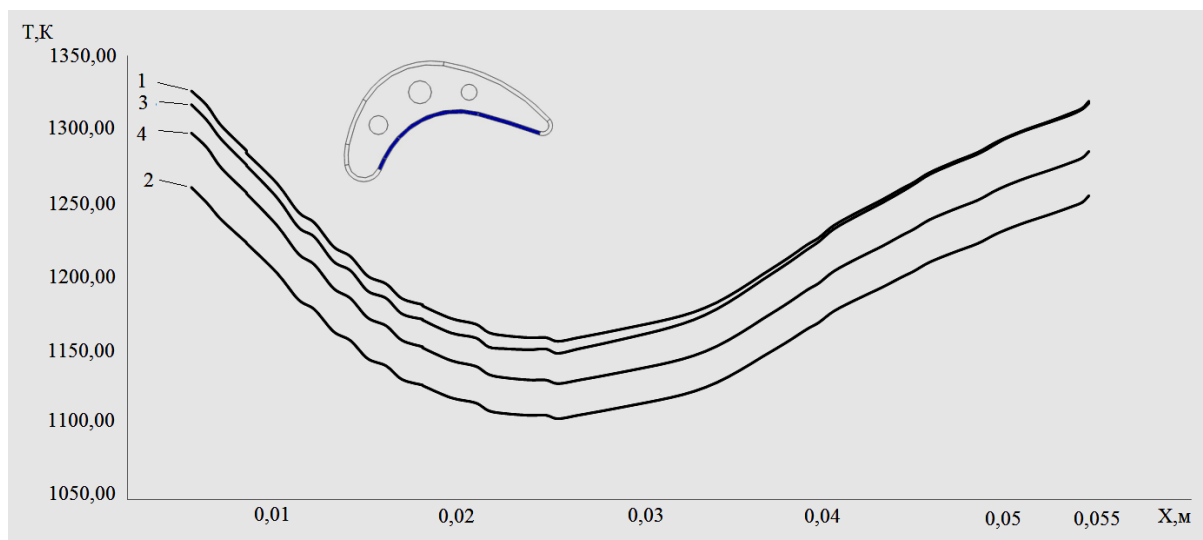


Рис. 1. Распределение температуры поверхности лопатки вдоль корыта при различных способах охлаждения: 1 – Конвективное охлаждение; 2 – Вариант разделения потока на три части, менее нагретые потоки вдоль корыта и спинки лопатки, более нагретый поток по центру межлопаточного канала; 3 – Вариант разделения потока на две части, менее нагретый поток направляется вдоль корыта, более нагретый поток вдоль спинки; 4 – Вариант стратификации потока на две части. Дозвуковой поток, отдав тепло сверхзвуковому потоку, поступает и расширяется в турбине, вращает вал турбомшины. Сверхзвуковой поток направляется по каналу рециркуляции вне рабочей части турбомшины. Доля рециркуляции потока – 10%

При применении техники охлаждения лопатки с использованием феномена газодинамической температурной стратификации происходит существенное уменьшение температуры спинки и корыта. При этом разность температур поверхности лопатки с конвективным охлаждением (рис. 1, график 1) и первым способом применения феномена газодинамической температурной стратификации (рис. 1, график 2) составила около 100 K. Применение данного способа охлаждения позволяет повысить эффективность тепловой защиты лопаток турбин в 1,4 раза. Применение второго способа охлаждения лопатки турбомшины с использованием феномена газодинамической температурной стратификации (рис. 1 график 3), позволяет сгладить колебания температуры между корытом и спинкой. Это обусловлено тем, что более холодный

поток направляется на более нагретую поверхность (спинку лопатки). При применении третьего способа техники охлаждения лопатки с использованием феномена газодинамической температурной стратификации (рис. 1 графики 4) происходит существенное уменьшение температуры спинки и корыта, но ввиду рециркуляции части потока вне рабочих органов турбомашин наблюдается снижение КПД.

Анализ рис. 1 позволяет сделать вывод, что техника охлаждения с учетом эффекта газодинамической температурной стратификации позволяет эффективно охлаждать лопатки, поскольку температура поверхности меняется более плавно, что приводит к избеганию перегретых зон, кроме этого сокращается расход охлаждающего воздуха, снижается температура поверхности лопатки в целом.

Данное научное исследование проводится при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по программе «УМНИК» по теме «Разработка программно-информационного комплекса для моделирования, исследования и отработки способов тепловой защиты лопаток турбин» в рамках договора № 7877ГУ/2015 от 11.11.2015 г.

Список литературы

1. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин: учеб. пособие. М.: Изд. МАИ, 1996. 100 с.
2. Ковальногов В.Н. и др. Математическое моделирование и исследование газодинамической температурной стратификации в дисперсном потоке // Автоматизация процессов управления. 2013. № 1 (31). С. 40–46.
3. Ковальногов В.Н., Федоров Р.В., Цветова Е.В., Петров А.В. Математическое моделирование и исследование газодинамической температурной стратификации в дисперсном потоке// Автоматизация процессов управления, 2013. № 1. с.40-46.
4. Ковальногов В.Н., Федоров Р.В., Генералов Д.А. Исследование теплового состояния лопаток турбомашин с помощью программно-информационного комплекса // Известия МГТУ «МАМИ». Сер. Транспортные средства и энергетические установк. 2014. № 4 (22), Т. 1. С. 27-32.
5. Kovalnogov V.N., Fedorov R.V., Generalov D.A. Modeling, Research and Development the Technology of Cooling of Turbine Engine Blades // AIP Conference Proceedings, 1648, 850032 (2015); doi:10.1063/1.4913087.
6. Ковальногов Н.Н., Ковальногов В.Н. Программно-информационный комплекс для анализа теплового состояния лопаток турбомашин // Известия вузов. Авиационная техника. 2003. № 3. С. 36-39.

И. А. Марков, М. М. Замалеев (УлГТУ, Ульяновск)

Разработка энергоэффективных технологий для регенерации теплоты турбогенераторов ТЭЦ

Тепловая электростанция – система, состоящая из совокупности агрегатов, работающих с потоками энергии. По существу, ТЭЦ – это механизм преобразования химической энергии топлива в полезную электрическую и тепловую энергию. Как любой механизм станция имеет определенный КПД, это означает, что часть энергии топлива уходит из цикла станции в виде ряда побочных потоков энергии, которые включают в себя потери теплоты с уходящими газами, с продувочной водой, с отработавшим паром турбин, в электроагрегатах, за счет трения в механических устройствах и т.д.

Принцип регенерации теплоты на ТЭЦ заключается в возврате в цикл станции части теплоты, которая при отсутствии систем регенерации бесполезно теряется. Авторами предложено реализовать систему регенерации теплоты в таких агрегатах ТЭЦ, как турбогенератор.

При работе генераторов в его обмотках и стали выделяется теплота, которую необходимо отводить для исключения перегрева.

Для турбогенераторов преимущественно применяется водородное охлаждение. Водород обладает высокой теплопроводностью и значительно легче воздуха.

В последние годы для охлаждения турбогенераторов ТЭС стал применяться воздух, применение которого менее эффективно, но более безопасно.

На рис. 1 представлен схематический поперечный разрез турбогенератора с водородным охлаждением с продольным расположением шести секций газоохладителя [1].

На рисунке показано направление движения потоков охлаждающего газа. Водород омывает поперечные пазы между пакетами стали статора, выходит в радиальном направлении и, пройдя через секции охладителя, поступает вдоль оси генератора через специальные окна в камеру низкого давления между лобовым щитом и вентилятором. Отсюда под напором он

движется в машину, омывая поверхность ротора и статора. Далее водород снова по радиальным каналам стали статора направляется в охладители.

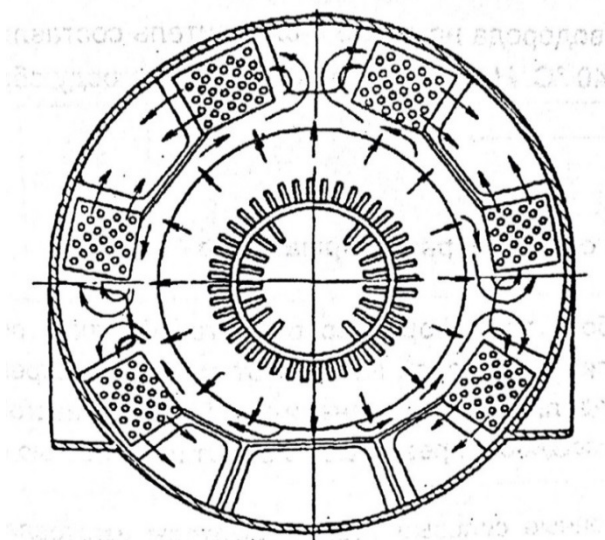


Рис. 1. Схематический поперечный разрез генератора с водородным охлаждением с продольным расположением секций газоохладителя

Циркуляционный водород или воздух турбогенераторов охлаждают в водяных охладителях технической водой [2]. При этом температура водорода на входе в охладитель составляет 95°C , а на выходе – 40°C . Нагретую техническую воду сбрасывают в градирни для охлаждения [3]. В связи с этим происходят потери теплоты обмоток и стали турбогенератора с охлаждающей водой.

Авторами предложен следующий способ с помощью, которого возможна реализация регенерация теплоты обмоток и стали турбогенератора при водородном или воздушном охлаждении (рис. 2).

Отличительной особенностью решения, представленного на рис. 2, является то, что для охлаждения водорода (воздуха) в существующие газоохладители направляют не техническую воду перед подачей в градирню, а исходную подпиточную воду теплосети перед подачей на водоподготовительную установку. Исходную подпиточную воду теплосети пропускают через газоохладители 5, нагревая ее до технологически необходимой температуры циркулирующим водородом (воздухом) в пространстве генератора 4, перед подачей в водоподготовительную установку 7, а в последующем в вакуумный деаэратор 8 подпиточной воды теплосети с баком-аккумулятором 9.

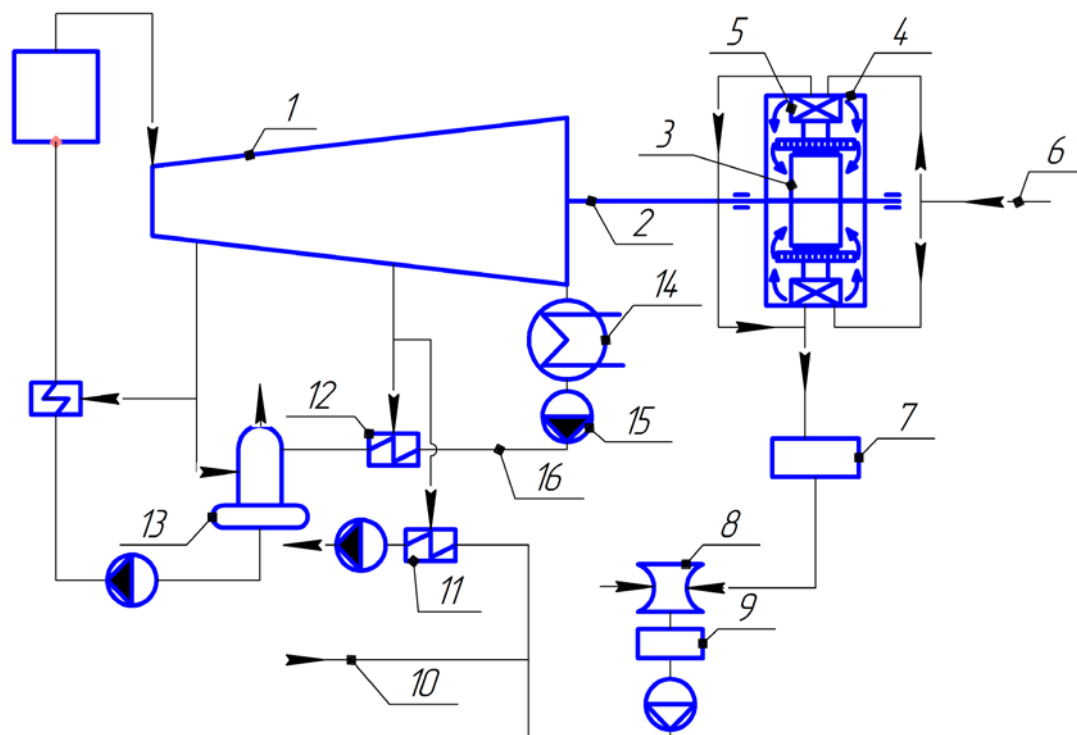


Рис. 2. Схема ТЭЦ с охлаждением генератора водородом: 1 – турбина; 2 – главный вал турбины; 3 – ротор; 4 – турбогенератор; 5 – газоохладители; 6 – трубопровод исходной подпиточной воды; 7 – ВПУ; 8 – вакуумный деаэрактор; 9 – бак-аккумулятор; 10 – трубопровод сетевой воды; 11 – сетевой подогреватель; 12 – подогреватель низкого давления; 13 – атмосферный деаэрактор; 14 – конденсатор; 15 – конденсатный насос; 16 – трубопровод основного конденсата

Предложенная технология позволяет совместить процессы утилизации теплоты обмоток турбогенераторов с технологически необходимым нагревом исходной воды для подпитки теплосети, что позволяет повысить экономичность станции за счет снижения энергетических затрат на технологически необходимый нагрева исходной подпиточной воды теплосети.

Использование новой технологии также позволяет снизить мощность установленных на ТЭЦ устройств (градирен) для охлаждения технической воды.

Список литературы

1. Шаратов В.И., Кубашов С.Е. Регенерация низкопотенциальных потоков теплоты тепловых электрических станций // Труды Академэнерго, 2009, № 2. С. 24-42.
2. Славнин М.И. Электрооборудование электрических станций и трансформаторных подстанций. М.: государственное энергетическое издательство. 1963.
3. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для теплоэнерг. спец. вузов. - М.-Л.: Энергия, 1967. 400 с.

А. В. Кузьмин (УлГТУ, Ульяновск)

Реализация методики расчета энергетической эффективности систем регенерации турбин ТЭЦ в виде программного продукта

Основным направлением работы научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического университета является исследование и разработка технологий подогрева потоков подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлоагрегатов на ТЭЦ.

Выявлены значительные резервы повышения тепловой экономичности ТЭЦ за счет оптимального использования низкопотенциальной теплоты основного конденсата турбин, что позволяет увеличить выработку электрической энергии на тепловом потреблении [1-5].

В настоящее время применение информационных технологий стало нормой для энергетической отрасли. Внедрение компьютеров на электрических станциях позволило значительно увеличить скорость и качество обработки поступающей информации. Учитывая современные тенденции, можно сделать вывод, что и при сравнении различных технических решений, направленных на модернизацию существующих схем работы ТЭЦ, следует пользоваться компьютерными программами.

Для оценки энергетической эффективности новых схем, связанных с применением отборов пара турбоагрегатов для подогрева теплоносителей водоподготовительных установок ТЭЦ, а также других внутристанционных потоков воды, применена методика, разработанная в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического университета. Методикой предусматривается расчет показателей энергетической эффективности технологий водоподготовки методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара подогрев теплоносителей в тепловой схеме водоподготовки (УВЭТП). Используемые способы определения выработки электроэнергии на тепловом потреблении являются приближенными и используются при

малых изменениях в тепловых схемах, не превышающих 5–7% общего расхода рабочего тела или потока теплоты в цикле [6].

Для практической реализации и автоматизации процесса расчета энергетической эффективности подогрева исходной добавочной воды котлоагрегатов и подпиточной воды теплосети основным конденсатом паровых теплофикационных турбин ТЭЦ разработаны программные продукты при помощи комплекса Microsoft Visual C# 2010 Express Edition, работающие под операционной системой Windows XP/7 [7, 8].

Программные продукты для расчета энергетической эффективности новых схем подогрева подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлоагрегатов работают по алгоритму, представленному на рис. 1.

