

Министерство науки и образования Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Ивановский государственный энергетический университет
имени В.И. Ленина»

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЭНЕРГОСИСТЕМ

ТРУДЫ ИГЭУ

Выпуск VII

Под редакцией

*доктора технических наук, профессора В.А. Шуина,
доктора технических наук, профессора М.Ш. Мисриханова,
доктора технических наук, профессора А.В. Мошкарина*

Москва
Энергоатомиздат
2004

УДК 621.311

ББК 31.37

П 42

Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. VII / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарин. – М.: Энергоатомиздат, 2004. — 548 с.

ISBN 5-283-02596-9

Редакционная коллегия:

д-р техн. наук, проф. В.Н. Нуждин, д-р техн. наук, проф. М.Ш. Мисриханов,
д-р техн. наук, проф. Б.М. Ларин, д-р техн. наук, проф. А.В. Мошкарин,
д-р техн. наук, проф. В.А. Савельев, д-р техн. наук, проф. В.А. Строев,
д-р техн. наук, проф. С.В. Тарарыкин, д-р техн. наук, проф. В.А. Шуин,
д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов, д-р техн. наук, проф. Ю.Я. Щелькалов,
д-р техн. наук, проф. И.В. Якимец

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. В.А. Семенов (СО-ЦДУ ЕЭС России);
д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов (Информационно-вычислительный
центр Мосэнерго);
д-р техн. наук, проф. Ю.А. Митькин (ГОУВПО «Ивановский
государственный энергетический университет им. В.И. Ленина»)

В предлагаемой читателю книге представлены статьи, являющиеся результатами разработок, теоретических и экспериментальных исследований в области теплоэнергетики, электроэнергетики, систем управления и автоматизации, выполненных сотрудниками Ивановского государственного энергетического университета, МЭС Центра ОАО «ФСК ЕЭС», а также других вузов, научно-исследовательских, проектных и эксплуатационных организаций, сотрудничающих с ИГЭУ и МЭС Центра.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся исследованием, разработкой, проектированием и эксплуатацией энергетических систем, электрических станций и сетей, комплексов и устройств их автоматического управления.

ISBN 5-283-02596-9

© Авторы, 2004

История Дальних электропередач

*М.Ш. Мисриханов, д-р техн. наук,
генеральный директор МЭС Центра – филиала ОАО «ФСК ЕЭС»*

Так это начиналось. В период Великой Отечественной войны 1941 – 1945 гг. значительная часть энергетических объектов в западных районах страны, оккупированных войсками фашистской Германии (Донбасс, Украина, Белоруссия), была разрушена. Было выведено из строя около 5000 МВт установленной мощности, выработка электроэнергии в 1942 году снизилась до 29,1 млрд кВт/ч. Подобной катастрофы советская энергетика не знала за всю свою историю.

В течение 1946 – 1950 гг. – всего за пять лет! – энергетическое хозяйство страны было полностью восстановлено, и довоенный уровень выработки электроэнергии был превзойден. К 1950 году протяженность электрических сетей высокого напряжения увеличилась примерно в 1,5 раза по сравнению с довоенным уровнем и составляла по линиям 220 кВ – 2498 км, 150 кВ – 483 км, 110 кВ – 16509 км, 35 кВ – 11941, а всего по энергетическим системам – 32757 км.

Вскоре после окончания Великой Отечественной войны возобновилась разработка вопросов передачи больших мощностей электроэнергии на большие расстояния. В 1946 году были опубликованы работы профессоров К.А. Круга и П.С. Жданова, посвященные проблемам передачи электроэнергии на сверхдальние расстояния.

В середине 1949 г. было принято решение Совета Министров СССР о возобновлении строительства Куйбышевской гидроэлектростанции и сооружении линии электропередачи 400 кВ Куйбышевская ГЭС – Москва для передачи мощности 1150 МВт. Постановлениями Совета Министров СССР от 1950 и 1951 гг. предусматривалось строительство на Волге в районе г. Куйбышева ГЭС мощностью 2,1 млн кВт с выработкой около 10 млрд кВт·ч электроэнергии в средний по водности год и передачей 6,1 млрд кВт·ч электроэнергии в год в Москву по двум цепям (Южной и Северной) электропередачи напряжением 400 кВ общей протяженностью 1690 км с тремя переключательными пунктами по трассе линии электропередачи и двумя приемными подстанциями в районе г. Москвы. Для повышения пропускной способности использовалась установка продольной емкостной компенсации (УПК) на переключательном пункте № 2 в районе г. Арзамаса.

15 декабря 1954 г. приказом министра электростанций за № 130 была образована Дирекция по строительству линии электропередачи Куйбышев – Москва напряжением 400 кВ. Этот день считается днем рождения эксплуатационных организаций межсистемных электрических сетей РАО «ЕЭС России». В марте 1955 г. Дирекция была преобразована в Управление по эксплуатации электросетей напряжением 400 кВ.

Первым руководителем Управления был назначен Михаил Васильевич Данилов, а главным инженером – Виталий Александрович Вершков, которым удалось в короткое время создать сильный, сплоченный коллектив специалистов-эксплуатационников.

С этой даты начинается качественно новый этап в истории советской энергетики, знаменующий начало формирования Единой энергетической системы СССР.

Эксплуатация электрических сетей 400 кВ была организована по территориально-производственному принципу с централизованным выполнением работ по обслуживанию наиболее сложных видов оборудования.

Первая (Южная) цепь линии электропередачи 400 кВ Куйбышевская ГЭС – Москва длиной 815 км была включена в работу 30 апреля 1956 г., а вторая – в ноябре того же года. По двум цепям этой ЛЭП обеспечивалась передача мощности 1150 МВт в Москву.

На этой ЛЭП был проведен большой комплекс пусконаладочных работ и исследований. Их результаты и накопленный за два первых года опыт эксплуатации ЛЭП поставили на повестку дня вопрос повышения пропускной способности ЛЭП 400 кВ. Первым смелым экспериментом в этом направлении был перевод одной из кольцевых ЛЭП 400 кВ (длиной 78 км с расщеплением фазы на 3 провода АС-330) на рабочее напряжение 500 кВ за счет переключения трансформаторной группы по автотрансформаторной схеме 500/115/11 кВ. Было сделано заключение о том, что при сравнительно небольшом усовершенствовании основного оборудования напряжением 400 кВ построенные и строящиеся ЛЭП 400 кВ могут работать при рабочем напряжении 500 кВ. В итоге одна цепь ЛЭП 500 кВ новой электропередачи Сталинградская ГЭС – Москва была быстро перепроектирована на 500 кВ без замены проводов, линейного изменения габаритов опор и габаритов ПС 400 кВ. Она была введена в эксплуатацию 27.12.1959 г., а в сентябре 1961 г. вошла в строй вторая цепь той же передачи. Это были первые ЛЭП 500 кВ в мире.

В 1960 году Управление по эксплуатации электросетей напряжением 400 кВ было переименовано в Управление по эксплуатации электросетей напряжением 400 – 500 кВ.

Последующее развитие дальних электропередач было связано с освоением напряжения 500 кВ. Были проведены необходимые научно-исследовательские и проектные разработки и организовано производство аппаратуры на напряжение 500 кВ. Важное значение имела реализация мероприятий по принудительному ограничению внутренних перенапряжений в электропередачах 500 кВ (до кратности 2,5 по отношению к фазовому напряжению по сравнению с кратностью 3, применяемой для установок 400 кВ), чем было облегчено создание нового оборудования и обеспечена возможность перевода на напряжение 500 кВ уже сооруженных ЛЭП 400 кВ.

Опыт советских электроэнергетиков в создании и эксплуатации сетей 400 – 500 кВ был высоко оценен за рубежом. В 1966 – 1967 гг. наши специалисты оказывали Египту помощь в строительстве и эксплуатации электропередачи 500 кВ Асуанская ГЭС – Каир, сооружаемой по проектам советских инженеров и оснащенной советским оборудованием.

Начиная с 1966 г. идет активное строительство сетей 500 кВ в Центре европейской части страны, заказчиком по проектированию и строительству которых стало Управление по эксплуатации электросетей напряжением 500 кВ. В это время построены и введены в эксплуатацию ВЛ 500 кВ Саратовская ГЭС – Вешкайма с подстанцией Ключики, Конаково – Череповец с подстанцией 500 кВ Череповецкая, ВЛ 500 кВ Казань – Чебоксары – Горький с подстанцией 500 кВ Луч, ВЛ 500 кВ Нововоронежская АЭС – Липецк с подстанцией 500 кВ Борино и ряд других ВЛ и подстанций 500 кВ.

Кроме первых ЛЭП 500 кВ, следующими электропередачами этого номинального напряжения стали Бугульма – Златоуст, Златоуст – Челябинск, Куйбышев – Урал, Челябинск – Свердловск, Братск – Иркутск, Воткинск – Свердловск, Троицкая ГРЭС – Челябинск, Заинская ГРЭС – Бугульма и др. К концу 1965 года общая протяженность ЛЭП 500 кВ достигла 8,3 тыс. км, что позволило создать «костяк» Единой энергосистемы.

Настоящей сенсацией в мировой энергетике явилось проведение в апреле 1967 г. натурных испытаний полуволновой электропередачи. Для этого была создана транзитная схема передачи мощности от генераторов Волгоградской ГЭС с использованием одной из параллельных цепей электропередачи 500 кВ Волгоград – Москва, Куйбышев – Москва, Куйбышев – Урал до подстанции 500 кВ Шагол (Екатеринбург). Общая протяженность последовательно включенных участков линий 500 кВ составила 2860 км. Во время испытаний удалось поднять передачу мощности

до 1043 МВт, что определялось располагаемой мощностью девяти выделенных гидрогенераторов на Волгоградской ГЭС.

Испытания подтвердили основные положения теории полуволновых электропередач и возможность передачи мощности с использованием этих электропередач на сверхдальние расстояния.

Шестидесятые годы – начало эры атомной энергетики – эры стремительного роста концентрации генерирующих мощностей и строительства новых электрических сетей сверхвысокого напряжения.

Продолжалось начатое в 1953 году объединение энергосистем стран Восточной Европы, входивших в состав Совета Экономической Взаимопомощи в рамках социалистической интеграции. На повестке дня стояла задача передачи больших объемов электроэнергии из западных районов страны для обеспечения нужд развивающейся промышленности Румынии и Венгрии, а в перспективе – создание Единой энергосистемы стран социалистического содружества.

Эти факторы, а также успех, связанный с быстрым освоением электрических сетей 500 кВ, послужили трамплином для развития электрических сетей с применением более высокого напряжения – 750 кВ.

Уже в 1966 году Канада и в 1967 году СССР первыми приступили к освоению ЛЭП сверхвысокого напряжения класса 750 – 765 кВ. При проектировании и освоении отечественных ЛЭП 750 кВ использовались многие технические решения, которые впервые были применены и оценены на ЛЭП 500 кВ.

Первой опытно-промышленной электропередачей класса 750 кВ была ЛЭП Конаково – Москва в составе линии электропередачи протяженностью 87,7 км от Конаковской ГРЭС до подстанции Белый Раст и двух подстанций 750/500 кВ – ПС 750 кВ Опытная вблизи Конаковской ГРЭС и крыло 750/500 кВ на ПС Белый Раст. На этих подстанциях в качестве головного оборудования были установлены автотрансформаторы 750/500/10,5 кВ мощностью 3×417 МВ·А, выключатели 750 кВ и другое высоковольтное оборудование отечественного производства.

Результаты проведенных на опытно-промышленной электропередаче масштабных испытаний конструкций ЛЭП и подстанционного оборудования позволили приступить к проектированию и строительству промышленных электропередач класса напряжения 750 кВ.

В начале 70-х годов началось строительство Трансукраинской электропередачи напряжением 750 кВ Донбасс – Западная Украина в составе ЛЭП протяженностью 1100 км и четырех подстанций 750/330 кВ (Донбасская, Днепровская, Винницкая и Западно-Украинская) для передачи

мощности электростанций Донбасса в развивающиеся промышленные районы Западной Украины и усиления связей с энергосистемами Юга.

В 1975 г. была введена в эксплуатацию построенная практически за 2 года ЛЭП 750 кВ Ленинград – Конаково протяженностью 525 км с подстанцией 750/330 кВ Ленинградская. Эта линия электропередачи объединила энергосистемы Центра и Северо-Запада на напряжении 750 кВ, что создало возможность передачи избыточной мощности Северо-Запада и мощности Ленинградской АЭС в дефицитные районы Центра, Средней Волги и Урала.

В восьмидесятых годах строительство ЛЭП 750 кВ приобрело массовый характер. Только в Центральной части Европейского региона России для выдачи мощности строящихся АЭС были построены такие ЛЭП 750 кВ, как Смоленская АЭС – Михайлов, Смоленская АЭС – Брянск, Смоленская АЭС – Калуга, Калининская АЭС – Владимир, Курская АЭС – Брянск, Курская АЭС – Металлургическая, а также подстанции 750 кВ Новобрянская, Калужская, Владимирская, Металлургическая.

В связи с назревшей необходимостью передачи больших потоков электроэнергии из избыточных регионов Сибири и Казахстана на Урал и в европейскую часть страны возникла необходимость создания электропередач новых классов напряжения – 1150 кВ переменного тока и 1500 постоянного тока. Коллектив Управления дальних электропередач активно включился в их создание, начиная с освоения опытных образцов оборудования переменного и постоянного тока.

В значительной мере этому способствовало строительство при подстанции 750 кВ Белый Раст испытательного комплекса опытно-промышленных установок с участками воздушных линий напряжением 1150 кВ переменного и 1500 кВ постоянного тока, проектирование которых было начато в 1970 г. по инициативе В.А. Вершкова.

Проведенные на комплексе опытно-промышленных установок исследования позволили с минимальными затратами пережить неизбежную смену первых поколений оборудования для электропередач напряжением 1150 кВ переменного и 1500 кВ постоянного тока, психологически и практически подготовить персонал к внедрению и эксплуатации электропередач ультравысокого напряжения.

В 1977 году испытательный стенд в Белом Расте посетил Председатель Совета Министров СССР А.Н. Косыгин, который дал высокую оценку вклада энергетиков в решение проблемы передачи электрической энергии на сверхдальние расстояния с использованием электропередач переменного и постоянного тока сверхвысоких напряжений.

Восьмидесятые годы – годы строительства и начала эксплуатации электропередач 1150, 1500 кВ были отмечены исключительно интенсивной работой коллектива объединения.

Главное событие этих лет – создание гигантской промышленной электропередачи 1150 кВ Сибирь – Казахстан – Урал. Первый участок этой электропередачи – Экибастуз – Кокчетав (494,3 км) с подстанциями в Экибастузе и Кокчетаве был введен в эксплуатацию в середине 1983 г., а в августе 1985 г. электропередача была переведена на номинальное напряжение с вводом автотрансформаторов 1150/500 кВ мощностью 2001 МВ·А на подстанциях Экибастузская и Кокчетавская. В апреле 1988 г. была введена в строй линия Кокчетав – Кустанай длиной 395,5 км с включением ОРУ 1150 кВ и автотрансформаторной группы мощностью 2001 МВ·А на подстанции Кустанайская.

Линия электропередачи 1150 Экибастуз – Барнаул протяженностью 697 км была введена в эксплуатацию в марте 1988 г. Строительство последнего участка линии электропередачи Сибирь – Казахстан – Урал 1150 кВ в составе линии Барнаул – Итат длиной 448 км и с подстанциями 1150 кВ Барнаульская и Итатская планировалось завершить в 1995 г.

ПЭО «Дальние электропередачи» возглавили новые руководители – генеральным директором был назначен Ю.Я. Семенов, главным инженером – О.А. Никитин. Заместителями генерального директора были назначены А.И. Васильчиков, В.М. Лаврентьев и Н.С. Коршунов. На плечи этих руководителей легла вся тяжесть периода интенсивного строительства линий электропередач 500 и 750 кВ, обеспечивающих выпуск мощности энергетических блоков Балаковской, Смоленской, Курской, Нововоронежской и Калининской АЭС, а также межсистемных электропередач напряжением 1150 и 1500 кВ.

Опыт эксплуатации электропередачи 1150 кВ показал, что уникальные линии, созданные трудом ученых, проектировщиков, строителей и эксплуатационников, и электротехническое оборудование, разработанное и изготовленное отечественной промышленностью и не имеющее промышленных аналогов за рубежом, в целом успешно выдержали испытания.

Девяностые годы – начало коренных экономических преобразований в нашей стране. Реалии нового времени – вхождение России в мировой энергетический рынок, превращение электроэнергетики в рыночное производство обусловили насущные задачи совершенствования межсистемных электрических сетей.

В 1994 году Приказом РАО «ЕЭС России» от 25.10.94 № 280 в составе Центрэнерго было создано структурное подразделение по экс-

платации и развитию межсистемных электрических сетей РАО «ЕЭС России» – *МЭС Центрэнерго*, получившее в 1997 году статус территориального обособленного подразделения (филиала) РАО «ЕЭС России». Новое название организации – *Центральные межсистемные электрические сети (МЭС Центра)*.

Разработанный в соответствии с Постановлением Правительства РФ № 881 от 21 декабря 2001 года «О критериях отнесения магистральных линий электропередачи и объектов электросетевого хозяйства к единой национальной (общероссийской) электрической сети» проект реформы электроэнергетической отрасли России предусматривает обособление магистральных электрических сетей, находящихся в собственности региональных энергосистем РАО «ЕЭС России».

Цели реформирования:

- создать завершенную структуру Единой национальной (общероссийской) электрической сети (ЕНЭС) за счет интеграции сетей ОАО «ФСК ЕЭС» и магистрального электросетевого комплекса АО-энерго;
- обеспечить надежность и качество функционирования электросетевого комплекса;
- создать эффективную систему эксплуатации и ремонта объектов электросетевого хозяйства;
- обеспечить единство управления магистральным электросетевым комплексом;
- обеспечить единое тарифное пространство для всех сетей ЕНЭС;
- сформировать справедливое и эффективное государственное регулирование, создающее стимул к снижению издержек и обеспечивающее инвестиционную привлекательность сетевых компаний.

С 2002 года в МЭС Центра входит в состав созданного ОАО «Федеральная сетевая компания Единой энергетической системы» на правах филиала «Магистральные электрические сети Центра» (МЭС Центра).

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.311.22

Разработка универсальной модели расчета водогрейных котлов Ижевского котельного завода

*А.В. Мошкарин, д-р техн. наук, Б.Л. Шельгин, канд. техн. наук,
В.Н. Зайчиков, инж.*

Правительством России принята Программа энергосбережения, требующая изготовления и внедрения новых типов энергосберегающего оборудования [1].

Предприятие «Ижевский котельный завод» разрабатывает отопительные водогрейные котлы, которые предназначены для эксплуатации в составе децентрализованных систем теплоснабжения. Модификации котлов с номинальной теплопроизводительностью $0,3 \div 1,74$ МВт имеют одинаковую компоновку, но отличаются габаритами и площадью поверхностей нагрева.