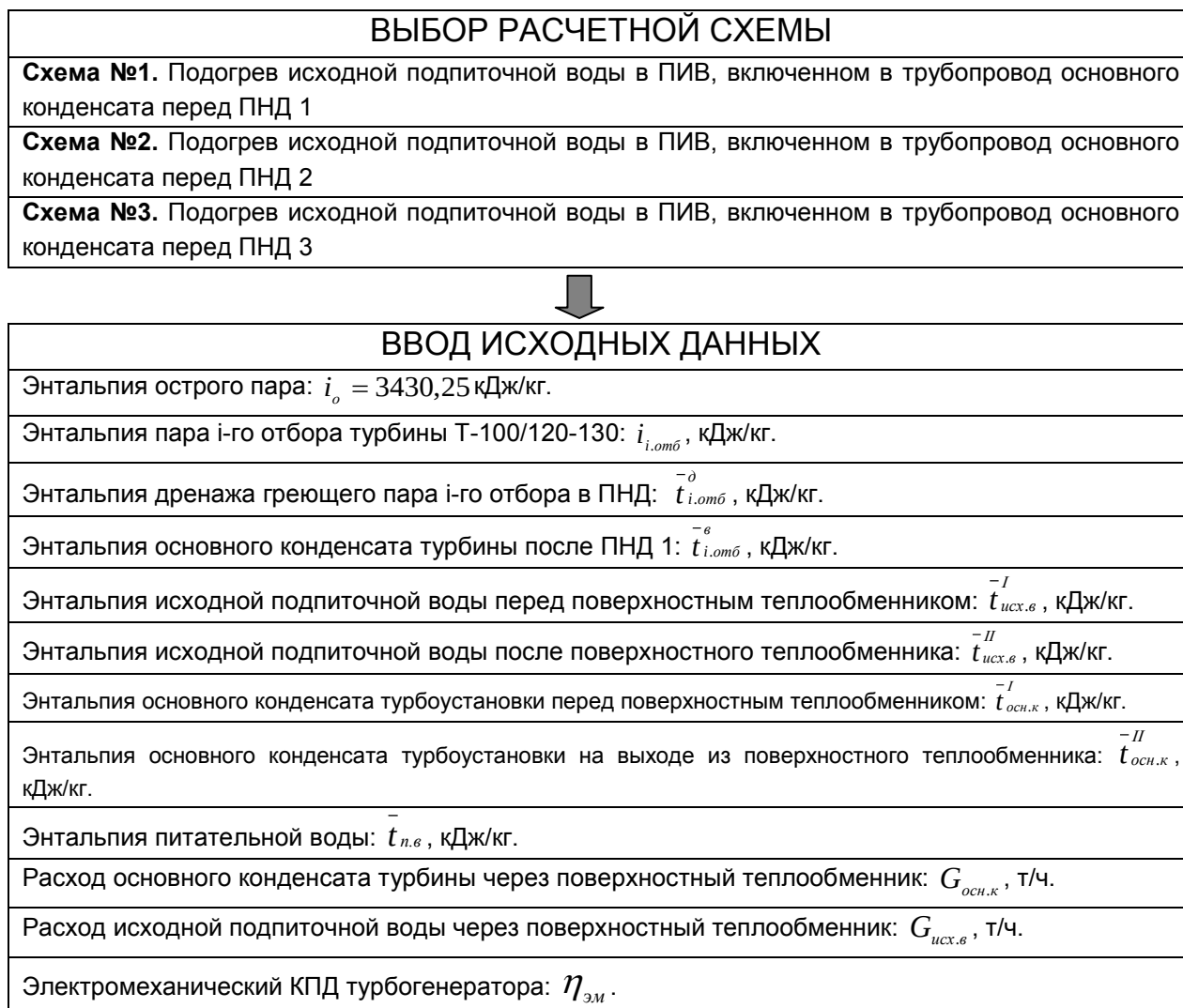


Рис. 1. Алгоритм работы программного продукта «Расчет энергетической эффективности схем подогрева исходной подпиточной воды основным конденсатом турбин» (начало)

КПД теплообменного оборудования: $\eta_{т.о}$.
Давление создаваемое насосом (потери): ΔP , МПа.
КПД насоса: η_n .
КПД парового котла: $\eta_{ПК}$.
Теплота сгорания условного топлива: Q_H^P , кДж/кг.
Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии: $b_{э.к}$, кг/(кВт*ч).
Удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии: $b_{э.т}$, кг/(кВт*ч).
Расход подготавливаемой воды в расчетном режиме: $G_6^{реж}$, м ³ .
Цена условного топлива: $Ц_m$, руб./т.



ВЫВОД ПОЛУЧЕННЫХ ДАННЫХ
Изменение расхода пара i-го отбора: $\Delta D_{i.отб}$, кг/с.
Изменение мощности на тепловом потреблении: $\Delta N_{тф}^{i.отб}$, кВт.
Изменение мощности с учетом регенерации: $\Delta N_{рег}^{i.отб}$, кВт.
Увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении: $\Delta \nu_{тф}^{УВЭТП.i.отб}$, кВт*ч/м ³
Затраты топлива на выработку в котле дополнительного расхода пара: $B_{дон}$, кг/с
Экономия условного топлива: ΔB , т.у.т.
Экономичность технологий подготовки воды на ТЭЦ: $\Delta Э$, тыс.руб./год

Рис. 1. Алгоритм работы программного продукта «Расчет энергетической эффективности схем подогрева исходной подпиточной воды основным конденсатом турбин» (окончание)

Рассмотрим пользовательский интерфейс программы. Рабочая область программы разбита на пять полей: поле вкладок, поле ввода исходных данных, поле тепловой схемы турбоустановки, поле решения теплового баланса подогревателя исходной воды (ПИБ) и поле вывода результатов расчета.

На рис. 2 показан фрагмент работы с программой в режиме ввода исходных данных.

Пользователь вводит исходные данные во вкладке «Подогрев исходной подпиточной воды», в первую очередь необходимо выбрать,

какую схему подогрева исходной подпиточной воды теплосети на ТЭЦ программа будет рассчитывать. При нажатии на область «Выбор схемы» в всплывающем меню выйдет список из трех схем:

1. Подогрев исходной подпиточной воды в ПИВ, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 1;
2. Подогрев исходной подпиточной воды в ПИВ, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 2;
3. Подогрев исходной подпиточной воды в ПИВ, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 3.

Расчет энергетической эффективности схем подогрева исходной подпиточной воды основным конденсатом турбин

Подогрев исходной подпиточной воды Приложение

Выбор схемы: Схема №1. Подогрев исходной подпиточной воды в ПИВ, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 1

Исходные данные

Энтальпия острого пара, кДж/кг :	3430,25	Энтальпия основного конденсата турбоустановки на выходе из поверхностного теплообменника, кДж/кг :	106,288	КПД насоса, в долях :	0,7
Энтальпия пара седьмого отбора турбины, кДж/кг :	2520,03	Энтальпия питательной воды, кДж/кг :	990,178	КПД парового котла, в долях :	0,9
Энтальпия дренажа греющего пара в ПНД 1, кДж/кг :	353,366	Расход основного конденсата турбины через поверхностный теплообменник, т/ч :	160	Теплота сгорания условного топлива, кДж/кг :	29300
Энтальпия основного конденсата турбины после ПНД 1, кДж/кг :	332,432	Расход исходной подпиточной воды через поверхностный теплообменник, т/ч :	400	Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч) :	0,4
Энтальпия исходной подпиточной воды перед поверхностным теплообменником, кДж/кг :	41,87	Электрохимический КПД турбогенератора, в долях :	0,98	Удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч) :	0,15
Энтальпия исходной подпиточной воды после поверхностного теплообменника, кДж/кг :	92,114	КПД теплообменного оборудования, в долях :	0,98	Расход подготавливаемой воды в расчетном режиме, м³ :	1600000
Энтальпия основного конденсата турбоустановки перед поверхностным теплообменником, кДж/кг :	234,461	Давление создаваемое насосом (потери), МПа :	1,4	Цена условного топлива, руб./т :	3000

Схема

Расчет теплового баланса подогревателя исходной воды

Результаты расчета

Изменение расхода пара i-го отбора:	2,683	кг/с
Изменение мощности на тепловом потреблении:	2393,335	кВт
Изменение мощности с учетом регенерации:	383,913	кВт
Увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении:	6,930	кВт·ч
Затраты топлива на выработку в котле дополнительного расхода пара:	0,248	кг/с
Экономия условного топлива:	2771,882	т.у.т.

1 - сетевой трубопровод, 2,3 - нижний и верхний сетевые подогреватели; 4 - трубопровод подпиточной воды; 5 - подогреватель исходной воды (ПИВ); 6 - водоподогревательная установка; 7 - вакуумный дивертор; 8 - трубопровод основного конденсата турбоустановки; 9 - регенеративные подогреватели низкого давления; 10 - регенеративные подогреватели высокого давления

Рис. 2. Фрагмент работы с программой в режиме ввода исходных данных

В зависимости от выбора расчетной схемы будет меняться перечень исходных данных, а в поле тепловой схемы турбоустановки будет меняться рисунок.

Данная версия программы производит расчет для модификации тепловой схемы турбоустановки Т-100/120-130, по умолчанию введены параметры одного из режимов работы турбоустановки.

Далее пользователь вводит исходные данные, необходимые для расчета тепловой схемы, в соответствии с приведенным перечнем: параметры острого пара, параметры пара i-го отбора и его конденсата, температуры исходной воды и основного конденсата до и после ПИВ и т. д.

После ввода всех исходных данных в первую очередь рассчитывается тепловой баланс подогревателя исходной воды (рис. 3).

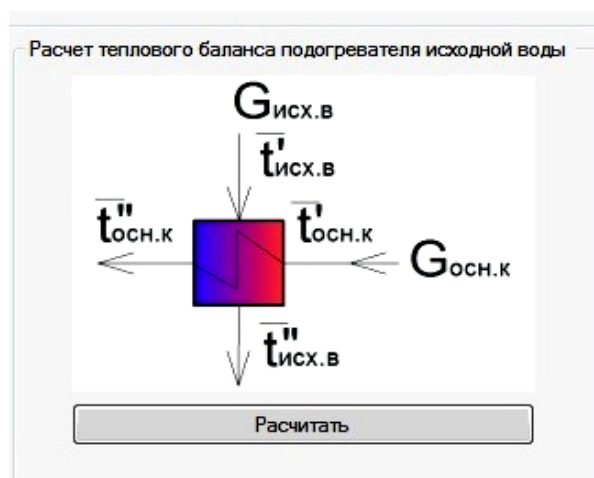


Рис. 3. Расчет теплового баланса подогревателя исходной воды (ПИБ)

Если расчет теплового баланса ПИБ не был выполнен, программа работать не будет.

После того, как пользователь рассчитал тепловой баланс ПИБ, выполняется основной расчет тепловой схемы подогрева исходной подпиточной воды теплосети основным конденсатом турбины на ТЭЦ.

По завершению расчетов программа выводит основные результаты в поле вывода результатов расчета (рис. 4): изменение расхода i -го отбора; изменение мощности на тепловом потреблении; изменение мощности с учетом регенерации; увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении; затраты топлива на выработку в котле дополнительного расхода пара; экономия условного топлива.

О целесообразности перехода с одного варианта подогрева исходной воды на другую можно судить по полученному значению экономии условного топлива $B_{\text{эк}}$, т.у.т/год.

После рассмотрения результатов программа позволяет выполнить повторные расчет с другими исходными данными.

Во вкладке «Приложение» приведены таблицы с параметрами пара и воды турбоустановки Т-100/120-130 (ТМТ-106063, лист 3 и лист 5) и принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-100/120-130 ПО ТМЗ (рис. 5).

Программа используется при проведении ряда научно-исследовательских работ НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ.



Рис. 4. Часть рабочей области программы: поле вывода результатов расчета

Планируется дальнейшее усовершенствование программного продукта и расширение его возможностей.

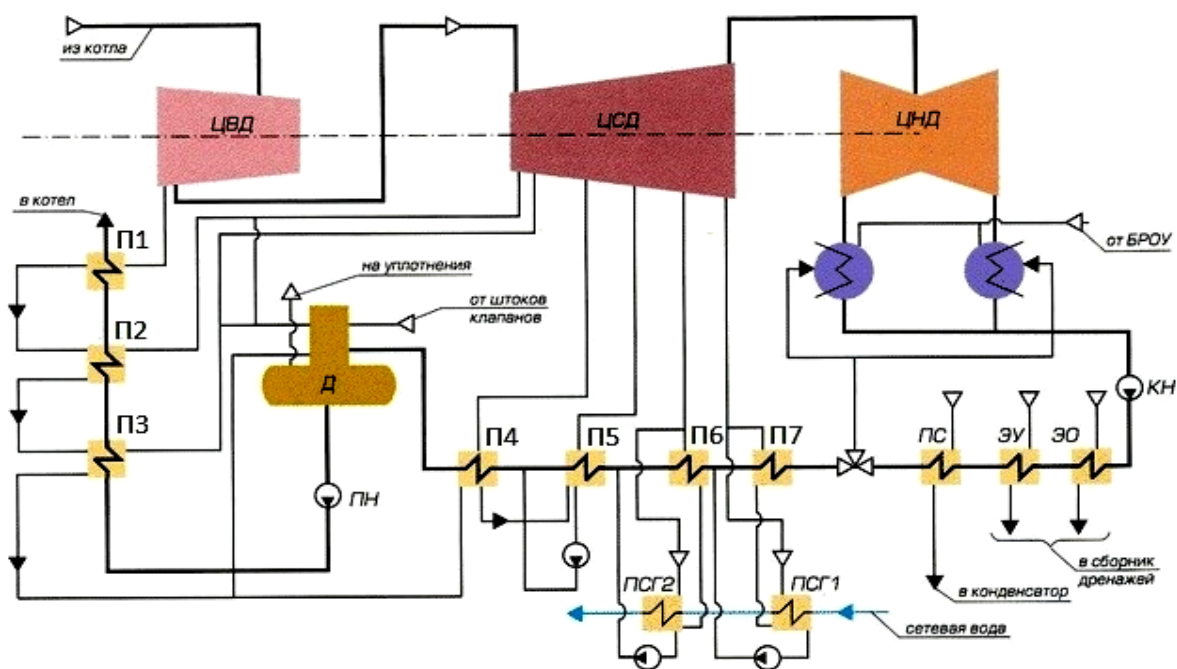


Рис. 5. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-100/120-130 ПО ТМЗ

Таким образом, программа «Расчет энергетической эффективности схем подогрева исходной подпиточной воды основным конденсатом турбин» позволяет производить многовариантные расчеты на предпроектной стадии и повысить точность расчетов энергетической эффективности разработанных тепловых схем ТЭЦ при сравнительно низких затратах времени.

Список литературы

1. Патент 2422646 (RU). МПК⁷ F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. 2011. № 18.
2. Патент 2422648 (RU). МПК⁷ F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. 2011. № 18.
3. Шарапов В.И., Кузьмин А.В. О подогреве подпиточной воды теплосети в теплофикационных турбоустановках в неотапительный период // Энергосбережение и водоподготовка. 2010. № 6. С. 30-32.
4. Шарапов В.И., Кузьмин А.В. Совершенствование технологий подготовки добавочной питательной воды промышленных ТЭЦ // Промышленная энергетика. 2011. № 3. С. 42-55.
5. Шарапов В.И., Кузьмин А.В. О подогреве подпиточной воды теплосети основным конденсатом турбины // Проблемы энергетики. Известия вузов. 2012. № 3-4. С. 3-13.
6. Шарапов В.И., Кузьмин А.В. Использование систем регенерации турбин для подогрева низкопотенциальных теплоносителей ТЭЦ / Ульян. гос. техн. ун-т. Ульяновск: УлГТУ, 2013. 256 с.
7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016611186 (Россия). Расчет энергетической эффективности схем подогрева исходной добавочной питательной воды основным конденсатом турбин / Кузьмин А.В., Шарапов В.И.; заявитель и правообладатель Ульян. гос. техн. ун-т. – № 2015661968; заявл. 08.12.2015 ; опубл. 27.01.2016, Реестр программ для ЭВМ.
8. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016611105 (Россия). Расчет энергетической эффективности схем подогрева исходной подпиточной воды основным конденсатом турбин / Кузьмин А.В., Шарапов В.И.; заявитель и правообладатель Ульян. гос. техн. ун-т. – № 2015661999 ; заявл. 08.12.2015; опубл. 26.01.2016, Реестр программ для ЭВМ.

И. В. Япаров, М. М. Замалеев (УлГТУ, Ульяновск)

Повышение технико-экономических показателей газотурбинных и парогазовых ТЭС путем эффективного использования низкопотенциальных источников энергии

На сегодняшний день тепловые электрические станции (ТЭС) являются основой отечественной энергетики. Природный газ является основным топливом для большей части российских ТЭС. Финансовая конъюнктура на рынке органического топлива формирует необходимость разработки методов и способов по повышению эффективности выработки тепловой и электрической энергии. Таким образом, на ТЭС одной из первостепенных задач является увеличение эффективности использования первичных энергоресурсов.

Одним из наиболее перспективных направлений развития теплоэнергетики являются парогазовые технологии, позволяющие значительно повысить КПД ТЭС по выработке электроэнергии по сравнению с традиционными паротурбинными технологиями. Парогазовые установки (ПГУ) находят широкое применение как при строительстве новых, так и при реконструкции действующих ТЭС, обеспечивая существенное повышение их энергетической эффективности и тепловой экономичности.

Газотурбинная установка (ГТУ) является центральным элементом ПГУ, определяющим показатели работы всей комбинированной установки. Рабочим телом ГТУ является атмосферный воздух, поэтому его характеристики, в первую очередь температура циклового воздуха, оказывают значительное влияние на работу как ГТУ, так и ПГУ.

Возможность повышения эффективности парогазовых установок ограничена ввиду многих факторов. Одним из возможных и в тоже время весьма доступных способов улучшения характеристик ПГУ является поддержание оптимальной температуры атмосферного (циклового) воздуха предназначенного для питания ГТУ входящей в состав ПГУ. Существует достаточно большое количество решений для реализации данной технологии, но практически все они используют для этих целей либо высокопотенциальную теплоту (уходящие дымовые газы; отбор воздуха из ступеней компрессора; отбор пара из паровой турбины и т. д.), либо прямой холодильный цикл с охлаждением классическими способами с

применением «сухих» и «мокрых» градиен. Применение данных технологий в конечном итоге приводит либо к падению производительности ПГУ, либо к высокому расходу электрической энергии [1].

Сезонные технологические ограничения по выработке электрической энергии электростанциями оказывают все большее влияние на экономические показатели деятельности генерирующих компаний. Данные ограничения связаны с ухудшением показателей работы генерирующего и вспомогательного оборудования станций при повышенной температуре наружного воздуха и обусловлены следующими факторами:

- прогрессирующим снижением электрической мощности газотурбинных установок при повышении температуры наружного воздуха выше расчетной ($+15\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- повышением температуры воды в системах охлаждения основного и вспомогательного оборудования и, как следствие, ухудшением вакуума в конденсаторах паровых турбин и работой охлаждаемого оборудования в более напряженном тепловом режиме.

Охлаждение воздуха на входе в ГТУ ТЭС широко применяется для повышения КПД и мощности. Используя преимущества систем охлаждения воздуха в условиях роста электропотребления, мощность энергоблока такого типа можно повысить на 10–26%, исключая собственные затраты мощности в системе, особенно в летний период [2, 3].

Производители и эксплуатационники ГТУ и ПГУ широко используют различные системы охлаждения атмосферного воздуха. Основным способом охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТУ является размещение дополнительных установок в комплексном воздухоочистительном устройстве (КВОУ) [5]. Здесь можно выделить три основных варианта:

- установка испарительного охладителя (из специального пористого материала), орошаемого водой. Эффект охлаждения достигается за счет испарения воды в потоке циклового воздуха;
- мелкодисперсное распыление воды, как правило, в «чистой» зоне КВОУ, т. е. за фильтрами по ходу воздуха;
- установка водо-воздушного теплообменника (чиллера), по трубкам которого циркулирует хладагент или промежуточный теплоноситель, а через межтрубное пространство проходит воздух.

У каждого из названных методов есть свои достоинства и недостатки. Для наилучшего охлаждения воздуха и, как следствие, максимального увеличения мощности ГТУ предпочтительно применение холодильных

установок [4]. Отдельным преимуществом применение холодильных установок является возможность использования их в качестве тепловых насосов, позволяющих эффективно использовать низкопотенциальные потоки теплоты, которые всегда в избытке имеются на ТЭС и ТЭЦ.

Как было отмечено выше, использование низкопотенциальных источников теплоты для подготовки циклового воздуха позволяет повысить эффективность, экономичность и надежность ТЭС на базе ПГУ за счет повышения КПД и тепловой мощности [5].

Сотрудниками НИЛ ТЭСУ разработан и запатентован ряд технологий использования низкопотенциальных источников теплоты совместно с теплонасосными установками [6]. Применение ТНУ для утилизации низкопотенциальных потоков энергии, имеющих место в цикле ПГУ, позволяет ощутимо повысить эффективность всей системы. Перспективным направлением повышения эффективности ТЭС на основе ПГУ является применение многоцелевой теплонасосной установки для подогрева циклового воздуха в зимний период и его охлаждения в летний период.

В режиме охлаждения или нагрева циклового воздуха предлагается подогревать основной конденсат паровой турбины после конденсатора.

Особенность технологии заключается в одновременном подогреве или охлаждении циклового воздуха и дополнительном подогреве потока теплоносителя. Дополнительный конденсатор и дополнительный испаритель ТНУ на линиях подогрева и охлаждения циклового воздуха обеспечивают поддержание оптимальной температуры атмосферного воздуха, а конденсатор ТНУ обеспечивает подогрев основного конденсата паровой турбины после конденсатора.

На рис. 1 представлена принципиальная схема ТЭС, работающей по предложенной технологии.

Реализация предложенного решения позволяет повысить экономичность и надежность работы ПГУ благодаря эффективному использованию теплоты нагретой циркуляционной воды, уменьшению мощности устройств для охлаждения нагретой циркуляционной воды конденсатора паровой турбины, дополнительному подогреву основного конденсата паровой турбины, постоянному поддержанию оптимальной температуры циклового атмосферного воздуха для газотурбинной установки а также исключению возможности обледенения входной части компрессора газотурбинной установки в холодный период года. В свою

очередь, применение ступенчатой конденсации позволяет увеличить КПД ТНУ на 3–5%.

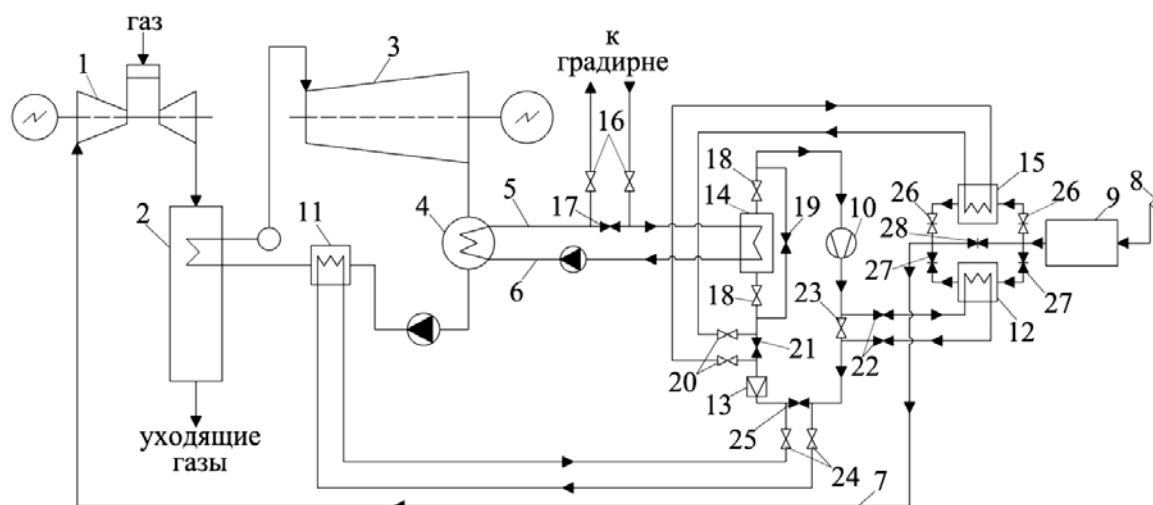


Рис. 1. Схема ПГУ с многоцелевой парокомпрессионной ТНУ: 1 – газотурбинная установка; 2 – котел-утилизатор; 3 – паровая турбина; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – трубопроводы нагретой циркуляционной воды; 6 – трубопровод охлажденной циркуляционной воды; 7 – воздухопровод атмосферного воздуха; 8 – воздухозаборное устройство; 9 – воздухоподготовительная установка; 10 – компрессор ТНУ; 11 – основной конденсатор ТНУ на линии подогрева основного конденсата паровой турбины после конденсатора; 12 – дополнительный конденсатор ТНУ на линии подогрева циклового воздуха; 13 – дросселирующее устройство ТНУ; 14 – основной испаритель ТНУ; 15 – дополнительный испаритель ТНУ на линии охлаждения циклового воздуха; 16, 17 – запорная арматура; 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25 – запорная арматура в контуре ТНУ; 26, 27, 28 – шиберная заслонка

Применение парокомпрессионных ТНУ для утилизации теплоты сбросных теплоносителей в системах энергоснабжения ТЭС позволяет обеспечивать значительную экономию топлива и получать потоки теплоты различного потенциала, которые возможно эффективно использовать в различных энергетических системах ПГУ-ТЭС. В свою очередь использование источников низкопотенциальной теплоты, присутствующих на ТЭС, и применение их для подготовки циклового воздуха позволяет повысить эффективность, экономичность и надежность ТЭС на базе ПГУ за счет повышения КПД и тепловой мощности.

Список литературы

1. Антипов Ю.А., Барский И.А., Шаталов И.К., Терехов Д.В. Улучшение характеристик газотурбинных установок при повышенных температурах воздуха // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2009. № 2. С. 75-79.

2. Михайлов В.Е. Охлаждение циклового воздуха для повышения экономичности ГТУ // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2009. №3. С. 32-36.

3. Япаров И.В., Замалеев М.М. Повышение эффективности газотурбинных и парогазовых установок ТЭС путем охлаждения циклового атмосферного воздуха // Теплоэнергетика и теплоснабжение: сб. науч. тр. науч. - исслед. лаб. «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ. Ульяновск: УлГТУ, 2012. Вып. 9. С.226-231.

4. Анисимов С.Н., Круговых Д.Е., Молодкин Д.С. Повышение производительности ГТУ при высоких температурах наружного воздуха // Турбины и дизели. 2013. № 6. С.34-39.

5. Замалеев М.М., Шарапов В.И., Салихов А.А., Япаров И.В. Организация полезного использования «сбросной» теплоты на ТЭЦ // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2013. № 11/ 12. С. 45-54.

6. Япаров И.В., Замалеев М.М., Шарапов В.И. Технологии повышения эффективности газотурбинных и парогазовых установок ТЭС // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса: сб. науч. тр. Вып. 8. Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов: материалы XIII Международной научно-технической конференции. Саратов, 01-03 ноября 2016 г. Саратов, 2016. 396 с.

УДК 621.311.22

И. В. Губин, М. М. Замалеев (УлГТУ, Ульяновск)

О возможности использования ТЭЦ для утилизации снега на примере г. Ульяновска

Каждый год коммунальные службы крупных городов сталкиваются с проблемой вывоза и утилизации значительного количества снега. Для решения этой задачи предложено использовать энергетический потенциал теплоэлектроцентралей (ТЭЦ).

Известно, что структура ТЭЦ характеризуется наличием низкопотенциальных источников теплоты, которые могут быть пригодны для утилизации снега. Авторами предложены новые технологии использования инфраструктуры ТЭЦ для утилизации снега с применением в качестве греющего агента основного конденсата турбин, обратной сетевой воды и других низкопотенциальных источников [1, 2].

Особенность предложенных технологий заключается в том, что, используемая стационарная снеготопильная установка, представляет собой железобетонный резервуар с установленным внутри подогревателем

циркулирующей воды. Подогреватель циркулирующей воды является поверхностным теплообменником, погруженным в поток циркулирующей в резервуаре жидкости, а в качестве теплоносителя используется основной конденсат турбины, обратная сетевая вода или другие низкопотенциальные источники.

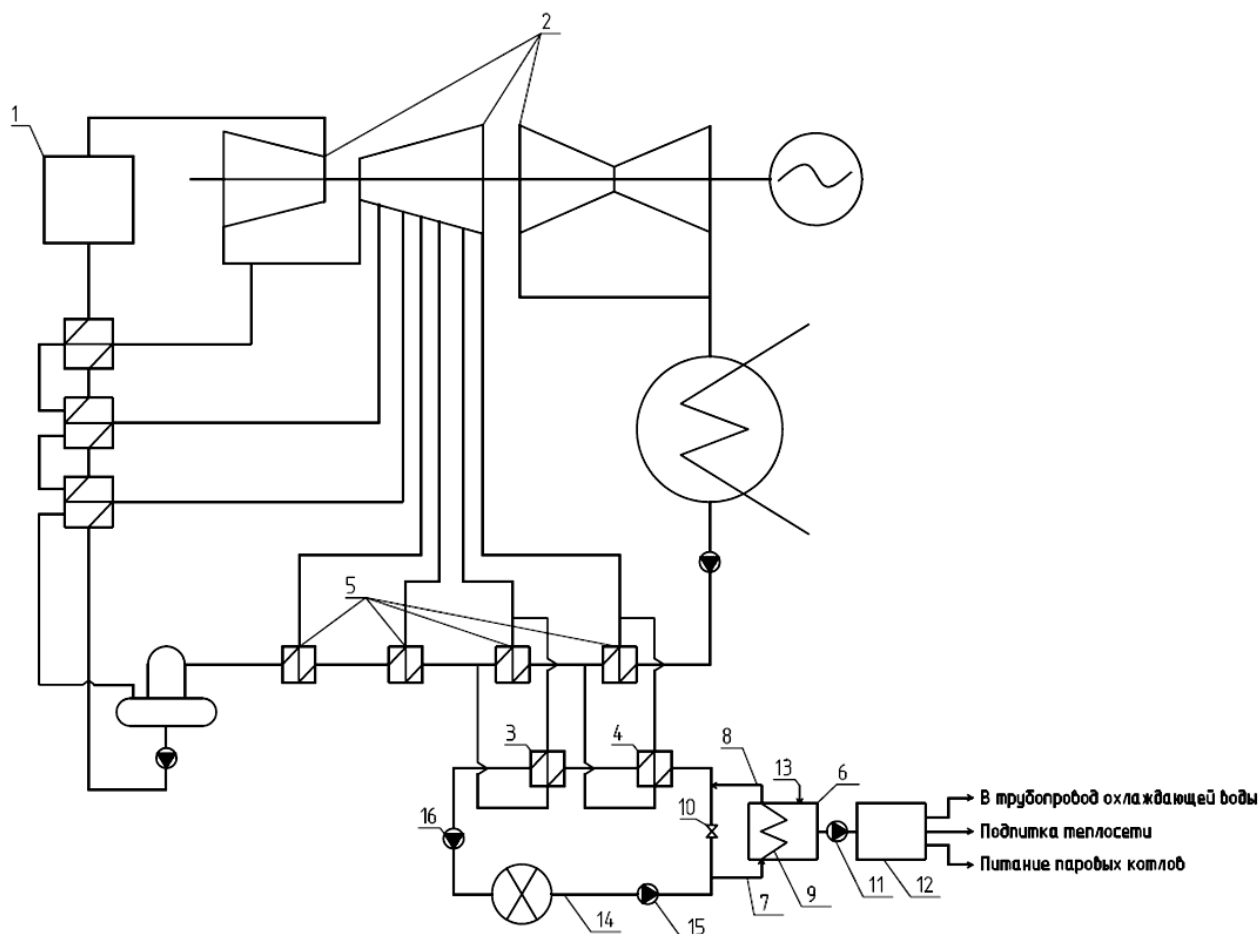


Рис. 1. Схема с использованием теплоты обратной сетевой воды: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3, 4 – верхний и нижний сетевые подогреватели; 5 – подогреватели низкого давления; 6 – стационарная снегоплавильная установка; 7, 8 – входной и выходной патрубки; 9 – поверхностный теплообменник; 10 – регулятор расхода; 11 – насос талой воды; 12 – система водоочистки; 13 – трубопровод ливневой канализации; 14 – трубопровод обратной сетевой воды; 15 – сетевой насос первого подъема; 16 – сетевой насос второго подъема

С точки зрения тепловой экономичности, одним из самых эффективных решений является технология с использованием теплоты обратной сетевой воды (рис. 1). Для реализации этой технологии предлагается подключить снегоплавильную установку на базе ТЭЦ таким образом, чтобы входной

патрубок поверхностного теплообменника стационарной снегоплавильной установки был подключен по греющей среде к трубопроводу обратной сетевой воды между сетевым насосом первого подъема и регулятором расхода, а выходной патрубок поверхностного теплообменника стационарной снегоплавильной установки был подключен по греющей среде к трубопроводу обратной сетевой воды между регулятором расхода и нижним сетевым подогревателем.