Использование в децентрализованных котельных эффективных установок, с помощью которых достигаются высокие экономические показатели, является неременным требованием к рациональному использованию топливно-энергетических ресурсов. Поэтому необходимо определение оптимальных условий работы агрегатов, что может быть достигнуто с помощью их расчетного исследования на базе специально разработанной модели котла.

Конструктивно все модификации котлов ИКЗ собраны из секций экранов по принципу «коробка в коробке». Топочная камера по бокам и сверху окружена газоходами. Дополнительное охлаждение продуктов сгорания осуществляется экранами, ограничивающими газоходы с восходящим и опускающим движением газов.

Каждый экран выполнен из определенного числа труб диаметром $159 \times 4,5$ мм, размещенных с шагом 200 мм. За исключением потолочных труб топочной камеры зазоры между трубами закрыты стальными полосами шириной 60 мм. Особенности компоновки газомазутного котла КВа-1,74 ГМ представлены на рис. 1 и 2.

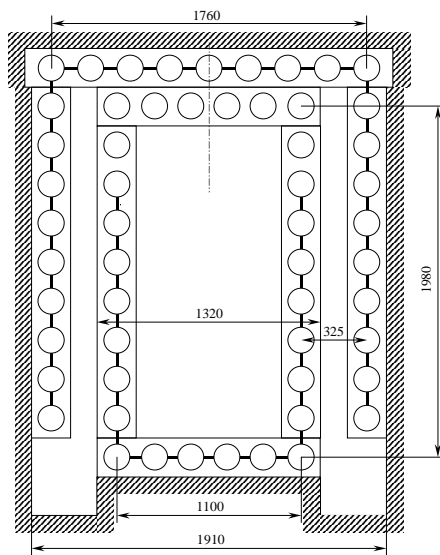


Рис. 1. Поперечный разрез котла КВа-1,74 ГМ

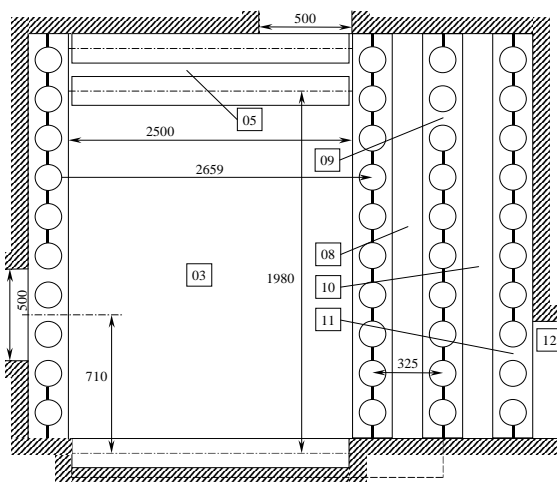


Рис. 2. Продольный разрез котла КВа-1,74 ГМ

В котлах типа КВр при слоевом сжигании углей подовый экран отсутствует. Конструктивные характеристики экранов агрегатов типа КВа-1,74 ГМ и КВр-1,16 К и площади их поверхностей нагрева представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1. Конструктивные характеристики экранов водогрейных котлов

Наименование характеристик	Котел КВа-1,74 ГМ		Котел КВр-1,16 К	
	Длина трубы, мм	Число труб	Длина трубы, мм	Число труб
Задние экраны топки и конвективных газоходов	1910	10	1910	9
Боковые экраны топки	2500	8	2200	7
Боковые экраны конвективных газоходов	2500	9	2200	8
Потолочный экран топки	2500	6	2200	6
Подовый экран топки	2500	6	–	–
Потолочный экран газохода	2500	9	2200	9
Экран фронтовой	1200	10	1100	4

Таблица 2. Площади поверхностей нагрева водогрейных котлов

Наименование поверхности нагрева	Котел КВа-1,74 ГМ	Котел КВр-1,16 К
Радиационная часть, м ²	18,8	12,6
Конвективный часть, м ²	65,9	54,6

Разработка универсальной расчетной модели энергоустановки выполнялась с использованием программы ТРАКТ, предназначенной для проведения тепловых расчетов паровых и водогрейных котлов различной сложности.

Расчетная схема котла КВа-1,74 ГМ, включающая газовый, воздушный и водяной тракты, представлена на рис. 3 и 4. Каждому элементу схемы присвоены соответствующие характеристики: название элемента, его номер *NE* и тип *TE*, номера сопряженного элемента *NS* и конструкции *NK*.

Газовый тракт состоит из 13 элементов. Начинается с элемента «Вх.1» (*NE* = 01) и заканчивается элементом «Вых.2» (*NE* = 13). Узел ввода воздуха «Возд.» (*NE* = 02) является сопряженным с последним элементом воздушного тракта «Вых.6» (*NE* = 204).

Элементы с 03 по 13 представляют участки газового тракта, в которых размещены конкретные поверхности нагрева.

В топке (*NE* = 03) размещены подовый (*NE* = 117), фронтовой (*NE* = 118) экраны, части заднего (*NE* = 123) и боковых (*NE* = 114) экранов топки. Части заднего и боковых экранов за пределами топки (*NE* = 109 и 125) за-

ключены соответственно в восходящем газоходе «Гх.восх» ($NE = 08$) и в опускном газоходе «Гх.ОП-1» ($NE = 06$), за которым условно предусмотрен присос холодного воздуха в газовый тракт ($NE = 07$).

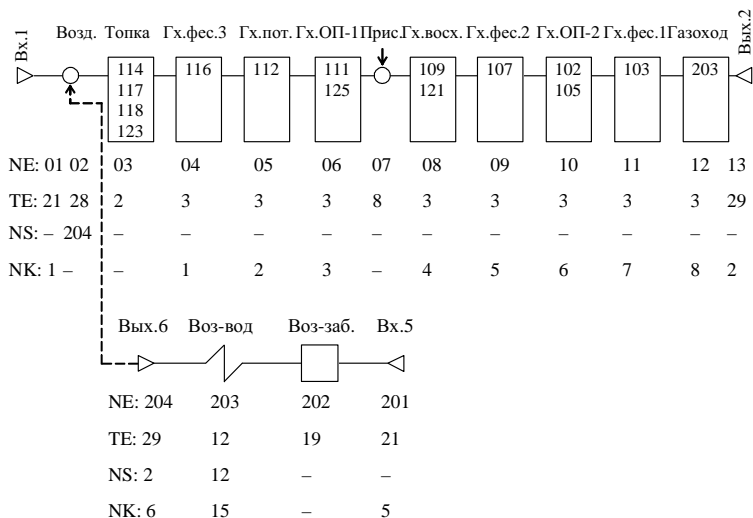


Рис. 3. Расчетная схема газового и воздушного трактов котла КВа-1,74 ГМ

Поверхности нагрева фестонов ($NE = 116, 107, 103$) заключены в отдельные участки газового тракта: «Гх.фес.3» ($NE = 04$), «Гх.фес.2» ($NE = 09$), «Гх.фес.1» ($NE = 11$). Перед поступлением к горелке наружный воздух разбавляется воздухом котельного помещения, что предусмотрено элементом «Воз-заб.» ($NE = 202$) с типом $TE = 19$. Элемент «Воздуховод» ($NE = 203$) представляется как фиктивный ВЗП с минимальной площадью поверхности нагрева, который заключен в элемент «Газоход» ($NE = 12$).

Все элементы газового тракта расположены последовательно. Тракт включает в себя 8 конструкций газохода, начиная с элемента «Гх.фес.3» ($NK = 1$) и заканчивая элементом «Газоход» ($NK = 8$).

Водяной тракт состоит из 26 элементов. Начинается с элемента «Вх.3» ($NE = 101$) и заканчивается элементом «Вых.4» ($NE = 120$). С учетом размещения промежуточного, заднего и боковых экранов топki в различных газоходах элементами «-Вет.» предусмотрено разделение потока воды по условным частям данных экранов с долей расхода воды через параллельную ветвь 0,5. Окончания параллельных ветвей тракта обо-

значены элементами «Кон.рук.» ($NE = 122, 124, 126$). Объединение условно разделенных потоков воды происходит в элементах «+Вет.» ($NE = 106, 110, 115$). Сопряжение элементов «Кон.рук.» и «+Вет.» отмечается в схеме соответствующими элементами NS .

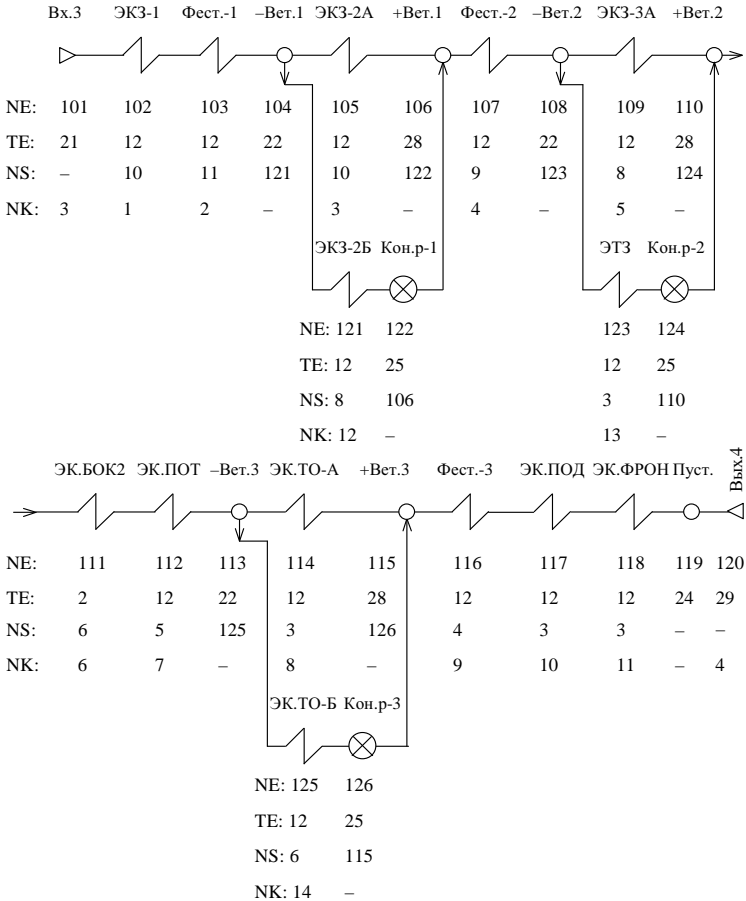


Рис. 4. Расчетная схема водяного тракта котла КВа-1,74 ГМ

Элемент «Пустой» ($NE = 119$) зарезервирован для возможных изменений в модели котла. Все поверхности нагрева последовательно пронумерованы как конструкции водяного тракта, начиная с входной поверхности

«ЭКЗ-1» ($NK = 1$) и заканчивая поверхностью «ЭК.ТО-Б» ($NK = 14$). Для котлов типа КВр, сжигающих твердое топливо, водяной тракт при отсутствии подового экрана насчитывает 13 элементов конструкций.