Основным преимуществом технологии с использованием обратной сетевой воды является возможность утилизации значительного количества снега при работе турбин ТЭЦ с минимальными пропусками пара в конденсаторы. Также следует отметить высокую тепловую экономичность, связанную с увеличением выработки электроэнергии на тепловом потреблении из-за снижения температуры обратной сетевой воды перед сетевыми подогревателями.

В случае необходимости утилизации меньшего количества снежно-ледяной массы, в пределах нескольких десятков тонн в час, можно рекомендовать схему, представленную на рис. 2.

Особенностью решения в соответствии с рисунком 2 является применение в качестве греющей среды в поверхностном теплообменнике ССУ основного конденсата турбины после второго, третьего или четвертого по ходу движения подогревателя низкого давления (ПНД).

Новая схема работы ССУ с использованием основного конденсата турбины позволяет регулировать производительность снегоплавильной установки за счет изменения места отбора конденсата и, следовательно, его температуры.

Для оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловой схеме ТЭЦ в связи с установкой ССУ была использована методика ВИШ, разработанная в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического университета [3].

Основным показателем, по которому оценивается энергетическая эффективность новых технологий, является величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении $v_{тф}$, кВт·ч/т, получаемой за счет увеличения отборов пара на утилизацию 1 тонны снега.

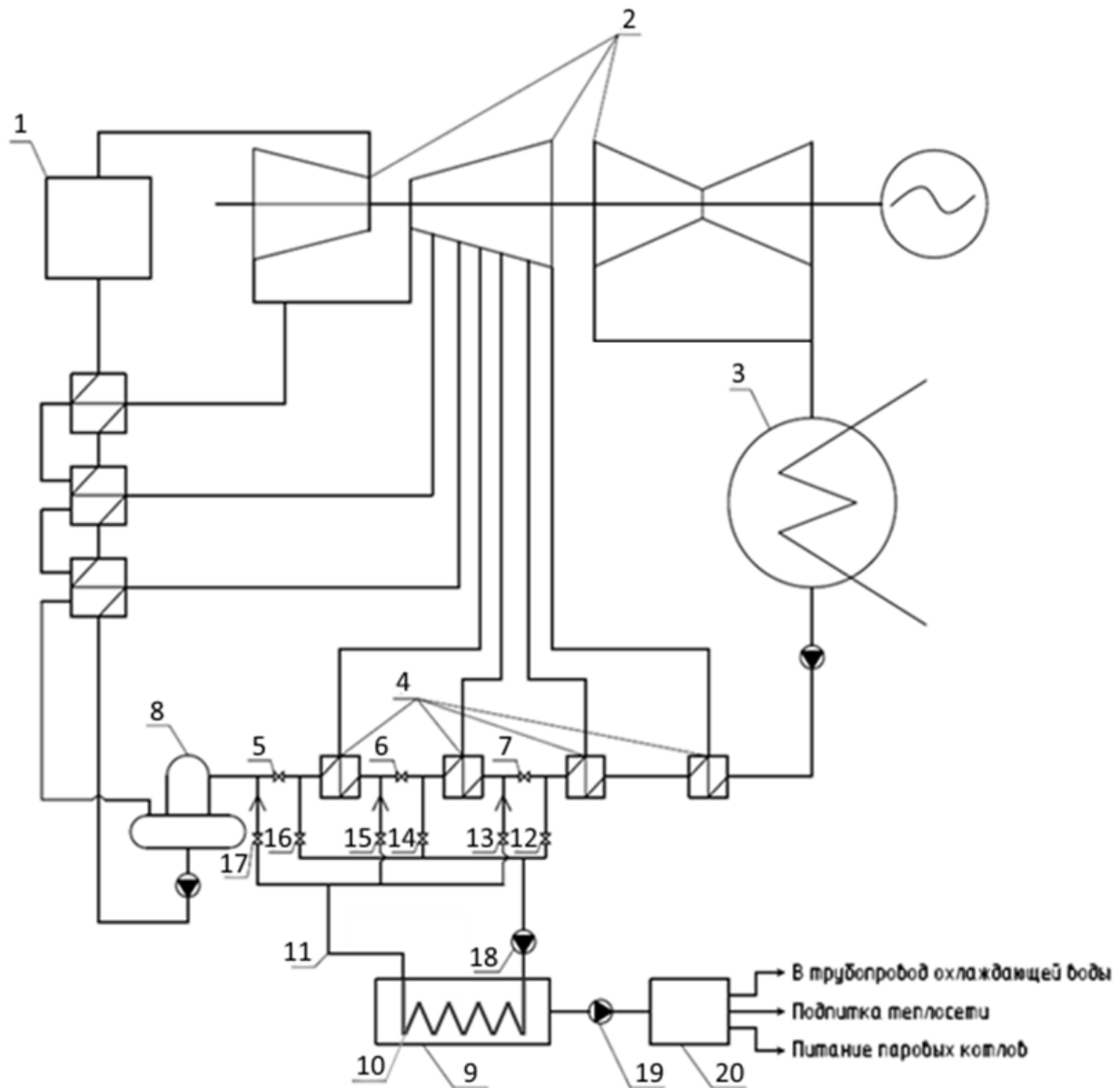


Рис. 2. Схема с использованием теплоты основного конденсата турбин: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3 – конденсатор; 4 – регенеративные подогреватели низкого давления; 5–7 – задвижки; 8 – деаэратор питательной воды; 9 – стационарная снегоплавильная установка; 10 – поверхностный теплообменник; 11 – трубопровод циркуляции теплоносителя; 12–17 – задвижки на линии циркуляции теплоносителя; 18 – циркуляционный насос; 19 – насос талой воды; 20 – система водоочистки

Так, удельная выработка электроэнергии $v_{тф}$ для варианта с использованием теплоты основного конденсата турбин составляет:

$$v_{тф} = \frac{\Delta h_{снег}}{3,6\eta_{ссу}} \left[\frac{(h_0 - h_{рег}^3)\eta_{эм}}{(h_{рег}^3 - h_{п.в})} - \frac{\Delta p}{\Delta h_{о.к} \eta_H} \right], \quad (1)$$

где $\Delta h_{\text{снег}}$ – изменение энтальпии снежно–ледяной массы в процессе утилизации, кДж/кг; $\eta_{\text{ССУ}}$ – КПД стационарной снегоплавильной установки; h_o – энтальпия свежего пара, кДж/кг; $h_{\text{рег}}^3$ – энтальпия условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг; $h_{\text{п.в}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг; $\eta_{\text{ЭМ}}$ – электромеханический КПД турбогенератора; Δp – давление, создаваемое насосом, МПа; $\Delta h_{o,k}^{\text{ССУ}}$ – изменение энтальпии конденсата сетевых подогревателей до и после ССУ, кДж/кг; η_n – КПД насоса.

Для схемы с использованием теплоты обратной сетевой воды удельная выработка электроэнергии $v_{\text{ТФ}}$ составит:

$$v_{\text{ТФ}} = \frac{\Delta h_{\text{снег}}}{3,6\eta_{\text{ССУ}}} \left[\frac{(h_o - h_i)\eta_{\text{ЭМ}}}{(h_{\text{сп}} - h'_{\text{сп}})} + \frac{(h_{\text{п.в}} - h'_{\text{сп}})(h_o - h_{\text{рег}}^3)\eta_{\text{ЭМ}}}{(h_{\text{сп}} - h'_{\text{сп}})(h_{\text{рег}}^3 - h_{\text{п.в}})} - \frac{\Delta p}{\Delta h_{\text{с.в}}^{\text{ССУ}}\eta_n} \right], \quad (2)$$

где h_i – энтальпия пара, используемого в качестве греющего агента на i -м участке схемы, кДж/кг; $h_{\text{сп}}$ – средневзвешенная энтальпия отопительных отборов, кДж/кг; $h'_{\text{сп}}$ – средневзвешенная энтальпия конденсата сетевых подогревателей, кДж/кг; $\Delta h_{\text{с.в}}^{\text{ССУ}}$ – изменение энтальпии сетевой воды при прохождении через ССУ, кДж/кг.

Данный показатель позволяет также найти экономию условного топлива ΔB , т, которая определяется, как:

$$\Delta B = v_{\text{ТФ}}(b_{\text{э.к}} - b_{\text{э.т}}) G_{\text{ССУ}} \cdot 10^{-3}, \quad (3)$$

где $b_{\text{э.к}}$ – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч); $b_{\text{э.т}}$ – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч); $G_{\text{ССУ}}$ – количество утилизируемого снега, т.

При расчете энергетической эффективности технологий утилизации снега необходимо учитывать затраты топлива на выработку в котле дополнительного расхода пара

$$B_{\text{доп}} = \frac{\Delta D_i(h_o - h_{\text{п.в}})}{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{пк}}}, \quad (4)$$

где ΔD_i – разность расходов пара, получаемая при использовании пара разных потенциалов для нагрева воды на одну и ту же величину, т/год; h_o , $h_{п.в}$ – энтальпии острого пара и питательной воды, кДж/кг; Q_H^p – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Определить экономичность технологий утилизации снега на ТЭЦ, руб., можно как:

$$\Delta \mathcal{E} = 10^{-3} [v_{тф} (b_{э.к} - b_{э.т}) G_{ссу} \pm B_{доп}] \cdot \Pi_{т}, \quad (5)$$

где $\Pi_{т}$ – цена условного топлива, руб./т.

Для определения количества утилизируемого снега $G_{сн}$, кг/ч найдем расход воды циркулирующей в снеготопливной камере $G_{ц}$, кг/ч. Для этого рассмотрим уравнение теплового баланса теплообменного устройства:

$$G_{гп} (t'_{гп} - t_{гп}) c_{гп} \eta_{то} = G_{ц} (t'_{наг} - t_{наг}) c_{в}, \quad (6)$$

где $G_{гп}$ – расход греющего потока, кг/ч; $\eta_{то}$ – КПД теплообменного устройства; $t_{гп}$ и $t'_{гп}$ – температура греющей среды на входе и выходе из теплообменника, °С; $t_{наг}$ и $t'_{наг}$ – температура циркулирующей воды до и после нагрева, °С.

$$G_{ц} = \frac{G_{гп} (t'_{гп} - t_{гп}) c_{гп} \eta_{то}}{(t'_{наг} - t_{наг}) c_{в}}. \quad (7)$$

Рассмотрим уравнение теплового баланса снеготопливной камеры:

$$G_{ц} (t'_{наг} - t_{наг}) c_{в} = \eta_{ссу} (G_{сн} (t_{пл} - t_{сн}) c_{сн} + G_{сн} \Delta h_{сн} + G_{сн} (t_{наг} - t_{пл}) c_{в}) \quad (8)$$

где $\Delta h_{сн}$ – изменение энтальпии снежно-ледяной массы в процессе утилизации, кДж/кг; $c_{сн}$ – теплоемкость снега, кДж/(кг·К); $t_{пл}$ – температура плавления снега, К; $\eta_{ссу}$ – КПД стационарной снеготопливной установки.

Определим расход циркулирующей воды:

$$G_{сн} = \frac{G_{ц} (t'_{наг} - t_{наг}) c_{в}}{\eta_{ссу} (t_{пл} - t_{сн}) c_{сн} + \Delta h_{сн} + (t_{наг} - t_{пл}) c_{в}}. \quad (9)$$

Основные технические показатели для двух рассматриваемых технологий представлены в табл. 1.

Таблица 1

Технические показатели рассматриваемых технологий

Величина	Единица измерения	Значение	
		Использование теплоты основного конденсата	Использование теплоты обратной сетевой воды
Величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, $v_{тф}$	кВт·ч/т	41,62	74,91
Годовая экономия условного топлива, ΔB	т у.т.	91,0	2926,0
Расход греющего потока	т/ч	350	3500
Количество воды циркулирующей в снегоплавильной камере, $G_{ц}$	т/ч	700	7000
Количество утилизируемого снега, $G_{сн}$	т/ч	65	650
Температура греющего потока на входе и выходе из теплообменника	°С	100/80	55/35

Расчет экономической эффективности проекта реализации ССУ на ТЭЦ проводился применительно к реальным условиям работы Ульяновской ТЭЦ-1 и выполнен в соответствии с методическими рекомендациями по оценке эффективности инвестиционных проектов [4].

В расчете учитывалась экономия условного топлива на ТЭЦ, экономия дизельного топлива на вывоз снега автотранспортом, капитальные и эксплуатационные затраты на сооружение и обслуживание ССУ. Учет капитальных вложений на осуществление разработанных технологий произведен на основании показателей объектов-аналогов.

Результаты оценки экономической эффективности представлены в табл. 2. Все представленные показатели рассчитаны для нормы дисконта 15%.

Таблица 2

Оценка эффективности инвестиций

Показатель	Использование теплоты основного конденсата	Использование теплоты обратной сетевой воды
Капитальные затраты, млн руб., без НДС в ценах 2016 г.	10,0	115,0
Чистая приведенная стоимость, млн руб.	9,22	124,1
Внутренняя норма доходности, %	32,97	35,7
Простой срок окупаемости, лет	3,1	2,9
Дисконтированный срок окупаемости, лет	4,5	4,0

Список литературы

1. Замалеев М.М., Шарапов В.И., Губин И.В., Павлов В.А. Использование энергетического потенциала ТЭЦ для нужд коммунального хозяйства // Труды Академэнерго. 2016. №2. С. 25-38.

2. Замалеев М.М., Губин И.В., Шарапов В.И. Проблема утилизации снега в крупных городах // Сб. науч. трудов науч.-исслед. лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ «Теплоэнергетика и теплоснабжение». Выпуск 11. Ульяновск: ГОУ ВПО «Ульян. гос. техн. ун-т», 2015. С. 141-152.

3. Шарапов В.И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 27-37.

4. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов, утвержденные Министерством экономики Российской Федерации, Министерством финансов Российской Федерации и Государственным комитетом Российской Федерации по строительной, архитектурной и жилищной политике 21 июня 1999 г. N ВК 477.

УДК 621.311

М. Е. Орлов, И. С. Исаева, Е. В. Юрьева (УлГТУ, Ульяновск)

**Оценка энергетической эффективности технологии
использования теплоты обратной сетевой воды на ТЭЦ
для нагрева воздуха, подаваемого в котлы**

Большинство крупных централизованных систем теплоснабжения подключено к тепловым электрическим станциям (ТЭС) на которых производится около 75% всей вырабатываемой электрической энергии [1].

Постоянный рост цен на топливно-энергетические ресурсы вынуждает искать пути более рационального их использования, совершенствовать схемы энергоисточников. Повысить экономичность электростанций позволяет оптимальное использование теплоносителей.

Существенное влияние на энергетическую эффективность теплофикационного цикла паротурбинных установок оказывает температура обратной сетевой воды, подаваемой в сетевые подогреватели турбин. В отличие от других параметров, определяющих режим работы теплофикационной установки, температура обратной сетевой воды является неуправляемой и полностью зависит от условий работы всей системы теплоснабжения. Повышенная температура воды перед сетевыми подогревателями приводит к снижению удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, а значит и к уменьшению эффективности работы тепловой электрической станции.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении характеризует совершенство турбоагрегата на теплофикационном режиме, чем интенсивнее нагружаются ее отопительные отборы, тем меньше пропуски пара в конденсаторы, и тем эффективней используется тепловая энергия сжигания топлива в цикле электростанции. Этот показатель зависит от режима работы турбины – из режимных факторов наиболее существенное влияние на него оказывает давление отбираемого пара [2].

Снижение давления отбираемого из турбины пара увеличивает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, что обеспечивает повышение тепловой экономичности турбоагрегата. Возможное минимальное давление в отборе для отопительной нагрузки определяется начальной температурой подогрева сетевой воды в основных сетевых подогревателях, величиной ее подогрева, потерями в трубопроводе отбора и недогревом в теплообменниках.

Снижая температуру обратной сетевой воды до минимально возможной температуры, увеличивается выработка электрической энергии на тепловом потреблении, а также полезно используется теплота обратной сетевой воды. Перераспределение тепловых потоков в схемах ТЭЦ с наращиванием доли теплоты, используемой на собственные нужды, является перспективным направлением повышения энергоэффективности и экономичности их технологических процессов. В централизованных системах теплоснабжения в качестве теплоносителя в основном применяется вода, обладающая рядом преимуществ по сравнению с другими теплоносителями.

С целью повышения энергетической эффективности ТЭЦ в НИЛ ТЭСУ УлГТУ под руководством проф. Шарапова В.И. разработана технология [3], позволяющая осуществлять в калорифере подогрев воздуха, направляемого в котлы, обратной сетевой водой, которая отбирается перед нижним сетевым подогревателем (рис. 1).

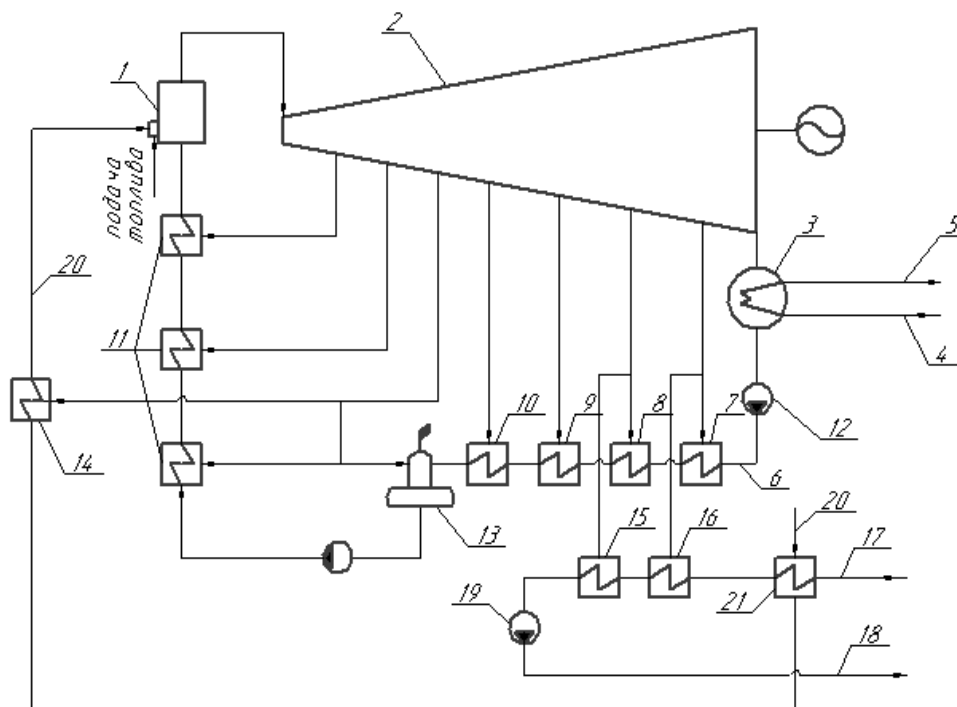


Рис. 1. Схема ТЭЦ с подогревом воздуха в калорифере обратной сетевой водой: 1 – котел; 2 – теплофикационная турбина; 3 – конденсатор турбины; 4 и 5 – трубопроводы нагретой и охлажденной циркуляционной воды; 6 – трубопровод основного конденсата; 7, 8, 9, 10 – регенеративные подогреватели низкого давления; 11 – регенеративные подогреватели высокого давления; 12 – конденсатный насос; 13 – деаэратор; 14 – калорифер для подогрева паром воздуха, подаваемого в топку котла; 15 – верхний сетевой подогреватель; 16 – нижний сетевой подогреватель; 17, 18 – обратный и подающий сетевые трубопроводы; 19 – сетевой насос; 20 – воздухопровод; 21 – калорифер для подогрева воздуха обратной сетевой водой

Согласно предложенной технологии вырабатываемый в котле пар направляют в теплофикационную турбину. Затем из отопительных отборов турбины пар, направляется в подогреватели сетевой воды. Сетевую воду нагревают паром отопительных отборов теплофикационной турбины в верхнем и нижнем сетевых подогревателях. До нижнего сетевого подогревателя сетевой водой в калорифере нагревают воздух до температуры 90 °С, подаваемый в топку котла.

Тем самым теплота, затрачиваемая на подогрев воздуха в топке при использовании традиционной схемы, замещается теплотой обратной

сетевой воды, температура которой достаточна для ее нагрева, что ведет к увеличению КПД парового котла и повышению экономичности работы тепловой электрической станции. Снижение температуры обратной сетевой воды приводит к увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении, что так же повышает эффективность работы установки.

Произведен расчет энергетической эффективности путем определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей в тепловой схеме ТЭЦ (УВЭТП) по методике ВИШ [4], разработанной в НИЛ ТЭСУ. Экономичность предложенной технологии оценена по величине годовой экономии условного топлива при переходе от традиционной схемы подогрева воздуха к схеме подогрева воздуха обратной сетевой водой. Приняты следующие исходные данные для расчета энергетической эффективности:

Средняя температура сетевой воды, возвращаемой от потребителя $t_2 = 55^\circ\text{C}$;

Средняя температура сетевой воды, подаваемой потребителю после подогрева в сетевых подогревателях $t_1 = 100^\circ\text{C}$;

Расход сетевой воды, возвращаемой от потребителя $G_{\text{обр.с.в.}} = 4000 \text{ т/ч}$;

Расчет технико-экономических показателей предложенной технологии произведен на примере энергоблока с теплофикационной турбиной Т-100-130, с производительностью котла $D_0 = 500 \text{ т/ч}$. Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении для базового режима новой схемы $N_{\text{Тф}}$, кВт определяется по формуле:

$$N_{\text{Тф}}^{\text{нов}} = D_{\text{отб}} \cdot (i_o - i_t) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (1)$$

где $D_{\text{отб}}$ – расход пара, отпускаемого из верхнего и нижнего отопительных отборов на подогрев потоков сетевой воды при температуре сетевой воды, т/ч, t_2 – температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, i_o – энтальпия острого пара, кДж/кг, i_t – энтальпия пара отбора турбины, кДж/кг, $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД турбины.

Расход пара, отпускаемый из отбора на подогрев воды $D_{\text{отб}}$, т/ч

$$D_{\text{отб}} (i_{\text{всп}} - i_{\text{всп}}^{\text{к}}) = G_{\text{обр.с.в.}} (t_1 - t_2) c_{\text{вод}}$$

$$D_{\text{отб}} = \frac{G_{\text{обр.с.в.}} (t_1 - t_2) c_{\text{вод}}}{i_{\text{пар}} - i_{\text{конд}}}, \quad (2)$$

где $i_{\text{пар}}$ – энтальпия пара в верхнем сетевом подогревателе, кДж/кг; $i_{\text{конд}}$ – энтальпия конденсата пара, кДж/кг; $c_{\text{вод}}$ – теплоемкость воды, кДж/кг $^\circ\text{C}$.

$$\Delta N_{\text{тф}} = N_{\text{тф}}^{\text{нов}} - N_{\text{тф}}^{\text{трад}} \quad (3)$$

При традиционном способе работы тепловой электрической станции $N_{\text{тф}}^{\text{трад}} = 34091,87$ кВт, при новой технологии $N_{\text{тф}}^{\text{нов}} = 34436,53$ кВт;

$$\Delta N_{\text{тф}} = 34436,53 - 34091,87 = 344,66 \text{ кВт}$$

Снижение расхода условного топлива при применении рассматриваемой технологии:

$$\Delta B = \Delta N_{\text{тф}} n \Delta b_{\text{э}}, \quad (4)$$

где n – продолжительность отопительного периода, $n = 5000$ ч;

$$\Delta b_{\text{э.к.}} = b_{\text{э.к.}} - b_{\text{э.т.}}, \quad (5)$$

где $b_{\text{э.к.}}$ – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, $b_{\text{э.к.}} = 0,4$ кг/(кВт*ч); $b_{\text{э.т.}}$ – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, $b_{\text{э.т.}} = 0,15$ кг/(кВт*ч);

$$\Delta B = 344,66 \cdot 5000 \cdot 0,25 = 430,825 \text{ т/год.}$$

Таким образом, годовая экономия условного топлива ΔB , т/год, на ТЭЦ при использовании новой технологии, определенная по уравнению (4), составит $\Delta B = 430,825$ т/год.

Экономичность предложенной нами технологии охлаждения сетевой воды на ТЭЦ в денежном выражении $\mathcal{E}$, руб. , можно определить как

$$\mathcal{E} = \Delta B \cdot \text{Ц}, \quad (6)$$

где Ц – цена условного топлива.

При цене условного топлива для г. Ульяновска 3700 руб./т экономия от использования предложенной технологии подогрева воздуха перед подачей в котел обратной сетевой водой, отбираемой перед нижним сетевым подогревателем, составит 1,594 млн руб./год.

Таким образом, существующие технологии работы централизованных систем теплоснабжения от ТЭЦ имеют значительные резервы повышения их энергетической эффективности за счет использования потоков низкопотенциальной теплоты, например, обратной сетевой воды.

Рассмотренная технология позволяет повысить энергетическую эффективность ТЭЦ и систем теплоснабжения в целом за счет экономии топлива и уменьшения затрат теплоты на подогрев воздуха, подаваемого в топку котла.

Список литературы

1. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. и др. Тепловые электрические станции / под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. – 3-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 466 с.
2. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 472 с.
3. Заявка на изобретение №2015109333 от 17.03.2015 г. Тепловая электрическая станция / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева, И.С. Соболева, В.А. Волчков, Н.Ю. Колбасова. Дата публикации заявки: 10.10.2016. Бюл. №28. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru#1485525526119.
4. Шарапов В.И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 27-37.

УДК 697.329

**В. И. Шарапов, М. А. Облезина, И. В. Прокопенко, Е. К. Чиглякова
(УлГТУ, Ульяновск)**

Подогрев воздуха перед воздухоподогревателем котла в двухступенчатом калорифере

Для снижения концентрации солей в котловой воде паровых котлов производится продувка – сброс части котловой воды и подпитка котла свежей химически очищенной водой [1].

Энтальпия продувочной воды $i_{пр}$ барабанных котлов в зависимости от рабочего давления составляет 742–1620 кДж/кг [1], то есть продувочная вода является весьма ценным теплоносителем, обладающим высоким энергетическим потенциалом. Сокращение величины продувки приводит к сокращению объема сточных вод, а также затрат энергии или холода на охлаждение этих вод [2].

Типовая схема утилизации продувочной воды предусматривает одноразовое или ступенчатое расширение продувочной воды в сепараторах непрерывной продувки. Выделившийся из продувочной воды пар используется в цикле котельной, а неиспарившаяся в сепараторе вода частично отдает свою теплоту в охладителе непрерывной продувки и, как правило, сбрасывается в канализацию. К недостаткам типовой схемы следует отнести потерю неиспарившейся продувочной воды и необходимость установки специального оборудования – сепараторов и охладителя [3].

Нами предложен способ использования продувочной воды для нагрева воздуха в калорифере котла [4].

Обычно нагрев воздуха перед воздухоподогревателем котла осуществляется в калориферах паром достаточно высокого потенциала. На ТЭЦ, как правило, для подогрева воздуха в калориферах используется пар производственных отборов турбин, имеющий высокую энергетическую ценность.

Предложенное нами решение позволяет повысить экономичность котельной установки за счет частичной замены пара в калориферах на менее ценный теплоноситель.

Нагрев воздуха предложено осуществлять в двухступенчатом калорифере (рис. 1). В первой ступени калорифера в качестве греющей среды используют продувочную воду, которую отводят из барабана котла, во второй – пар. Температуру нагретого воздуха регулируют расходом пара, подаваемого на вторую ступень калорифера.

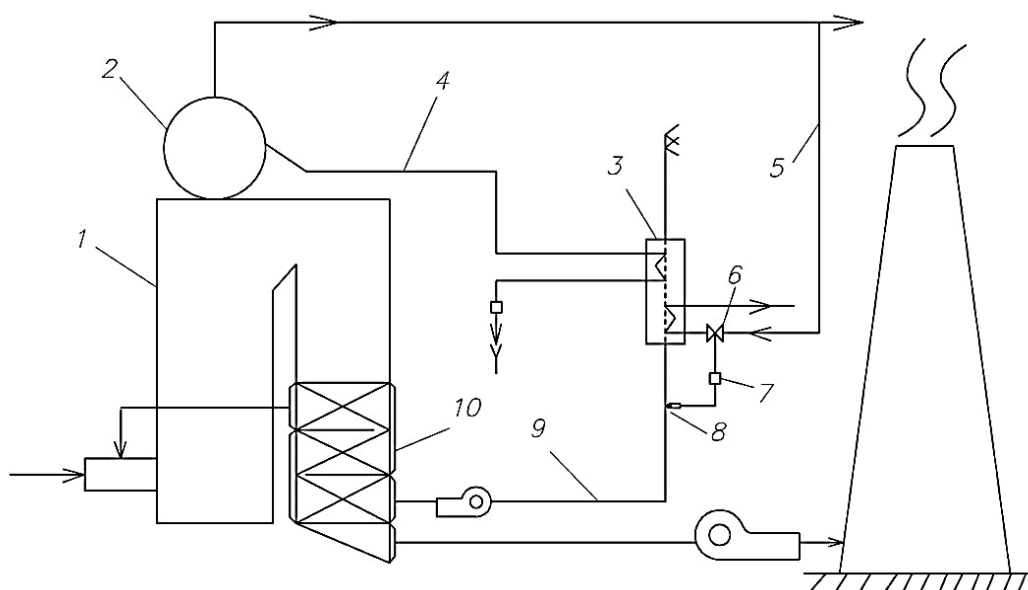


Рис. 1. Котельная установка с двухступенчатым калорифером [4]: 1 – паровой котел; 2 – барабан котла; 3 – калорифер; 4 – трубопровод продувочной воды; 5 – паропровод; 6 – регулирующий орган; 7 – регулятор температуры воздуха; 8 – датчик температуры воздуха; 9 – воздуховод; 10 – воздухоподогреватель

Способ [4] реализуется следующим образом. Продувочную воду по трубопроводу 4 продувочной воды отводят из барабана 2 котла 1 и подают в первую ступень калорифера 3. Когда теплоты продувочной воды для подогрева воздуха до заданной температуры становится недостаточно, с помощью датчика 8 температуры воздуха подается сигнал на регулятор 7 температуры воздуха и открывается регулирующий орган 6 на паропроводе

5, подключенном ко второй ступени калорифера. Благодаря этому воздух во второй ступени калорифера нагревается до технологически необходимой температуры. Нагретый продувочной водой и паром воздух подают в воздухоподогреватель 10 по воздуховоду 9.

Расчет экономичности работы котельной установки паропроизводительностью 500 т/ч, выполненный для условий г. Ульяновска, показал, что продувочной водой в первой ступени калорифера можно нагреть воздух примерно на 15 °С, что позволяет освободить 2,8 т/ч пара. Благодаря этому количеству пара можно увеличить электрическую мощность турбин ТЭЦ на 0,6 МВт.

Выводы

1. Рассмотрены традиционные методы использования теплоты и массы продувочной воды котельных установок.

2. Предложено использовать продувочную воду для подогрева воздуха перед воздухоподогревателем парового котла.

3. Для реализации этого решения предлагается подогрев воздуха производить в двухступенчатом калорифере. В первой ступени калорифера в качестве греющей среды используется продувочная вода, а окончательный нагрев воздуха до технологически необходимой температуры производится паром во второй ступени калорифера.

4. Расчет показал, что на котельной установке паропроизводительностью 500 т/ч использование продувочной воды для подогрева воздуха позволяет снизить потребление пара калориферами на 2,8 т/ч.

Список литературы

1. Шарапов В.И. Технологии утилизации продувочной воды паровых котлов // Энергосбережение 1998. №4. С 78-80.

2. Липов Ю.М., Третьяков Ю.М. Котельные установки и парогенераторы. Москва – Ижевск: НИЦ «Регуляторная и хаотическая динамика», 2005. С.516-525.

3. Шарапов В.И., Тимошенко А.М. Новые способы использования продувочной воды в котельных установках // Энергетика и электрификация 1989. № 4 (142). С. 5-8.

4. Прокопенко И.В., Федорова М.А., Чиглякова Е.К., Шарапов В.И. Заявка на изобретение «Способ работы котельной установки» № 2015109013. Интернет- ресурс [http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru#1485284331161].

5. Патент 260630 СССР, МПК6 F 22d 11/02. Способ нагрева воздуха / Л.Е. Апатовский, А.Э. Гельтман, Л.М. Замятнин, В.А. Халупович; - N 1242523/24-6; Заяв. 25.05.1968; Опубл. 06.01.1970, Бюл. N 4.