Воздушный тракт состоит из 4 элементов. Он начинается с элемента «Вх.5» ($NE = 201$) и заканчивается элементом «Вых.6» ($NE = 204$).

При подготовке исходных конструктивных данных использовались площади поверхностей нагрева и сечений для прохода газов, полученные на основании характеристик (см. табл. 1 и 2) и особенностей компоновки котла (см. рис. 1 и 2).

По данным ИКЗ экраны котлов работают в условиях повышенного тепловосприятия за счет спиралеобразного движения воды внутри труб секций. Поэтому величины коэффициентов тепловой эффективности поверхностей нагрева принимались в 1,05 раза выше по сравнению с нормативными значениями [2].

Котлоагрегаты ИКЗ эксплуатируются на газовом и твердом топливах. Для расчетного анализа условий работы котла КВа-1,74 ГМ использовались технические характеристики природного газа с теплотой сгорания $31,0 \text{ МДж/м}^3$ (газопровод № 8) [2]. Применительно к котлу КВр-1,16 К использовались характеристики каменного угля с теплотой сгорания $21,6 \text{ МДж/кг}$ (месторождение № 42) [2].

Значения общих исходных данных и результаты тепловых расчетов водогрейных котлов применительно к номинальным условиям их работы представлены в табл. 3 и 4.

Таблица 3. Значения исходных данных применительно к номинальным условиям работы водогрейных котлов

Наименование величин	Котел КВа-1,74 ГМ	Котел КВр-1,16 К
Тепловая нагрузка Q , МВт	1,74	1,16
Расход воды D_8 , т/ч	60	40
Температура воды на входе в котел $t_{вх}$, °С	70	70
Температура воды на выходе из котла $t_{вых}$, °С	95	95
Температура наружного воздуха $t_{нар}$, °С	-40	-40
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_m''	1,1	1,4
Потеря теплоты от химической неполноты сгорания q_3 , %	0,1	0,6
Потеря теплоты от механической теплоты сгорания q_4 , %	0	3,5
Потеря теплоты от наружного охлаждения котла q_5 , %	2	2

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Таблица 4. Результаты тепловых расчетов водогрейных котлов применительно к номинальным условиям их работы

Наименование величин	Котел КВа-1,74 ГМ	Котел КВр-1,16 К
Расход топлива, м ³ /с (кг/с)	0,064	0,07
Тепловое напряжение топочного объема q_v , кВт/м ³	337	404
Тепловое напряжение зеркала горения q_R , кВт/м ²	–	846
Температура уходящих газов, °С	210	306
Потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %	11,4	18,36
Потеря теплоты со шлаком q_6 , %	–	0,421
КПД котла брутто η_k , %	86,5	75,12
Температура газов на выходе из топки, °С	980	886

Доля конвективных поверхностей нагрева характерна для распределенных в промышленной энергетике отопительных котлов типа КВ-ТС и КВ-ГМ теплопроизводительностью $4,65 \div 58$ МВт (табл. 5), изготовленных на Монастырищенском и Дорогобужском заводах [3].

Несмотря на это, температуры уходящих газов за котлами ИКЗ, равные $210 \div 306$ °С, существенно превышают нормальные значения ($140 \div 160$ °С) и заметно увеличивают потери теплоты с уходящими газами до $11 \div 19$ %. Поэтому значения КПД котла брутто составляют $75 \div 86$ %, что ниже нормальных величин ($85 \div 92$ %).

Таблица 5. Сравнение характеристик тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева вариантов водогрейных котлов

Наименование величин	Марки котлов		
	КВр-1,16 К	КВа-1,74 ГМ	КВ-ГМ-50
Суммарная площадь поверхности нагрева, м ²	67,3	84,7	1468
Доля конвективных поверхностей нагрева	0,81	0,78	0,84
Средняя скорость газов в газоходе конвективных поверхностей, м/с	3,3	2,9	9,7
Наружный диаметр труб поверхностей нагрева, мм	159	159	28
Компоновка труб в газоходе котла	Коридор.	Коридор.	Шахмат.
Средний температурный напор в газоходе, °С	465	365	280
Средний коэффициент теплопередачи, кВт/м ²	13,5	21,0	78,6
Удельное тепловосприятие котла, кВт/кг (кВт/м ³)	4470	7450	9290
Удельное тепловосприятие конвективных поверхностей, кВт/кг (кВт/м ³)	1815	2990	4990
Доля тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева	0,41	0,4	0,54

Неэффективное использование теплоты сгорания топлива объясняется ухудшением тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева (табл. 5). Несмотря на повышенные температурные напоры в газоходах котлов ИКЗ, значения коэффициентов теплопередачи конвективных поверхностей нагрева в 3,5 ÷ 5,8 раза ниже по сравнению с их значениями при поперечном омывании газами шахматных пучков труб малого диаметра (28 мм).

Отмеченное обусловлено не только низкими скоростями газов (2,9 ÷ 3,3 м/с), но и большим диаметром труб при коридорной их компоновке [2]. При этом в результате снижения коэффициентов теплоотдачи конвекцией в 4 ÷ 5 раз не обеспечивается глубокое охлаждение уходящих газов, что повышает их температуру за котлом.

Разработанная расчетная модель позволяет исследовать влияние конструктивных характеристик поверхностей нагрева, состава топлива, температуры наружного воздуха, относительной теплопроизводительности котла на выходные параметры (расход топлива, КПД, температуру воды за энергоустановкой) и определить оптимальные условия эксплуатации котла.

Библиографический список

1. **Анализ** перспектив развития отечественной теплоэнергетики / А.В. Мошкарин, М.А. Девочкин, Б.Л. Шельгин, В.С. Рабенко; Под ред. А.В. Мошкарина; Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2002.
2. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубовского, Э.С. Карасиной. – М.: Энергия, 1973.
3. **Котлы** малой и средней мощности и топочные устройства: Отраслевой каталог 15–83 / НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ. – М., 1983.

УДК 621.31122

Применение расчетной модели для анализа переменных режимов работы водогрейных котлов Ижевского котельного завода

В.Н. Зайчиков, инж.

Для децентрализованных систем теплоснабжения Ижевским котельным заводом выпускаются водогрейные котлы с номинальной теплопро-

изводительностью $0,3 \div 1,74$ МВт, сжигающие природный газ, мазут и уголь (слоевым способом).

Топочные камеры и газоходы всех модификаций ограничены секциями экранов, выполненных из труб диаметром $159 \times 4,5$ мм. Конструкции котлов отличает простота компоновки, компактность и низкое аэродинамическое сопротивление газового тракта.

Однако серьезным недостатком агрегатов являются высокие температуры уходящих газов ($200 \div 300$ °С), существенно превышающие нормальные значения ($140 \div 160$ °С) [1, 2]. Неэффективное использование теплоты сгорания топлив обусловлено пониженным тепловосприятием конвективных поверхностей нагрева ввиду их конструктивных особенностей и низких скоростей газов ($2,9 \div 3,3$ м/с). При этом КПД котлов ИКЗ на $4 \div 6$ % ниже общепринятых КПД для теплоэнергетических установок ($85 \div 92$ %).

Поэтому необходимо рассмотрение особенностей их работы при переменных режимах и анализ показателей в условиях, отличных от номинальных. Для установления интересующих функциональных зависимостей с использованием специально разработанной математической модели были выполнены серии вариантных тепловых расчетов водогрейных котлов КВа-1,74 ГМ и КВр-1,16 К, сжигающих соответственно природный газ и уголь. В исходных данных использовались технические характеристики природного газа и каменного угля с теплотой сгорания $31,0$ МДж/м³ и $21,6$ МДж/кг соответственно [3].

Сначала анализ проводился для условий работы агрегатов при номинальных характеристиках (табл. 1) и пониженных расходах воды через котлы. В разработанные программы расчета по рекомендациям [3] вносились соответствующие изменения. Зависимости коэффициента избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} и потери теплоты от наружного охлаждения котла q_5 от расхода воды через котел D представлены на рис. 1.