6. Шарапов В.И., Мерте Н.Н. Использование продувочной воды паровых котлов для подогрева воды и воздуха перед декарбонизаторами // Новые технологии в теплоснабжении и строительстве. 2002.

7. Правила технической эксплуатации электрических станции и сетей Российской Федерации: РД 34.20.502 – 95. – 15-е изд. М.: СПО ОРГРЭС. 1996.

В. И. Шарапов, М. А. Облезина, И. В. Прокопенко, Е. К. Чиглякова
(УлГТУ, Ульяновск)

Технологии использования продувочной воды для очистки поверхностей нагрева котлоагрегатов

При сжигании пылевидного топлива в топках котлов неизбежно возникают условия для отложения золы и шлака на поверхностях нагрева. Отложения имеют различную структуру и обладают различными физическими свойствами. Количество отложений на наружных поверхностях труб зависит от зольности топлива, от физического и химического состава золы, способа сжигания топлива, температурного режима котла, конструкции поверхностей нагрева.

Отложения на поверхностях нагрева приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи, увеличению температуры уходящих газов, повышению аэродинамического сопротивления.

По своему характеру отложения можно подразделить на прочные, сыпучие и промежуточные (липкие «жирные») отложения. К прочным относятся шлаки, спекшаяся сцементированная зола.

Шлаковые отложения. Шлакование происходит в области высоких температур, при которых плавятся все компоненты золы. Расплавившаяся зола, налипая на трубы, образует со временем плотную шлаковую корку. Рост шлаковых отложений может продолжаться неограниченно. Характерной формой шлаковых отложений является твердая, оплавленная, иногда «стекловидная» структура. В шлаковых отложениях часто встречаются металлические включения, возникающие при плавлении компонентов золы, содержащих окислы металлов. Наиболее подвержены шлакованию экранные поверхности нагрева, холодная воронка, ширмы, первые ряды труб пароперегревателя.

Спекшиеся отложения. В области сравнительно низких температур газов наиболее мелкие частицы золы, налипая на поверхность труб, образуют пористые отложения. С увеличением толщины отложений ухудшается теплопередача и возрастает их температура, что приводит к возникновению условий для спекания наружной поверхности отложений и в дальнейшем, к упрочнению отложений по всей их толщине. Спекшиеся

отложения могут явиться начальной стадией шлакования, так как при высоких температурах наружная поверхность спекшихся отложений начинает оплавляться. В области относительно низких температур плотность отложений уменьшается.

Спекшиеся отложения на лобовых поверхностях труб образуют гребни, высота которых достигает 200-250 мм. На тыльной стороне труб высота отложений обычно меньше. При неблагоприятных условиях спекшиеся отложения могут перекрывать межтрубные пространства шириной до 400 мм.

Сцементированные отложения. Образование сцементированных отложений связано с наличием в золовых отложениях веществ, обеспечивающих упрочнение осевшего слоя золы.

Сцементированные отложения наиболее часто образуются в зоне температур, при которых происходит конденсация водяных паров, содержащихся в дымовых газах. Особенно прочные отложения образуются при наличии в золе топлива большого количества свободной извести CaO . Свободная известь, соединяясь с серным ангидридом SO_3 и кислородом дымовых газов, а в области температуры точки росы с сернистым ангидридом SO_2 и водяными парами H_2O , образует сульфат кальция CaSO_4 , обладающий способностью в момент образования связывать частицы золы между собой и с поверхностью трубы. Наиболее часто сцементированные отложения встречаются внутри труб воздухоподогревателя, а также на трубах экономайзера.

Сыпучие отложения. В районе конвективных поверхностей нагрева при пониженных температурах газового потока образуются сыпучие отложения, которые представляют собой порошкообразную массу, покрывающую трубы с лобовой и тыльной стороны. Вначале загрязнение нарастает очень быстро, далее оно замедляется и затем стабилизируется. Толщина отложений зависит от аэродинамики потока, взаимного расположения труб, размера частиц золы в газовом потоке и т. д.

Слипшиеся отложения. При наличии в продуктах сгорания топлива сажи и сернистых соединений образуются слипшиеся отложения. Чаще всего слипшиеся отложения образуются при сжигании сернистых мазутов. Наиболее подвержены загрязнению слипшимися отложениями поверхности нагрева экономайзера и воздухоподогревателя [1].

Все средства защиты от загрязнений делят на активные и профилактические. К активным относятся средства по предотвращению или снижению механической прочности отложений. К ним можно отнести

присадки, добавляемые в топливо перед его сжиганием, специальные способы сжигания, применение специальных поверхностей нагрева. Профилактические включают различные способы очистки поверхностей нагрева от наружных отложений: паровую и воздушную обдувки, водяную обмывку, обмывку перегретой водой, дробевую очистку, виброочистку и термическую очистку.

Одним из наиболее распространенных средств очистки поверхностей нагрева от шлакозольных отложений является обдувка, которая может быть применена для очистки практически всех поверхностей нагрева современных котлов. В качестве обдувочного агента широко используется пар или сжатый воздух, иногда применяется холодная или перегретая вода. Процесс очистки с помощью обдувочной струи характеризуется рядом факторов: динамическим, термическим и абразивным.

Эффективность очистки обдувкой зависит от скорости струи и параметров обдувочного агента, слоя отложений, расстояния от сопла до поверхности нагрева и угла подачи струи к поверхности труб. Обдувочный агент для очистки поверхностей нагрева следует выбирать в каждом конкретном случае исходя из технико-экономических сопоставлений. Для обдувки поверхностей нагрева используют специальные обдувочные аппараты, которые делятся на стационарные и выдвижные (маловыдвижные и глубоковыдвижные). При температурах продуктов сгорания ниже 600°С применяют обычно стационарные, при более высоких температурах — выдвижные обдувочные аппараты.

При сжигании топлив, содержащих серу и окиси кальция, натрия, ванадия, на конвективных поверхностях нагрева образуются отложения, быстро переходящие из слабосвязанных в прочные связанные отложения. Подобные отложения возникают также на поверхностях нагрева, работающих с температурой стенки ниже точки росы продуктов сгорания при сжигании топлив, для которых в обычных температурных зонах свойственно образование сыпучих отложений. Для борьбы с ними применяют дробевую очистку, так как при использовании различных способов обдувки паровая струя эффективно удаляет отложения только с первых двух — четырех рядов, а затем быстро гасится, встречая на своем пути препятствие в виде труб шахматного или коридорного пучка.

Термический способ очистки (рис. 1) применяется в регенеративных вращающихся воздухоподогревателях. Он заключается в том, что периодически раз в сутки на 10-20 мин воздух, подлежащий подогреву,

направляют в обвод воздухоподогревателя, тем самым нагревая его набивку до температуры газов. Вследствие разных коэффициентов линейного расширения металла и высушенных отложений происходит термическое разрушение последних. Разрушенные отложения сдуваются потоком продуктов сгорания. Такой способ также иногда называют обдувкой высокотемпературным потоком продуктов сгорания. Однако широкого распространения этот способ не получил, так как при его использовании несколько возрастает скорость коррозии, что связано с разрушением защитной пленки на поверхности нагрева и ускорением при нагреве скорости химической реакции [2].

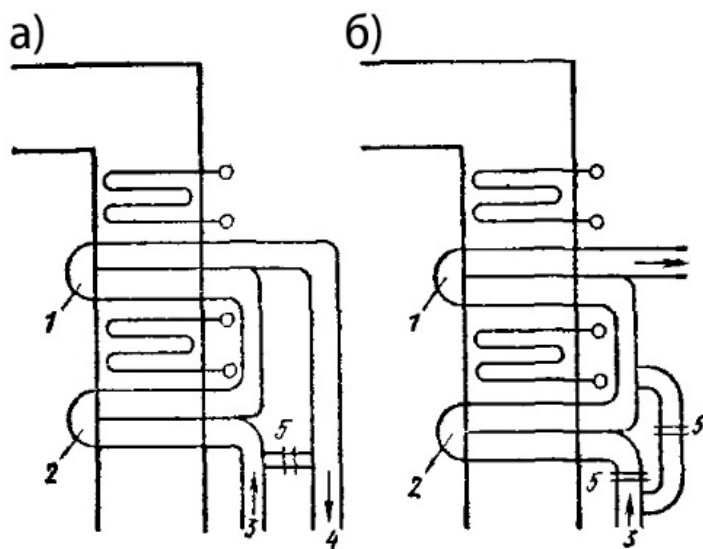


Рис. 1. Схема термической очистки воздухоподогревателя: а – с одной перемычкой; б – с двумя перемычками; 1 и 2 – I и II ступени воздухоподогревателя; 3 – воздух от дутьевого вентилятора; 4 – горячий воздух к горелкам; 5 – перемычки с шибером

Нами разработаны способы очистки поверхностей экономайзеров [3] и воздухоподогревателей паровых котлов [4] (рис. 2, рис. 3). Известны аналоги, в которых в качестве обдувочного агента для очистки поверхностей нагрева используют пар, сжатый воздух или перегретую воду. Недостатком данных аналогов является пониженная экономичность и надежность из-за использования для очистки конвективных поверхностей нагрева пара или сжатого воздуха, имеющих высокую энергетическую ценность, а также перегретой воды, негативно влияющей на металлические элементы поверхностей нагрева, вызывая их коррозию.

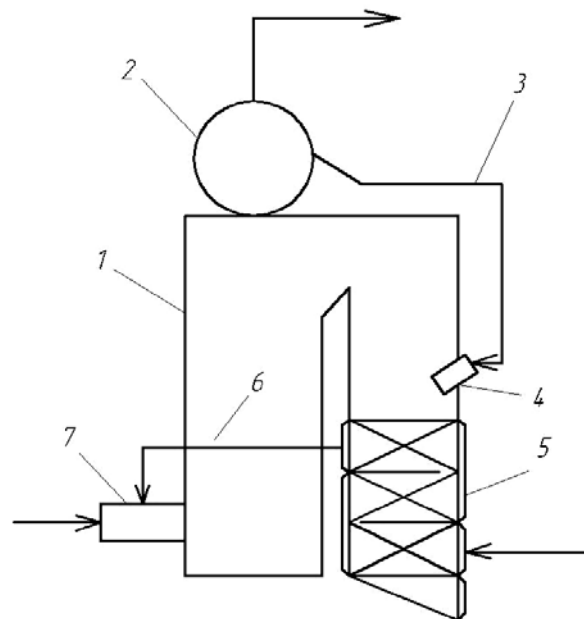


Рис. 2. Схема очистки конвективных поверхностей нагрева паровых котлов: 1 – паровой котел, 2 – барабан, 3 – трубопровод продувочной воды, 4 – обдувочный аппарат, 5 – воздухоподогреватель, 6 – воздуховод, 7 – горелка котла

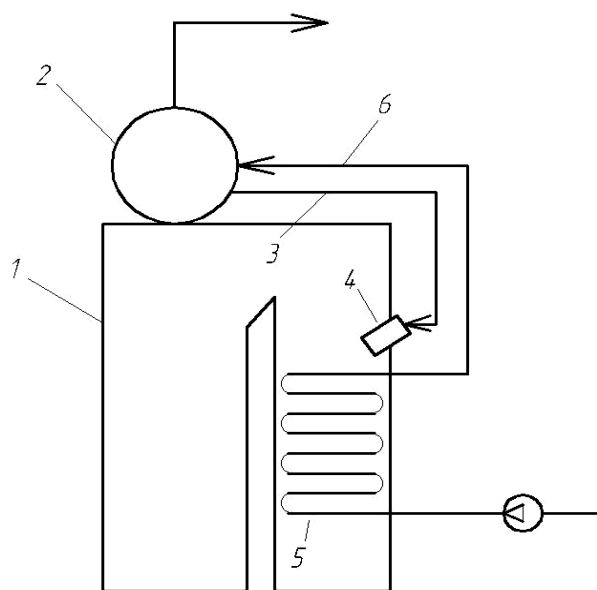


Рис. 3. Схема очистки поверхностей экономайзеров паровых котлов: 1 – паровой котел, 2 – барабан, 3 – трубопровод продувочной воды, 4 – обмывочный аппарат, 5 – экономайзер, 6 – трубопровода питательной воды

Техническими результатами, достигаемыми настоящими изобретениями, является повышение экономичности и надежности котельной установки путем замены ценного теплоносителя – пара, сжатого воздуха

или перегретой воды менее ценным и не вызывающим коррозии теплоносителем.

На рис. 4 показана схема очистки регенеративных воздухоподогревателей паровых котлов [5]. Аналогом был взят способ очистки, при котором в качестве обмывочного агента используют воду под давлением из внешнего источника. Недостатком аналога является пониженная экономичность и риск образования наружной сернокислотной коррозии, обусловленной соединением воды с оксидами серы, содержащимися в продуктах сгорания, особенно при сжигании мазута. Предложенный нами способ заключается в том, что в качестве очищающей среды в струйном аппарате используют продувочную воду, которую отводят из барабана котла.

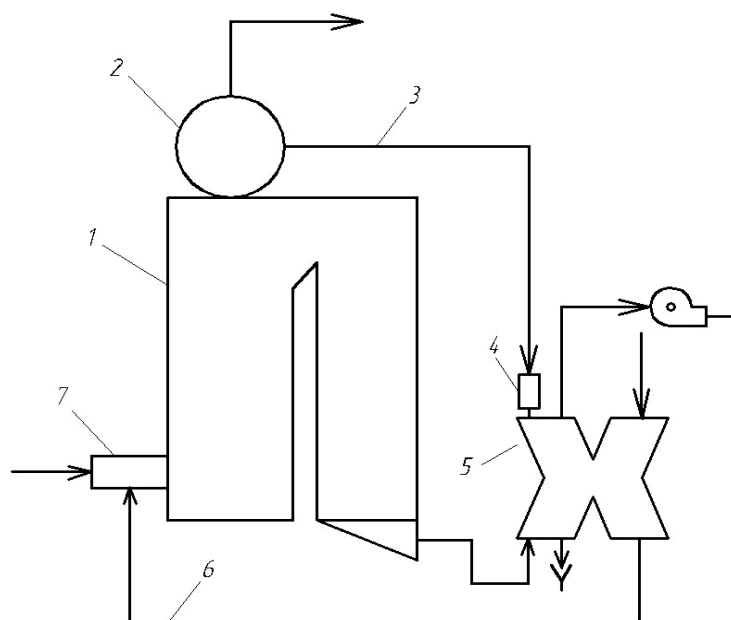


Рис. 4. Схема очистки регенеративных воздухоподогревателей паровых котлов: 1 – паровой котел, 2 – барабан, 3 – трубопровод продувочной воды, 4 – струйный аппарат, 5 – регенеративный воздухоподогреватель 5, 6 – воздуховод, 7 – горелка котла

Выводы

1. Загрязнения и отложения на поверхностях нагрева снижают экономичность котельной установки из-за увеличения температуры уходящих газов, повышения аэродинамического сопротивления. Рассмотрены основные виды отложений, традиционные способы очистки поверхностей нагрева и основные методы защиты от загрязнений.

2. Предложены новые технологии, особенностью которых является использование в качестве очищающего агента продувочной воды, что позволяет повысить экономичность и надежность котельной установки за счет очистки поверхностей нагрева менее ценным и менее агрессивным теплоносителем – продувочной водой и снизить затраты более ценного теплоносителя – пара, сжатого воздуха, воды под давлением или перегретой воды. Также появляется возможность снизить риск образования коррозии за счет щелочной среды теплоносителя.

Список литературы

1. Шастин В.Н. Справочник по ремонту котлов и вспомогательного котельного оборудования; М.: Энергоиздат, 1981. 496 с.
2. Делягин Г.Н., Лебедев В.И., Пермяков Б.А. Теплогенерирующие установки. М.: Стройиздат, 1986. 559 с.
3. Шарапов В.И., Прокопенко И.В., Федорова М.А., Чиглякова Е.К. Заявка на изобретение «Способ очистки поверхностей нагрева экономайзеров паровых котлов». № 2016108160.
4. Шарапов В.И., Прокопенко И.В., Федорова М.А., Чиглякова Е.К. Заявка на изобретение «Способ очистки воздухоподогревателей паровых котлов». № 2016102542. Решение о выдаче патента от 12.01.2017.
5. Шарапов В.И., Прокопенко И.В., Федорова М.А., Чиглякова Е.К. Заявка на изобретение «Способ очистки регенеративных воздухоподогревателей паровых котлов». № 2016108159.

Авторы докладов Седьмой международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности»

Абраменко П. И.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Авдюнин Евгений Геннадьевич	д.т.н., профессор, Ивановский государственный энергетический университет, кафедра Промышленной теплоэнергетики, avdunin@pte.ispu.ru
Акулина Д. С.	студентка (НИУ МЭИ, Москва), akulinadarya@mail.ru
Александрова Елена Юрьевна	магистрант НИУ Московский энергетический институт (Москва), LenaA-1616@yandex.ru
Аргентова Инна Владимировна	инженер, начальник обособленного подразделения ОАО «Ульяновскэнерго», Argentum926@ya.ru.
Аронсон Константин Эрленович	д.т.н., профессор, профессор кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ, k.e.aronson@urfu.ru
Артюхов Иван Иванович	д.т.н., профессор кафедры «Электроснабжение и электротехнология», Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., Институт энергетики и транспортных систем, ivart1954@gmail.com
Астафьева Екатерина Андреевна	магистрант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, astafeeva1993@mail.ru
Афанасьев Евгений Павлович	инженер ООО «Газпром переработка»
Балтян Василий Николаевич	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» Южно-Российского государственного политехнического университета (Новочеркасского политехнического института) им. М. И. Платова

Бармина Анастасия Владимировна	Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.
Барочкин Алексей Евгеньевич	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, acorp27@yandex.ru
Барочкин Евгений Витальевич	д.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Барочкин Юрий Евгеньевич	ассистент кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Белов Александр Алексеевич	д.т.н., профессор, ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Белоногова Полина Ивановна	студентка магистратуры ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, polandria@mail.ru
Белявская Полина Васильевна	студентка кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Березинец Павел Андреевич	д.т.н., заведующий лабораторией ПГУ (ОАО «ВТИ», г. Москва)
Бернадинер Игорь Михайлович	к.т.н., доцент, НИУ Московский энергетический институт (Москва), bernadinerim@gmail.com
Бирюк Владимир Васильевич	д.т.н., профессор, заместитель заведующего кафедрой Самарского университета
Богатенко Роман Витальевич	к.т.н., ЭТИ СГТУ им. Гагарина Ю. А., roman_grom@rambler.ru
Богдан Елена Валерьевна	студентка 4 курса энергетического факультета БНТУ, elenabohdan95@gmail.com

Бодряков Егор Романович	ассистент кафедры «Электроснабжение» Энергетического факультета Ульяновского государственного технического университета (УлГТУ), egor.bodryakov@yandex.ru
Брезгин Дмитрий Витальевич	к.т.н., в.н.с. кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ, dvbrezgin@urfu.ru
Бухмиров Вячеслав Викторович	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Теоретические основы теплотехники» Ивановского государственного энергетического университета
Буянкин Михаил Иванович	магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ
Ваньков Юрий Витальевич	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» КГЭУ, Yvankov@mail.ru
Вахнина Вера Васильевна	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение и электротехника» Тольяттинского государственного университета, VVVahnina@yandex.ru
Веренин Антон Александрович	ведущий инженер блока производственной деятельности ПАО «Интер РАО», Verenin_aa@interrao.ru
Веселовская Елена Вадимовна	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ), г. Новочеркасск
Виноградов Владимир Николаевич	к.т.н., доцент кафедры «Химия и химические технологии в энергетике», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@xxte.ispu.ru
Владыкина Анна Николаевна	студент бакалавриата ФГБОУ ВО ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, an.vladyckina@yandex.ru
Волкова Анна Альбертовна	к.т.н., доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности» УрФУ, volanal@mail.ru

Волкова Юлия Владимировна	к.т.н., старший преподаватель кафедры Теплоэнергетики и Теплотехники и кафедры «Безопасность жизнедеятельности», УрФУ, gibridsofc@gmail.com
Гариевский Михаил Васильевич	научный сотрудник Саратовского научного центра Российской академии наук, garievsky.michael@gmail.com
Гемечу Биням Демиссие	аспирант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция», УлГТУ, benioni@gmail.com (Эфиопия)
Гибадуллина Вероника Валерьевна	магистр кафедры «Градостроительство, инженерные сети и системы», ЮУрГУ, GibadullinaVV@yandex.ru
Говорин А. В.	аспирант (НИУ МЭИ, Москва), «Меттэм Энергоинжиниринг», a.govorin@mail.ru
Голыня Константин Игоревич	студент III курса факультета энергетического строительства, Белорусский национальный технический университет, специальность «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»
Гольцман Борис Михайлович	к.т.н., старший преподаватель кафедры «Общая химия и технология силикатов», Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова, boriuspost@gmail.com
Горбачев Валерий Матвеевич	к.т.н., доцент, старший научный сотрудник ООО НПП «Донские технологии», walery.gor@yandex.ru
Горбунова Анастасия Михайловна	к.т.н., ассистент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» (ТГиВ) Строительного института УрФУ, anessa86@mail.ru
Горшенин Сергей Дмитриевич	к.т.н., ст. преподаватель кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru

Гроссманн Д.	аспирант, Бранденбургский Технический Университет (Котбус-Зенфтенберг), Германия
Губин Игорь Викторович	аспирант кафедры ТГВ, УлГТУ
Губин Павел Андреевич	магистрант, СамГТУ
Гутник Михаил Михайлович	научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва)
Даскал Наталья Владимировна	магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ
Денищук Дмитрий Александрович	аспирант, Национальный исследовательский университет «МЭИ», dmitry.denishuk@yandex.ru
Долгов Владимир Иванович	аспирант кафедры «Агротехнологии, машины и безопасность жизнедеятельности», Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия имени П. А. Столыпина, andrejpavlu@yandex.ru
Дягелев Михаил Юрьевич	к.т.н., доцент кафедры «Водоснабжение и водоподготовка» Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова, mdyagelev@yandex.ru
Ермолаев Дмитрий Сергеевич	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, medovik2734@gmail.com
Ершов Михаил Игоревич	магистр, кафедра Теплоэнергетики и Теплотехники, УрФУ, ershov1807@gmail.com
Ефимов Николай Николаевич	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» Южно-Российского государственного политехнического университета (Новочеркасского политехнического института) им. М. И. Платова, главный научный сотрудник ООО НПП «Донские технологии», efimov@novoch.ru
Жуков Владимир Павлович	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Прикладная математика», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, zhukov-home@yandex.ru

Зажигаева Кристина Вадимовна	магистр ЮРГПУ(НПИ) им. М. И. Платова, cristinanovoch@yandex.ru
Замалеев Мансур Масхутович	к.т.н., доцент кафедры «Теплогазоснабжения и вентиляции» УлГТУ, зам. директора ООО НТЦ «Лидер» по теплотехнической части, mansur_zamaleev@mail.ru
Звонарева Юлия Николаевна	старший преподаватель кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» КГЭУ; Skulinaun@mail.ru
Зеленкова Юлия Оттовна	к.т.н., доцент кафедры ТиТ УралЭНИН УрФУ, jzel63@mail.ru
Зиганшина Светлана Камиловна	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета (СамГТУ), svet.zig@yandex.ru
Зимин Артем Павлович	аспирант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Зимон З.	профессор, Dr.-Ing. habil., научный руководитель NESEFF Бранденбургский Технический Университет (Котбус-Зенфтенберг), sylvio.simon@tu-cottbus.de
Золотов Александр Николаевич	аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, anzolotov@bk.ru
Зуева Анна Александровна	студент кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Ильин Роман Альбертович	к.т.н., доцент, с.н.с. «Лаборатория нетрадиционной энергетики» ОЭП СНЦ РАН (при ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»), kaften.astu@mail.ru
Исаева Ирина Сергеевна	магистрант Ульяновского государственного технического университета, irishistickus@mail.ru
Калякин И.Д.	студент (НИУ МЭИ, Москва), KaliakinID@mpei.ru

Камалова Ралина Илфановна	аспирант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, karalina007@mail.ru
Карницкий Николай Борисович	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Белорусского национального технического университета, tes@bntu.by
Кихтев Иван Максимович	к.т.н., доцент, старший научный сотрудник ООО НПП «Донские технологии», ivan.kihtev39@mail.ru
Клюшкин Александр Алексеевич	студент ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина», admin@tes.ispu.ru
Кобзев Николай Алексеевич	АО «Росжелдорпроект» – филиал «Саратовжелдорпроект», kobzev.na@mail.ru
Ковальногов Владислав Николаевич	д.т.н., заведующий кафедрой «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, kvn@ulstu.ru
Копица Вадим Валерьевич	зам. директора ООО НПП «Донские технологии», vadimnpi@mail.ru
Корныльев Максим Геннадьевич	аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, maxk8@yandex.ru
Коробец Полина Николаевна	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции» Белорусского национального технического университета, место работы – Республиканское унитарное предприятие электроэнергетики Республики Беларусь филиал Гродненская ТЭЦ-2, инженер производственно-технического отдела, BMWPolisha@mail.ru
Косарев Андрей Сергеевич	ассистент кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника», Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова, kosarev_a_s@mail.ru
Косов Андрей Викторович	к.т.н., ООО «Газпром Трансгаз Саратов», kosov-av76@mail.ru

Косова Ольга Юрьевна	к.т.н., ООО «Газпром Трансгаз Саратов», kosov-av76@mail.ru
Кругбелый Вадим Анатольевич	студент кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Кудинов Анатолий Александрович	д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета, tes@samgtu.ru
Кудрявцева Екатерина Валерьевна	аспирант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, kudr-e@mail.ru
Кузнецов Анатолий Викторович	д.т.н., старший научный сотрудник, заведующий кафедрой «Электроснабжение» УлГТУ, kav2@ulstu.ru
Кузьмин Антон Владимирович	к.т.н., доцент кафедры ТГВ, УлГТУ, antochka1987@yandex.ru
Куличихин Владимир Васильевич	д.т.н., профессор, представитель NESEFF в России Национальный Исследовательский Университет «МЭИ» (Москва), Россия
Курганов Сергей Александрович	д.т.н., профессор кафедры «Электроснабжение» Энергетического факультета Ульяновского государственного технического университета (УлГТУ), sakurganov@mail.ru
Курдюмов Владимир Иванович	д.т.н., профессор, Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия имени П.А. Столыпина, vik@ugsha.ru
Курнакова Наталья Юрьевна	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ) им. М. И. Платова, kurnatalya82@mail.ru
Лаптев Анатолий Григорьевич	д.т.н., профессор, Казанский государственный энергетический университет, tv_t_kgeu@mail.ru

Ларин Андрей Борисович	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции» ИГЭУ, г. Иваново
Ларин Борис Михайлович	д.т.н., профессор кафедры ХХТЭ ИГЭУ, г. Иваново
Лебединский Евгений Олегович	магистрант НИУ «Московский энергетический институт» (Москва), EVG1212@rambler.ru
Ледуховский Григорий Васильевич	к.т.н., доцент, заместитель заведующего кафедрой «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, lgv83@yandex.ru
Лившиц Михаил Юрьевич	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Самарского государственного технического университета
Лобач Игорь Анатольевич	научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва)
Ломиногин Владислав Александрович	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, lominogin.vlad95@gmail.com
Лунина Наталья Андреевна	соискатель, кафедра «Электропривод и автоматизация промышленных установок», Ульяновский государственный технический университет, n.lunina@live.ru
Малахова А.	аспирант, Бранденбургский Технический Университет (Котбус-Зенфтенберг), Германия
Манигомба Жан Альберт	аспирант кафедры «ТЭС» КГЭУ, amanigomba@yahoo.fr (Республика Бурунди)
Мансуров Рустам Шамильевич	к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Теплогазоснабжение и вентиляция», Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин), rmansurov@inbox.ru

Марасанов Никита Владимирович	аспирант каф. ТЭС НГТУ; tes.nstu@gmail.com
Маркина Вероника Николаевна	аспирант, младший научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва), markinavn@yandex.ru
Марков Игорь Александрович	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Марченко Александра Витальевна	к.т.н., доцент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция», Ульяновский государственный технический университет, al-marchenko@yandex.ru
Марченко Артём Александрович	главный инженер Завода по производству лакокрасочных материалов АО «Хемпель» в г. Ульяновск, arm@hempel.com
Матявин Алексей Александрович	аспирант Белорусского Национального технического университета, alexwork555@mail.ru
Махмутов Ильяс Радионович	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ, mahmutov@pervaya.ru
Морев Александр Александрович	к.т.н., Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., aamorev@gmail.com
Мракин Антон Николаевич	к.т.н., доцент, Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., anton1987.87@mail.ru
Мунц Владимир Александрович	д.т.н., заведующий кафедрой Теплоэнергетики и Теплотехники, УрФУ v.a.munts@urfu.ru
Мурманский Илья Борисович	аспирант, научный сотрудник кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ, i.b.murmansky@urfu.ru
Наумова Любовь Александровна	магистрант кафедры «Тепловая и атомная энергетика» Саратовского государственного технического университета, numbersofmembers@mail.ru

Немирова Екатерина Константиновна	студент УлГТУ (гр.Ээmv-21), специалист ОАО «Ульяновскэнерго», nemirova_e@bk.ru
Немченко Владимир Иванович	к.т.н., доцент, СамГТУ, nemchenko_vi@mail.ru;
Непогодин Александр Михайлович	старший преподаватель кафедры «ВИБ» «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова», Ижевск, sa-nepogodin@rambler.ru
Николаев Юрий Евгеньевич	д.т.н., профессор, Саратовский государственный технический университет, niko00949@mail.ru
Нуждин Андрей Валентинович	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ) им. М. И. Платова, a.nugdin@yandex.ru
Облезина Мария Александровна	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Орлов Геннадий Георгиевич	к.т.н., доцент, профессор кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Орлов Михаил Евгеньевич	к.т.н., доцент, зам. заведующего кафедрой ТГВ, УлГТУ, mi5h@mail.ru
Осипов Дмитрий Андреевич	аспирант кафедры прикладной математики, Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина, dima-link@mail.ru
Ощепков А. С.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Павлов Владимир Александрович	инженер Инжинирингового центра, УлГТУ
Павлушин Андрей Александрович	д.т.н., доцент, Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия имени П. А. Столыпина, andrejpavlu@yandex.ru

Пазушкина Ольга Владимировна	к.т.н., доцент кафедры ТГВ, УлГТУ
Пантелей Н. В.	БНТУ, Минск
Панферов Владимир Иванович	д.т.н., профессор. Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил Военно-воздушная академия им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, филиал в г. Челябинске; tgsiv@mail.ru
Панферов Сергей Владимирович	к.т.н., доцент. Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил Военно-воздушная академия им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, филиал в г. Челябинске
Панфилов Глеб Антонович	магистрант СамГТУ (группа 2-ТЭФ-1М). Направление подготовки 13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
Парпура Е. И.	ИГЭУ, г. Иваново
Пермекова Надежда Юрьевна	магистрант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, nadushka2393@yandex.ru
Печенегов Юрий Яковлевич	д.т.н., профессор, ЭТИ СГТУ им. Гагарина Ю. А., y.pechenegov@mail.ru
Попов Станислав Константинович	к.т.н., доцент, НИУ «Московский энергетический институт» (Москва), PopovSK@mpei.ru
Посашков Михаил Викторович	к.т.н., доцент, СамГТУ
Потапов Александр Михайлович	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Прищепов А. Ф.	старший преподаватель (НИУ МЭИ, Москва), prishchepovaf@yandex.ru
Прокопенко Илья Владимирович	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ moloko.nekefir@gmail.com

Пророкова Мария Владимировна	аспирантка ИГЭУ
Пряткина В.С.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Пушкарев Игорь Иванович	заведующий сектором гидравлических систем электростанций (ОАО «ВТИ», г. Москва)
Рафальская Татьяна Анатольевна	к.т.н., доцент, Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин), rafalskaya.ta@yandex.ru
Ребровская Диана Андреевна	инженер, старший преподаватель, заместитель заведующего кафедрой «Электроснабжение» УлГТУ, diana-06-08@mail.ru
Родионова Евгения Александровна	Магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Ротов Павел Валерьевич	д.т.н., профессор кафедры ТГВ Ульяновского государственного технического университета
Рыжков А.В.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Саитов Станислав Радикович	аспирант кафедры ТЭС, КГЭУ, saapel@mail.ru
Самойлов Валерий Евгеньевич	к.т.н., кафедра «Тепловые электрические станции», Самарский государственный технический университет (СамГТУ), tes@samgtu.ru
Самолина Ольга Владимировна	старший преподаватель кафедры «Электроснабжение и электротехника» Тольяттинского государственного университета, samolina@tltsu.ru
Сапожников Борис Георгиевич	д.т.н., профессор кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника» (ТиТ) Уральского энергетического института (УралЭНИИ) Уральского федерального университета (УрФУ), bgs0910@mail.ru
Сапоненко Дмитрий Сергеевич	магистрант Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А., saponenko-1994@mail.ru