Таблица 1. Значения характеристик котлов при их номинальной теплопроизводительности

Наименование величин	Марка котла	
	КВа-1,74 ГМ	КВр-1,16 К
Теплопроизводительность, МВт	1,74	1,16
Расход сетевой воды, т/ч	60	40
Температура воды, °С:		
на входе в котел t'	70	70
на выходе из котла t''	95	95
Температура наружного воздуха, °С	-40	-40

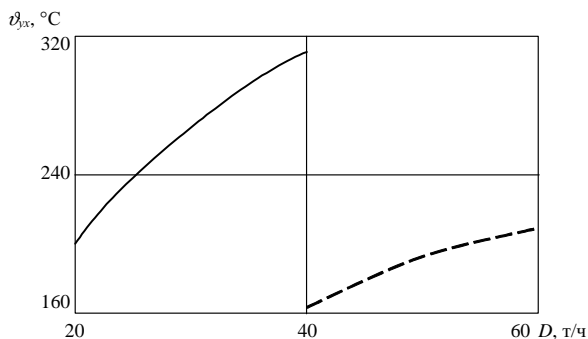


Рис. 4. Изменение температуры уходящих газов в зависимости от расхода воды:
 ————— KBp-1,16 К - - - - - KBa-1,74 ГМ

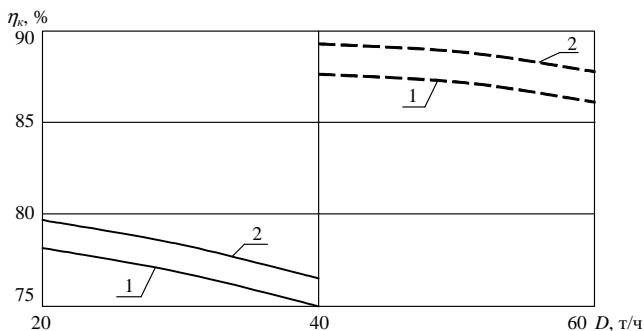


Рис. 5. Изменение КПД котла брутто в зависимости от температуры
 наружного воздуха и расхода воды:
 1 – $t_{нар} = -40$ °С; 2 – $t_{нар} = 0$ °С
 ————— KBp-1,16 К - - - - - KBa-1,74 ГМ

При использовании котла KBa-1,74 ГМ температура уходящих газов снижается до 165 °С согласно выражению (рис. 4), °С,

$$t_{gh} = 210 - 1,9 (60 - D)^{1,09}.$$

Изменение КПД котла в зависимости от определяющих факторов оценивается выражением (рис. 5), %,

$$\eta_k = 87,95 + 0,036 t_{нар} + 0,055 (60 - D)^{0,96}.$$

Наиболее экономичная работа котла ожидается при $D = 40$ т/ч, когда КПД достигает максимальных значений $\eta_k = 87,5 \div 89$ %.

Исследовались условия работы котлов при неизменных расходах воды (40 и 60 т/ч), температуре $t_{нар} = -40$ °С и снижении относительной тепловой нагрузки котлов в диапазоне $q = Q / Q_{ном} = 25 \div 100$ %.

В результате изменения исходных данных установлены зависимости потери теплоты от наружного охлаждения котла, %:

$$q_5 = 200 / q^{-1},$$

и коэффициента избытка воздуха в уходящих газах:

– для котла КВр-1,16 К

$$\alpha_{yx} = 1,44 + 0,000016(100 - q)^{2,3};$$

– для котла КВа-1,74 ГМ

$$\alpha_{yx} = 1,15 + 0,000023(100 - q)^{2,1}.$$

В ходе снижения нагрузки котла в пределах $q = 25 \div 100$ % потеря теплоты q_5 возрастает до 8 %, а коэффициент избытка воздуха α_{yx} до 1,4 ÷ 1,8.

В результате этого происходит снижение тепловой нагрузки котлов Q и температуры воды за котлом согласно зависимости, °С,

$$t'' = 95 - 0,253(100 - q).$$

Одновременно снижаются значения расхода топлива (до 0,017 кг/с и 0,015 м³/с) и теплового напряжения топочного объема согласно зависимостям (рис. 6):

– для котла КВр-1,16 К

$$B = 0,0694 - 0,0008(100 - q)^{0,97};$$
$$q_v = 401 - 4,68(100 - q)^{0,97};$$

– для котла КВа-1,74 ГМ

$$B = 0,0639 - 0,00081(100 - q)^{0,95};$$
$$q_v = 343 - 3,88(100 - q)^{0,97}.$$

Так как величина q_v не должна превышать 350 кВт/м³, то относительную нагрузку котлов целесообразно ограничивать значениями $q = 80 \div 90$ %.

(рис. 8), достигая при $q = 45 \div 60$ % максимальных значений (86,7 и 78,1 %). При дальнейшем понижении q значения КПД существенно уменьшаются за счет заметного роста потери q_5 и частично потери q_2 при повышенных коэффициентах избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} .

При $q \geq 50$ % и температуре наружного воздуха $t_{нар} = -40$ °С изменение КПД котлов подчиняется зависимостям (рис. 8), %:

– для котла КВр-1,16 К

$$\eta_k = 78,1 - 0,019 (q - 50)^{1,3};$$

– для котла КВа-1,74 ГМ

$$\eta_k = 87,58 - 0,019 (q - 50)^{1,6}.$$

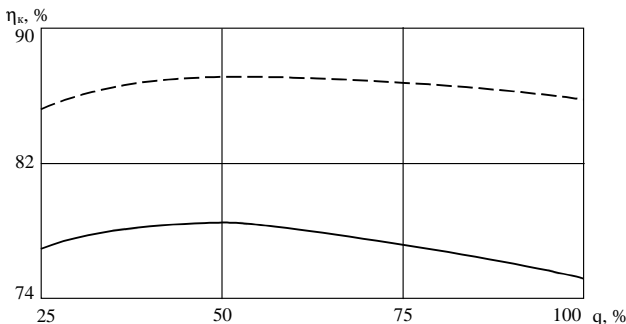


Рис. 8. Изменение КПД котла брутто в зависимости от относительной нагрузки котла при $t_{нар} = -40$ °С:

————— КВр-1,16 К

----- КВа-1,74 ГМ

В результате проведенного расчетного исследования наилучшие показатели работы котла КВр-1,16 К могут быть достигнуты:

– при номинальных температурах воды $t' = 70$ °С и $t'' = 95$ °С для расходов $D = 20 \div 25$ т/ч, соответствующих теплопроизводительности $Q = 0,58 \div 0,75$ МВт, когда $\vartheta_{yx} = 200 \div 230$ °С, а $\eta_k = 77 \div 79$ %;

– при номинальном расходе воды $D = 40$ т/ч для относительных нагрузок $q = 45 \div 60$ %, когда $\vartheta_{yx} = 190 \div 210$ °С, $\eta_k = 78 \div 79$ %, а температура воды за котлом $t'' = 80 \div 85$ °С.

Применительно к котлу КВа-1,74 ГМ наиболее эффективная его работа возможна:

– при номинальных граничных температурах воды для расходов $D = 40 \div 50$ т/ч, соответствующих теплопроизводительности $Q = 0,74 \div 0,96$ МВт, когда $t_{yx} = 165 \div 195$ °С, а $\eta_k = 87 \div 89$ %;

– при номинальном расходе воды $D = 60$ т/ч для относительных нагрузок $q = 45 \div 60$ %, когда $t_{yx} = 130 \div 160$ °С, $\eta_k = 87 \div 88$ %.

Проведенный анализ и полученные математические зависимости позволяют дать оперативную оценку показателей работы отдельных модификаций водогрейных котлов ИКЗ при изменении различных режимных характеристик.

Согласно результатам расчетов для повышения экономичности данных модификаций котлов в условиях их максимальной теплопроизводительности (соответственно 1,16 и 1,74 МВт) целесообразно:

– разместить дополнительные секции экранов в конвективных газоходах в целях более глубокого охлаждения уходящих газов;

– разработать новые компоновки котлов, предусматривающих газоплотный вариант ограждающих газоходы топочных экранов для исключения присосов холодного воздуха в газовый тракт энергоустановки.

Библиографический список

1. Бузников Е.Ф., Родатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные. – М.: Энергия, 1974.
2. Котлы малой и средней мощности и топочные устройства: Отраслевой каталог 15-83 / НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ. – М., 1983.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубовского, Э.С. Карасиной. – М.: Энергия, 1973.

УДК 621.311

Оценка тепловой составляющей затрат на получение дистиллята в автономных испарительных установках при различных схемах утилизации избыточного пара в летних режимах работы ТЭС

А.А. Мошкарин, асп.

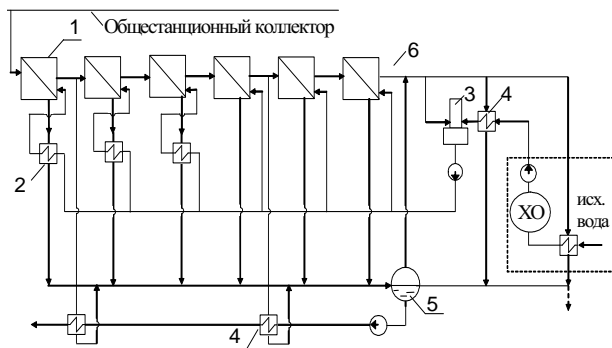
Восполнение потерь пара и конденсата в цикле ТЭС с помощью многоступенчатых испарительных установок (МИУ) дает неоспоримые экологические и экономические преимущества над химическими спосо-

бами водоподготовки для вод с повышенной минерализацией, а также маломинерализованных вод, содержащих органические соединения. К определенным недостаткам использования МИУ в летних режимах их работы, когда отсутствуют внутренние и внешние потребители низкопотенциальной теплоты, следует отнести наличие потоков избыточного пара последней ступени. В таких условиях растет давление вторичного пара в последней ступени МИУ, резко падает производительность установки [1].