Седнин Алексей Владимирович	к.т.н., доцент, Заведующий НИИЦ АСУ ТЭП Белорусского Национального технического университета, sednin_alexei@yahoo.com
Седнин Владимир Александрович	д.т.н., профессор, Заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» Белорусского Национального технического университета, Vsednin@mail.ru
Селиванов Алексей Александрович	к.т.н., Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., selivanovaasstu@mail.ru
Семенов Борис Александрович	д.т.н., профессор Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А., borissemyonov@mail.ru
Семук Валерия Евгеньевна	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции» Белорусского Национального Технического Университета, nvpanteley@tut.by
Сивухин Андрей Александрович	начальник ПТО УМУП «Городской теплосервис», Ульяновск
Сизова Екатерина Николаевна	аспирант, младший научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва), migun21@mail.ru
Синельников Денис Сергеевич	магистрант каф. ТЭС НГТУ
Смолий Виктория Александровна	к.т.н., доцент кафедры «Общая химия и технология силикатов», Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, vikk-toria@yandex.ru
Сопляченко Вячеслав Николаевич	к.т.н., доцент, директор НПФ «ПоТехИн и К ⁰ ». potechinltd@mail.ru
Сорокина А. Я.	ИГЭУ, г. Иваново

Степанов Сергей Федорович	д.т.н., профессор кафедры «Электроснабжение и электротехнология», Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., stepanov460915@yandex.ru
Степовой Дмитрий Владимирович	к.ф.-м.н., доцент зав. кафедрой «Высшей математики и механики» Азово-Черноморского инженерного института ФГБОУ ВО Донской ГАУ, stepovoy.dmitriy@mail.ru
Султангузин И. А. Суранов Дмитрий Валерьевич	д.т.н., профессор, (НИУ МЭИ, Москва), ild73@yandex.ru аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, suranoff@yandex.ru
Тимиргазин Рустем Фидусович	ассистент, аспирант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ, timirgazin.rust@yandex.ru
Ткаченко Дина Олеговна	магистр ЮРГПУ(НПИ) им. М. И. Платова, tkachenko.dina.dt@gmail.com
Тренин Николай Александрович	канд. воен. наук, начальник кафедры. Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил Военно-воздушная академия им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, филиал в г. Челябинске
Тюняев М. В.	бакалавр (НИУ «МЭИ»)
Уланов Денис Александрович	соискатель, Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина
Фарахов Тимур Мансурович	к.т.н., ведущий инженер ООО Инженерно-внедренческий центр «Инжехим», tv_t_kgeu@mail.ru
Февралев Алексей Андреевич	руководитель специальных проектов АО «РИДАН», преподаватель ЮУрГУ, fevral25@mail.ru
Феткуллов Марат Рифатович	к.т.н., доцент кафедры ТГВ УлГТУ, и.о. главного инженера Ульяновского филиала ПАО «Т-плюс»
Хамидуллов Денис Радикович	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ, dhamidullov@bk.ru

Харланова Валентина Александровна	магистрант кафедры ТГВ, Ульяновский государственный технический университет, ibybufvb@mail.ru
Хахалев Юрий Андреевич	к.т.н., доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» Ульяновского государственного технического университета, ulstu-td-ua@mail.ru
Хахалева Лариса Валерьевна	к.т.н., доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, larval@mail.ru
Хусаинов Кирилл Русланович	аспирант кафедры «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета, kirill.czvr@mail.ru
Чаукин Павел Евгеньевич	аспирант кафедры ТГВ, УлГТУ
Чиглякова Екатерина Константиновна	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Чикин Владислав Владимирович	студент, кафедра «Электроснабжение», (УлГТУ, Ульяновск), chikin_vladislav@mail.ru
Чичирова Наталия Дмитриевна	доктор химических наук, профессор, директор Института теплоэнергетики, заведующий кафедрой ТЭС КГЭУ, ndchihirova@mail.ru
Чукалин Андрей Валентинович	аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, chukalin.andrej@mail.ru
Шаммари Наджм Абед Мандил	магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ (Ирак)
Шамшурина Галина Ивановна	старший преподаватель, Самарский Государственный Технический университет, tes@samgtu.ru
Шарапов Владимир Иванович	д.т.н., профессор, Заслуженный изобретатель Российской Федерации, зав. кафедрой ТГВ, руководитель НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки», УлГТУ, vlad-sharapov2008@yandex.ru

Шелудько Леонид Павлович	к.т.н, доцент Самарского государственного технического университета, usat@samgtu.ru.
Шестаченко Иван Яковлевич	к.т.н., доцент, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени Платова, ivan.schest@yandex.ru
Ширяева Нина Павловна	к.т.н., доцент, заведующая кафедрой ТГиВ Строительного института УрФУ, kafedratgiv@yandex.ru
Шишкин Николай Дмитриевич	д.т.н., профессор, заведующий лабораторией «Лаборатория нетрадиционной энергетики» ОЭП СНЦ РАН (при ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»), kaften.astu@mail.ru
Шишло Анна Геннадьевна	аспирант кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ), г. Новочеркасск
Шувалов Сергей Ильич	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции» Ивановского государственного энергетического университета, ShuvalovS@rambler.ru
Шурыгин Андрей Михайлович	к.т.н., доцент, Ивановский государственный энергетический университет, кафедра Технологии машиностроения, admin@tam.ispu.ru
Шурыгин Михаил Николаевич	к.т.н., доцент, Ивановский государственный энергетический университет, кафедра Электромеханики, elmash@em.ispu.ru
Щинников Павел Александрович	д.т.н., профессор кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Юренков Юрий Петрович	ассистент, магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ, alxim2@mail.ru
Юрьева Екатерина Васильевна	магистрант Ульяновского государственного технического университета, katia94ul@gmail.com
Ямлеева Эльмира Усмановна	к.т.н., доцент кафедры ТГВ, УлГТУ

Япаров Ильяс
Вадимович

аспирант кафедры «Теплогазоснабжения и
вентиляции» УлГТУ, yaparov.i@yandex.ru

Яценко Елена
Альфредовна

д.т.н., профессор, заведующая кафедрой «Общая
химия и технология силикатов», Южно-Российский
государственный политехнический университет (НПИ)
имени М. И. Платова, e_yatsenko@mail.ru

СОДЕРЖАНИЕ

Научный комитет конференции	3
В. И. Шарапов	
Седьмая международная научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности»	6

Раздел 1. Общие вопросы энергетики и энергосбережения

З. Зимон, В. В. Куличихин, Д. Гроссманн, А. Малахова	
Международная научная организация в области энергообеспечения и энергоэффективности NESEFF	7
Ю. Н. Звонарева, Ю. В. Ваньков	
Оценка эффективности внедрения энергосберегающих мероприятий в городском хозяйстве	14
В. И. Немченко, М. В. Посашков, П. А. Губин	
Проблемы организации коммерческого учета тепловой энергии в Самарской области	18
В. И. Шарапов	
О научной новизне изобретений и других объектов интеллектуальной собственности	23
А. В. Говорин, И. Д. Калякин, И. А. Султангузин	
Энергомоделирование при проектировании зданий	31
В. П. Жуков, Д. А. Осипов, Д. А. Уланов	
Энергосбережение в интегрированных энергетических системах	35
Н. Н. Ефимов, В. Н. Балтян	
Малая распределенная энергетика и перспективы ее развития	40

Раздел 2. Энергосбережение в системах теплоснабжения городов

П. А. Щинников, Д. С. Синельников	
Определение эквивалентной расчетной температуры при зонировании температурного графика	44
Т. А. Рафальская, Р. Ш. Мансуров	
Оценка влияния верхней и нижней срезов температурного графика на тепловой режим помещений	48
В. А. Седнин, А. В. Седнин	
Тенденции развития систем централизованного теплоснабжения	55

Д. С. Ермолаев, В. А. Ломиногин, А. Е. Барочкин Определение структуры тепловой нагрузки в горячей воде потребителей, подключённых к источнику централизованного теплоснабжения, и оценка величины максимальной тепловой нагрузки на нужды горячего водоснабжения	59
М. В. Пророкова, В. В. Бухмиров Метод оценки эффективности внедрения энергосберегающих мероприятий для зданий, предназначенных для длительного пребывания человека	64
М. В. Гариевский Анализ тенденций развития отечественных и зарубежных крупных теплоснабжающих систем с учетом их участия в регулировании электропотребления.....	69
Н. А. Кобзев, Ю. Е. Николаев Оценка эффективности источников теплоснабжения инфраструктуры железнодорожного транспорта на различных видах топлива	75
Ю. Е. Николаев, Л. А. Наумова Экономическая эффективность применения газовых двигателей для энергоснабжения малых предприятий и жилых районов.....	79
Д. С. Акулина, А. Ф. Прищепов Решение проблем отопления, вентиляции и кондиционирования при проектировании православных храмов	85
В. И. Панферов, Н. И. Тренин, С. В. Панферов К оценке резервов экономии теплоты при автоматизации систем отопления зданий	89
Д. В. Суранов, В. Н. Ковальногов Прогнозирование и численное исследование технологических потерь тепловой энергии при транспортировании в энергетических системах	97
В. И. Шарапов Об одном новом техническом решении для автономных теплоснабжающих систем.....	101
М. Е. Орлов О возможностях повышения энергетической эффективности городских ТЭЦ и теплофикационных систем	111
М. М. Замалеев, В. И. Шарапов, И. В. Губин, В. А. Павлов Энергоэффективные решения совместного использования городской инфраструктуры централизованного тепло- и водоснабжения.....	122

М. Р. Феткуллов	
Проекты реконструкции насосных станций	
централизованной системы теплоснабжения города Ульяновска	128
П. В. Ротов, А. А. Сивухин	
Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения	135
П. Е. Чаукин,	
Оптимизация работы городских теплофикационных систем.....	150

Раздел 3. Энергосбережение на тепловых электростанциях и в котельных установках

П. А. Щинников, Н. В. Марасанов	
Повышение эффективности мини-ТЭС	
на базе газопоршневой установки	160
П. А. Щинников, А. А. Зуева	
Теплофикационный показатель для ПГУ	
и его влияние на КПД установки	163
П. А. Щинников, В. А. Кругбелый, П. В. Белявская	
Эффективность ПГУ с дожиганием угля	167
П. В. Белявская, П. А. Щинников	
Вариант ПГУ с преимущественным использованием твердого топлива	172
А. Н. Мракин, А. А. Селиванов, А. А. Морев, А. В. Бармина	
Определение гранулометрического состава горючего сланца	
ситовым методом	176
А. С. Ощепков, В. С. Пряткина, А. В. Рыжков, П. И. Абраменко,	
Н. Н. Ефимов, А. А. Белов	
К вопросу об интенсификации процесса воспламенения	
низкорреакционных углей	179
В. В. Копица, В. М. Горбачев, И. М. Кихтев, Н. Н. Ефимов	
Имитационное моделирование рабочих процессов	
паровой турбины мощностью 250 кВт,	
работающей на сверхкритических параметрах пара	183
Д. В. Степовой, В. В. Копица, Н. Н. Ефимов, И. Я. Шестаченко	
Прочностной анализ вала и рабочих колес	
паровой турбины мощностью 250 кВт	187
В. Е. Семук, Н. В. Пантелей	
Коррозионные повреждения дисков и лопаточного аппарата	
паровых турбин и мероприятия по их предотвращению.....	191

Е. В. Богдан, Н. Б. Карницкий Повышение эффективности использования детандер-генераторных установок на тепловых электростанциях	195
Н. Б. Карницкий, К. И. Голыня Особенности сжигания местных видов топлива	200
Н. Б. Карницкий, П. Н. Коробец Регулирование частоты в энергосистеме после ввода БелАЭС с применением электрокотлов и аккумуляторов теплоты на примере Гродненской ТЭЦ-2	203
С. Д. Горшенин Повышение аэродинамической эффективности участка сопряжения осевого дымососа с внешними газоходами	207
А. П. Зимин, Г. В. Ледуховский, С. Д. Горшенин Реализация алгоритмов совместного сведения материальных и энергетических балансов по данным технического учета в системе расчета показателей тепловой экономичности оборудования ПГУ-ТЭС	212
Г. В. Ледуховский, А. П. Зимин, В. П. Жуков, Е. В. Барочкин Моделирование газообмена в технологических системах турбоустановок с учетом некорректности исходной информации	218
Г. Г. Орлов, А. А. Ключкин Повышение экономичности ТЭС с паровой подсушкой высоковлажных бурых углей	223
С. И. Шувалов, А. А. Веренин Повышение экономичности пылесистем с шаровыми барабанными мельницами	228
К. Р. Хусаинов, А. А. Кудинов Вторичный перегрев водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора	233
С. К. Зиганшина К вопросу повышения эффективности Самарской ТЭЦ	238
С. К. Зиганшина, Г. А. Панфилов Расширение Самарской ТЭЦ энергетическим котлом с конденсационным теплоутилизатором	242
Д. А. Денищук Изменение энергопотребления привода дымососа при применении системы глубокой утилизации теплоты с конденсатором уходящих газов на пылеугольных блоках	247

П. А. Березинец, В. Н. Маркина, Е. Н. Сизова, И. А. Лобач, М. М. Гутник, И. И. Пушкарев, А. Г. Заревский Экспериментальное исследование модуля воздушного конденсатора для паровой турбины всережимной ПГУ	251
И. Б. Мурманский, К. Э. Аронсон, Д. В. Брезгин Разработка и промышленные испытания высокоэффективного пароструйного многоступенчатого эжектора	256
Б. Г. Сапожников, А. М. Горбунова, Ю. О. Зеленкова, Н. П. Ширяева Исследование аксиальной теплопроводности в виброаппарате- утилизаторе отработавшего мелкозернистого топлива АЭС	261
А. Н. Золотов, В. Н. Ковальногов Повышение эффективности и разработка способов охлаждения лопаточного аппарата турбомашин	266
И. А. Марков, М. М. Замалеев Разработка энергоэффективных технологий для регенерации теплоты турбогенераторов ТЭЦ	271
А. В. Кузьмин Реализация методики расчета энергетической эффективности систем регенерации турбин ТЭЦ в виде программного продукта.....	274
И. В. Япаров, М. М. Замалеев Повышение технико-экономических показателей газотурбинных и парогазовых ТЭС путем эффективного использования низкопотенциальных источников энергии	281
И. В. Губин, М. М. Замалеев О возможности использования ТЭЦ для утилизации снега на примере г. Ульяновска	285
М. Е. Орлов, И. С. Исаева, Е. В. Юрьева Оценка энергетической эффективности технологии использования теплоты обратной сетевой воды на ТЭЦ для нагрева воздуха, подаваемого в котлы	292
В. И. Шарапов, М. А. Облезина, И. В. Прокопенко, Е. К. Чиглякова Подогрев воздуха перед воздухоподогревателем котла в двухступенчатом калорифере	297
В. И. Шарапов, М. А. Облезина, И. В. Прокопенко, Е. К. Чиглякова Технологии использования продувочной воды для очистки поверхностей нагрева котлоагрегатов.....	300
Авторы докладов	307

Научное электронное издание

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ГОРОДСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ, ЭНЕРГЕТИКЕ,
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Седьмая Международная научно-техническая конференция
(г. Ульяновск, 21–22 апреля 2017 г.)
Сборник научных трудов
Том 1

Компьютерная верстка: Е. В. Кудрявцева

Технический редактор: Ю. С. Лесняк

ЭИ № 894. Объем данных 8,3 Мб.

ЛР № 020640 от 22.10.97.

Печатное издание

Подписано в печать 20.03.2017. Формат 60×84/16.
Усл. печ. л. 19,30. Тираж 100 экз. Заказ № 321.

Ульяновский государственный технический университет
432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.
ИПК «Венец» УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.

Тел.: (8422) 778-113
E-mail: venec@ulstu.ru
<http://www.venec.ulstu.ru>