На ТЭЦ, где дистиллят с температурой 111 °С из расширительного бака (РБ) МИУ подается в основные деаэраторы, техническое решение по ликвидации избыточного пара было найдено еще в 70-е годы [2]. Применение пароводяных подогревателей дистиллята, подключенных к трубопроводам вторичного пара отдельных ступеней шестиступенчатой МИУ, позволяет выполнить установку замкнутой «на себя» (см. рис. 1) даже в летних режимах работы, когда температура исходной воды достигает 20 – 25 °С.

Рис. 1. Схема МИУ с трактом подогрева дистиллята:

1 – испаритель типа И-600, 2 – водо-водяной теплообменник, 3 – атмосферный деаэратор; 4 – пароводяной теплообменник, 5 – расширительный бак, 6 – трубопровод отвода избыточного пара



Вторым техническим решением является включение на поток избыточного пара установок мгновенного вскипания башенного типа [3, 4], работающих под вакуумом (см. рис. 4).

При использовании автономных МИУ для ПГУ-ТЭЦ, а также для ТЭС с оборудованием на сверхкритические параметры требуется дообессоливание дистиллята химическим способом. По условиям надежной работы ионообменных смол дистиллят необходимо охлаждать до 40 – 45 °С. Охлаждение дистиллята может производиться в водо-водяных подогревателях потоком питательной воды МИУ. Однако при этом резко возрастает расход избыточного пара.

Сотрудниками МЭИ для условий работы Северо-Западной ТЭЦ, на которой введен в действие пока один блок ПГУ-450, а теплофикационная нагрузка отсутствует, для утилизации теплоты избыточного пара МИУ предложен ряд схемных решений [5]:

1) конденсация избыточного пара в концевом конденсаторе циркуляционной водой через промконтур с водо-водяным теплообменником, предупреждающим интенсивные отложения в концевом конденсаторе;

2) применение механического парового компрессора для сжатия избыточного пара до давления греющего пара, подаваемого на МИУ;

3) применение парового инжектора.

Использование последней схемы утилизации избыточного пара весьма ограничено, так как паровые инжекторы имеют коэффициент сжатия не более 2,5 [9] и могут быть применены лишь для условий работы одной трехступенчатой секции МИУ, т.е. только половинной проектной производительности шестиступенчатой МИУ.

При работе шестиступенчатой МИУ производительностью 100 т/ч в летнем режиме и охлаждении дистиллята до 43 °С расход избыточного пара достигнет 16,9 т/ч.

С учетом того, что автономные МИУ предусмотрены в проектах ПГУ с блоками 325, 450 и 490 МВт, следует уже сегодня проанализировать схемы, обеспечивающие надежность получения требуемых количеств дистиллята при работе установки в летних режимах, и оценить тепловую составляющую затрат на его получение.

Излагаются результаты сравнения ряда схемных решений по испарительным установкам при одинаковой производительности по дистилляту (100 т/ч) и условии полной утилизации потока избыточного пара МИУ с давлением 0,15 МПа. Рассматриваются следующие схемы для ПГУ ТЭЦ:

1. Схема МИУ с конденсатором для конденсации избыточного пара (проектная схема рис. 2).

2. Схема МИУ с применением парового компрессора [5] для сжатия избыточного пара до давления греющего пара (рис. 3).

3. Схема комбинированной испарительной установки, в которой на избыточный пар МИУ подключаются испарители мгновенного вскипания (ИМВ), работающие под вакуумом (рис. 4).

Расчеты МИУ, выполненные на основе прикладного программного пакета [6] для условий подачи на МИУ редуцированного до давления 0,852 МПа пара первого контура котла-утилизатора ПГУ-450Т, показали, что расход греющего пара составит 15 т/ч, избыток вторичного пара – 16,3 т/ч при давлении 0,15 МПа.

*Оценка тепловой составляющей затрат на получение дистиллята
в автономных испарительных установках при различных схемах
утилизации избыточного пара в летних режимах работы ТЭС*

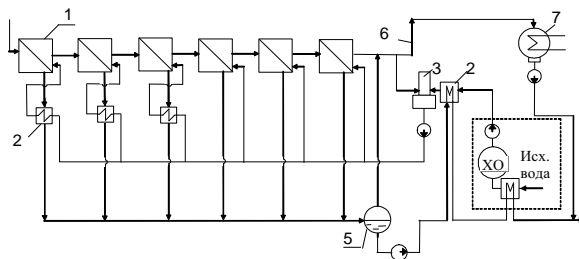


Рис. 2. Схема МИУ с конденсатором с охлаждением дистиллята: 7 – конечной конденсатор

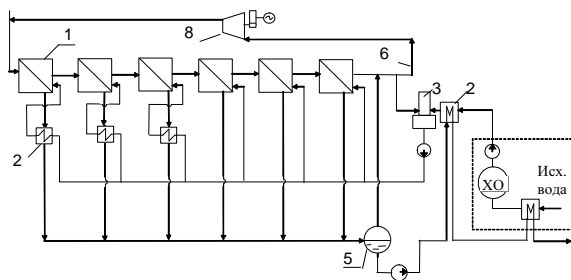


Рис. 3. Схема МИУ с паровым компрессором с охлаждением дистиллята:
8 – паровой компрессор

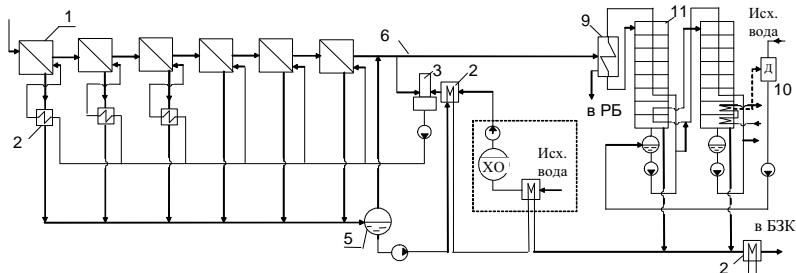


Рис. 4. Схема комбинированной испарительной установки на базе МИУ и ИМВ:
9 – головной подогреватель ИМВ, 10 – вакуумный деаэратор исходной воды для ИМВ,
11 – испаритель мгновенного вскипания башенного типа

Удельная недовыработка электроэнергии на получение дистиллята
может быть найдена по зависимости

$$\Delta W = \frac{D_{МИУ}^{эп}}{3,6D_{МИУ}} H_i = \frac{15}{3,6 \cdot 100} \cdot 1053,5 = 43,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т}, \quad (1)$$

где H_i – внутренний теплоперепад в паротурбинной установке Т-150 в летнем конденсационном режиме ее работы, кДж/кг.

В схеме МИУ с компрессором (рис. 3) для сжатия избыточного пара до давления 0,852 МПа энтальпия пара за компрессором составит 3160,76 кДж/кг.

Для получения заданной производительности в 100 т/ч расход греющего пара должен составлять 16,5 т/ч. Согласно результатам расчета выход избыточного пара составит 16,6 т/ч, а удельный расход электроэнергии на получение дистиллята

$$\Delta W = \frac{D_{изб}^{эп} \Delta h_i}{D_{МИУ} \eta_{ред} \eta_{э,д}} = \frac{16,5}{3,6 \cdot 100 \cdot 0,9 \cdot 0,975} \cdot (3160,76 - 2694) = 24,38 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т}, \quad (2)$$

где $D_{изб}^{эп}$ – выход избыточного пара, т/ч; Δh_i – удельная внутренняя работа парового компрессора, $\eta_{ред}$, $\eta_{э,д}$ – КПД повышающего редуктора и электродвигателя.

Для ПГУ-450Т с комбинированной испарительной установкой (рис. 4) производительность 100 т/ч при полном использовании избыточного пара МИУ может быть обеспечена при условии применения МИУ на основе испарителей И-350 (6×И-350) с тремя водо-водяными теплообменниками в первых трех ступенях и 18-ступенчатой двухкорпусной установки мгновенного вскипания, греющим паром для которой служит избыточный пар МИУ. При этом производительность МИУ – 47,5 т/ч при использовании 6,92 т/ч редуцированного до давления 0,558 МПа пара первого контура котла-утилизатора (так же как в проектной схеме ПГУ), а расход избыточного пара последней ступени – 7,4 т/ч с энтальпией 2694 кДж/кг при давлении 0,15 МПа. Как показали расчеты на ЭВМ [7], требуемая производительность 52,5 т/ч достигается на ИМВ при давлении на головной подогреватель 0,12 МПа и расходе на нее 7,4 т/ч избыточного пара МИУ. Удельный расход электроэнергии на получение дистиллята в комбинированной схеме

$$\Delta W = \frac{D_{МИУ}^{эп}}{(D_{МИУ} + D_{ИМВ})} H_i = \frac{6,92}{3,6 \cdot (47,5 + 52,5)} \cdot 1053,5 = 20,25 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т}. \quad (3)$$

Следует отметить, что для обеспечения требуемой температуры дистиллята (43 °С) необходима установка водо-водяного охладителя дистиллята, т.к. температура конденсата греющего пара головного подогревателя ИМВ равна 100 °С, а горячего дистиллята первого корпуса ИМВ – 66 °С.

Отсюда следует, что наиболее экономичной при утилизации теплоты избыточного пара МИУ для условий ПГУ-ТЭС является схема комбинированной испарительной установки.

Автономные МИУ для КЭС и ТЭС. В условиях применения автономных МИУ на КЭС и ТЭС с котлами на сверхкритическое давление пара дистиллят, как отмечалось выше, должен охлаждаться перед подачей в БОУ для проведения дообессоливания.

При охлаждении дистиллята до нужной температуры в исходной схеме МИУ необходима установка конечного конденсатора для конденсации избыточного пара последней ступени и охлаждения его до требуемой температуры ввода в БОУ (см. рис. 2).

Удельный расход электроэнергии на приготовление 1 т дистиллята рассчитывается по зависимости

$$\Delta W = e_{x.n.n} q / 3,6 = e_{x.n.n} \frac{D_{МИУ}^{sp}}{D_{МИУ}} (h_{x.n.n} - c_p t_{duc}) / 3,6, \quad (4)$$

где $e_{x.n.n}$ – коэффициент изменения мощности [8] для пара из «холодной» нитки промежуточного перегрева пара, из которой осуществляется отвод пара на МИУ в турбинах К-300-23,5 и Т-250-23,5; $h_{x.n.n}$ – энтальпия пара в «холодной» нитке; c_p – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С), t_{duc} – температура охлажденного дистиллята, $D_{МИУ}$ – производительность МИУ, т/ч.

В схеме МИУ с паровым компрессором удельный расход электроэнергии на получение дистиллята составит

$$\Delta W = \left[\frac{D_{изб}^{sp} \Delta h_i}{D_{МИУ} \eta_{ред} \eta_{э,д}} + e_{x.n.n} \frac{D_{дон}^{sp}}{D_{МИУ}} (h_{x.n.n} - c_p t_{duc}) \right] / 3,6, \quad (5)$$

где $D_{изб}^{sp}$ – дополнительный расход греющего пара, т/ч,
а в комбинированной испарительной установке

$$\Delta W = e_{x.n.n} \frac{D^{sp}}{(D_{МИУ} + D_{ИМВ})} (h_{x.n.n} - c_p t_{duc}) / 3,6. \quad (6)$$

Пример. Для водоподготовительных установок производительностью 200 т/ч на основе различных схем МИУ (6×И-600) рассчитать тепловую составляющую затрат на получение дистиллята в летних режимах работы ТЭС при условии полной утилизации потока избыточного пара. Дистиллят охлаждается до температуры 43 °С потоком исходной воды, подаваемой на МИУ, с температурой 20 °С. КПД проточной части компрессора $\eta_{oi} = 0,8$, КПД редуктора $\eta_{ред} = 0,9$, КПД электродвигателя $\eta_{э.д} = 0,975$. В качестве греющего пара используется пар из холодной нитки промперегрева с $h_{сп} = 3006$ кДж/кг; $e_{х.н.н} = 0,365$ [8].

Расчет МИУ и ИМВ производился при помощи прикладных программных комплексов [6, 7].

МИУ с концевым конденсатором (см. рис. 2). В исходной схеме МИУ с охлаждением дистиллята конденсация избыточного пара производится в концевом конденсаторе. Удельный расход электроэнергии на 1 т получаемого дистиллята в соответствии с уравнением (4) составит

$$\Delta W = \frac{0,365}{3,6} \cdot \frac{17,614}{100} \cdot (3006 - 4,187 \cdot 43) = 50,47 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

МИУ с паровым компрессором для сжатия избыточного пара. При охлаждении дистиллята от температуры 111,4 до 43 °С в водо-водяных теплообменниках расход избыточного пара установки составит 16,9 т/ч. Чтобы замкнуть установку на «себя», необходимо в паровом компрессоре сжать избыточный пар до давления греющего пара. Давление греющего пара с потенциалом отбора из «холодной» нитки промперегрева на заданную производительность составляет 0,853 МПа.

Энтальпия пара на выходе из парового компрессора находится по зависимости

$$h_i = \frac{h_a - h_{изб}}{\eta_{oi}^k} + h_{изб}, \quad (7)$$

где h_a , $h_{изб}$ – энтальпия пара в конце процесса адиабатного сжатия и энтальпия избыточного пара МИУ на входе в компрессор; $\eta_{oi}^k = 0,8$ – внутренний относительный КПД парового компрессора.

В рассматриваемом случае добавления расхода греющего пара из нитки «холодного» промперегрева не требуется, так как для получения производительности 100 т/ч при $h_{сп} = 3160,94$ кДж/кг необходимо всего 16,5 т/ч. Во втором приближении избыток вторичного пара составил 16,5 т/ч. Следовательно, установка замкнута на «себя».

Удельный расход электроэнергии на 1 т дистиллята по уравнению (5) в этом случае составит

$$\Delta W_{\text{компр}} = \frac{16,5 \cdot (3160,94 - 2694,76)}{3,6 \cdot 100 \cdot 0,9 \cdot 0,975} + 0 = 24,35 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

Комбинированная испарительная установка (см. рис. 4.). Результаты расчетов на ЭВМ показали, что полная утилизация избыточного пара МИУ при температуре исходной воды 20 °С возможна при следующих условиях: МИУ работает с производительностью 94 т/ч (давление греющего пара 0,74 МПа, расход греющего пара 16,3 т/ч, выход избыточного пара 15 т/ч). 106 т/ч может быть получено в двух ИМВ. Расход греющего пара из МИУ составит 7,5 т/ч на каждую установку, а удельный расход электроэнергии на 1 т дистиллята согласно (6)

$$\Delta W = \frac{0,365}{3,6} \cdot \frac{16,3}{(94 + 53 \cdot 2)} \cdot (3006 - 4,187 \cdot 43) = 23,35 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

Выводы

Применение автономной комбинированной испарительной установки, состоящей из МИУ и подключенной на избыточный пар последней ступени испарительной установки мгновенного вскипания, позволяет утилизировать потоки избыточного пара МИУ при охлаждении дистиллята как на ПГУ ТЭЦ, так и на ТЭС с котлами на сверхкритическое давление для условий отсутствия потребителей низкопотенциальной теплоты в летних режимах работы оборудования. Данная установка оказывается более экономичной в тепловом отношении МИУ с паровым компрессором для сжатия избыточного пара.

Библиографический список

1. **Мошкарин А.В., Бускунов Р.Ш.** Испарительные установки ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 272 с.
2. **А.с. 964200 (СССР).** Испарительная установка промышленной теплоэлектроцентрали /А.В. Мошкарин, Л.С. Стерман, А.С.Седлов // Открытия. Изобретения. – 1982. – №37.
3. **Новые** направления в технологии водоподготовки на ТЭС / А.В. Мошкарин, В.С. Петин, И.Ш. Фардиев и др. // Вестник ИГЭУ. – 2003. – №2. – С. 6–10.
4. **Мошкарин А.А., Мошкарин А.В., Петин В.С.** Оценка тепловой эффективности получения добавочной воды на основе автономных испарительных установок // Энергосбережение и водоподготовка. –2004. – №1. – С. 9–15.

5. **Утилизация** избыточного пара многоступенчатых испарительных установок / А.Я. Копсов, Р.И. Костюк, И.Н. Писковацков и др. // Энергосбережение и водоподготовка. – 2004. – №2. – С. 49–55.

6. **Мошкарин А.В., Семашко В.А., Полежаев Е.В.** САПР МИУ. Свидетельство №2001610333 об официальной регистрации программы для ЭВМ. – М.: Роспатент, 2001.

7. **Мошкарин А.В., Мошкарин А.А.,** Моделирование и расчет схем испарительных установок мгновенного вскипания. Свидетельство № 2002610213 об официальной регистрации программы для ЭВМ. – М.: Роспатент, 2002.

8. **Рубинштейн Я.М., Щепетильников М.И.** Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. – М.: Энергоиздат, 1982. – 272 с.

9. **Соколов Е.Я., Зингер Н.М.** Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

УДК 621.311

Матричная формализация расчета многоступенчатых поверхностных теплообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков

*В.П. Жуков, д-р техн. наук, Е.В. Барочкин, канд. техн. наук,
Г.В. Ледуховский, студ.*

Оценка тепловой эффективности вспомогательного оборудования тепловых электрических станций является актуальной задачей энергетики [1, 2]. Математическое моделирование по сравнению с натурными испытаниями данных установок позволяет экономить материальные и трудовые ресурсы.

Авторами разработан обобщенный метод расчета поверхностных теплообменных аппаратов, позволяющий оптимизировать установку со сложной конфигурацией потоков по выбранной целевой функции.

Рассмотрим установку, состоящую из n теплообменников (ступеней). Каждую ступень представим в виде четырехполюсника с двумя входными и двумя выходными потоками. Ограничимся рассмотрением в качестве теплоносителей воды и пара. Все виды теплообмена в поверхностных теплообменниках (ступенях) в зависимости от фазового состояния теплоносителей (перегретый пар (П), насыщенный пар (Н) и вода (В)) могут быть представлены четырьмя моделями:

Модель 1. Фазовый переход теплоносителей отсутствует (П-П, П-В, В-П, В-В).

Модель 2. Фазовый переход только горячего теплоносителя (Н-В, Н-П).

Модель 3. Фазовый переход только холодного теплоносителя (В-Н, П-Н).

Модель 4. Фазовый переход холодного и горячего теплоносителей (Н-Н).

Для каждой модели составлены балансы энергии и массы в виде системы дифференциальных уравнений. Решение системы с учетом начальных условий, записанное в матричном виде, представлено в таблице. Решение для каждой ступени при произвольном задании начальных условий включает четыре линейных уравнения.

Возможные модели для поверхностных теплообменников

Фазовое состояние теплоносителей	Математическая модель	Решение модели для теплообменника (или ступени) в матричном виде $BT = To$		
		$B = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	T	To
Мод.1 В-В, П-П П-В В-П	$\begin{cases} \frac{dt_1}{dx} = -a_1(t_1 - t_2) \\ \frac{dt_2}{dx} = a_2(t_1 - t_2) \end{cases}$ $a_1 = \frac{k}{c_1 G_1};$ $a_2 = \frac{k}{c_2 G_2}.$	$b_{11} = \frac{a_2}{a_1} + e^{-(a_1+a_2)F},$ $b_{12} = 1 - e^{-(a_1+a_2)F},$ $b_{13} = -(1 + \frac{a_2}{a_1}),$ $b_{21} = \frac{a_2}{a_1} (1 - e^{-(a_1+a_2)F}),$ $b_{22} = 1 + \frac{a_2}{a_1} e^{-(a_1+a_2)F},$ $b_{24} = -(1 + \frac{a_2}{a_1}).$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$
Мод.2 Н-П Н-В	$\begin{cases} \frac{dx_1}{dF} = -a_1(t_{n1} - t_2) \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2(t_{n1} - t_2) \end{cases}$ $a_1 = \frac{k}{\gamma_1 G_1};$ $a_2 = \frac{k}{c_2 G_2}.$	$b_{11} = 1,$ $b_{12} = \frac{a_1}{a_2} (1 - e^{-a_2 F}),$ $b_{13} = -1,$ $b_{21} = 0,$ $b_{22} = -e^{-a_2 F},$ $b_{24} = 1.$	$\begin{pmatrix} x_{10} \\ t_{20} \\ x_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} \frac{a_1}{a_2} (1 - e^{-a_2 F}) t_{n1} \\ (1 - e^{-a_2 F}) t_{n1} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$

Продолжение таблицы

Фазовое состояние теплоносителей	Математическая модель	Решение модели для теплообменника (или ступени) в матричном виде $BT = T_0$		
		$B = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	T	T_0
Мод.3 П-Н В-Н	$\begin{cases} \frac{dt_1}{dF} = -a_1(t_1 - t_{2n}) \\ \frac{dx_2}{dF} = a_2(t_1 - t_{2n}) \end{cases}$ $a_1 = \frac{k}{c_1 G_1};$ $a_2 = \frac{k}{r_2 G_2}.$	$\begin{aligned} b_{11} &= -e^{-a_1 F}, \\ b_{12} &= 0, \\ b_{13} &= 1, \\ b_{21} &= \frac{a_2}{a_1}(1 - e^{-a_1 F}), \\ b_{22} &= 1, \\ b_{24} &= -1. \end{aligned}$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ x_{20} \\ t_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} (1 - e^{-a_1 F})t_{n2} \\ \frac{a_2}{a_1}(1 - e^{-a_1 F})t_{n2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$
Мод.4 Н-Н	$\begin{cases} \frac{dx_1}{dF} = -a_1(t_{n1} - t_{n2}) \\ \frac{dx_2}{dF} = a_2(t_{n1} - t_{n2}) \end{cases}$ $a_1 = \frac{k}{r_1 G_1};$ $a_2 = \frac{k}{r_2 G_2}.$	$\begin{aligned} b_{11} &= -1, \\ b_{12} &= 0, \\ b_{13} &= 1, \\ b_{21} &= 0, \\ b_{22} &= -1, \\ b_{24} &= 1. \end{aligned}$	$\begin{pmatrix} x_{10} \\ x_{20} \\ x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -a_1 F(t_{n1} - t_{n2}) \\ a_2 F(t_{n1} - t_{n2}) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$

Для установки, состоящей из n теплообменников, получим систему из $4n$ линейных уравнений, которую после преобразований представим в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & \dots & A_{1n} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & \dots & A_{2n} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & \dots & A_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{n1} & A_{n2} & A_{n3} & \dots & A_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ \dots \\ T_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{10} \\ T_{20} \\ T_{30} \\ \dots \\ T_{n0} \end{pmatrix} \quad \text{или} \quad \mathbf{AT} = \mathbf{T0}. \quad (1)$$

Здесь A – блочная матрица, определяющая состав и структуру установки. Каждый блок A_{ij} размера 4×4 соответствует матрице коэффициентов B_i , вид которой показан в таблице, или одной из матриц связи

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{X} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{GX} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Для расчета произвольной установки из n ступеней достаточно составить матрицу A в соответствии со следующими правилами:

1. Каждому теплообменнику (ступени) установки присваивается номер $i = \overline{1, n}$.

2. Теплообменнику с номером i соответствует в блочной матрице A i -я строка. В каждой строке располагается не более трех ненулевых блоков.

3. На главной диагонали матрицы размещаются блоки $A_{ii} = B_i$.

4. Если горячий теплоноситель ступени подается в j -й элемент, то $A_{ij} = G$.

5. Если холодный теплоноситель ступени подается в j -й элемент, то $A_{ij} = X$.

6. Если горячий и холодный теплоносители из i -й ступени подаются в j -й элемент, то $A_{ij} = GX$.

7. Столбец неизвестных T содержит n блоков или $4n$ элементов, соответствующих температурам внутри установки.

8. Ненулевые элементы столбца свободных членов ТО равны температурам известных внешних потоков.

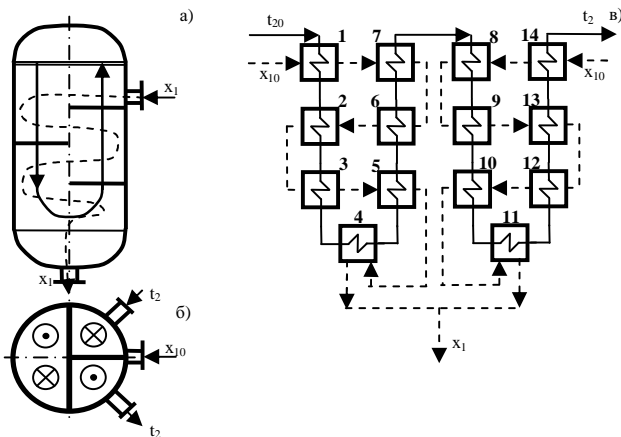


Рис. 1. Эскиз (а, б) и расчетная схема (в) пароводяного регенеративного подогревателя ПН-400-26-2

Рассмотрим пример расчета регенеративного подогревателя ПН-400-26-2 (рис. 1), используемого для подогрева основного конденсата в системе регенерации низкого давления паровой турбины К-300-240 [2]. Подогреватель имеет три хода греющего пара и четыре хода воды. Вода из входной камеры через трубную доску поступает в первый пакет U-образных трубок (1 – 2-й ход). Подогретая вода через поворотную камеру и второй пакета U-образных трубок (3 – 4-й ход) покидает аппарат.

Блочная матрица A , составленная в соответствии с разработанными правилами, имеет вид

$$A = \begin{pmatrix} B_1 & X & 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B_2 & GX & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_3 & X & G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B_4 & X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & B_5 & X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & G & 0 & 0 & 0 & B_6 & X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & B_7 & X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_8 & GX & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_9 & X & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{10} & GX & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{11} & X & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 & B_{12} & X & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & B_{13} & X \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{14} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

При составлении расчетной схемы поверхность теплообмена разбита на 14 ступеней-четырёхполюсников (рис. 1). Нумерация ступеней выполнена по ходу воды. По высоте аппарата трубки разделены на четыре ступени: три хода пара и поворотный участок. Ступени 1 – 7 соответствуют первому и второму ходу воды, а ступени 8 – 14 – третьему и четвертому. Направления движения теплоносителей и расчетная схема показаны на рис. 1, в.

Решение системы (1) с учетом (3) позволяет определить в каждой ступени температуру холодного и степень сухости горячего теплоносителя. Результаты численных экспериментов приведены на рис. 2 – 4.

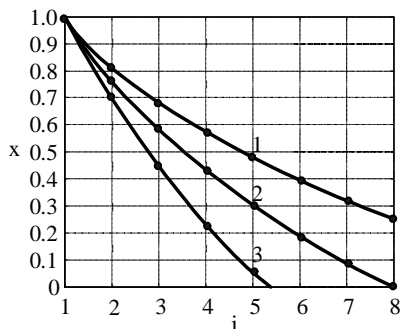


Рис. 2. Зависимость степени сухости горячего теплоносителя от номера ступени по ходу пара при различных расходах пара на подогреватель: 1 – 9; 2 – 7; 3 – 5 кг/с; • – точки, полученные в численном эксперименте

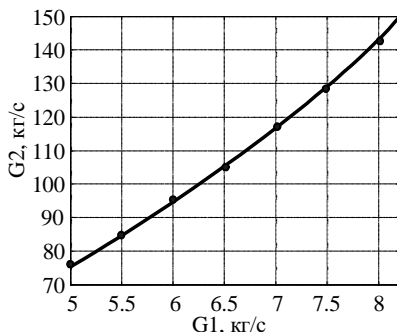


Рис. 3. Зависимость расхода холодного теплоносителя от расхода горячего теплоносителя при условии обеспечения полной конденсации пара в аппарате; • – точки, полученные в численном эксперименте

На рис. 2 показаны зависимости степени сухости горячего теплоносителя x от номера ступени i при различных значениях расхода греющего пара. Из рисунка видно, что низкий расход пара (кривая 3) приводит к его полной конденсации уже в середине поверхности нагрева, а завышенный расход пара (кривая 1) – к выходу несконденсированного пара из поверхностей теплообмена. Нормальный режим эксплуатации установки соответствует полной конденсации пара в конце поверхности теплообмена (кривая 2).

На рис. 3 приведена зависимость расхода воды от расхода пара при условии полной его конденсации на выходе из установки ($x_1 = 0$).

На рис. 4 приведены результаты численного анализа теплообменника с учетом возможных фазовых переходов в обоих теплоносителях. Каждое поле рисунка показывает изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева при различных расходах G_1 , G_2 . Шесть верхних графиков показывают фазовый переход в горячем теплоносителе, два следующих – в холодном. Последние зависимости соответствуют теплообмену при отсутствии фазовых переходов.

Сопоставление расчетных и опытных результатов для промышленных установок позволяет диагностировать состояние теплообменников (соответствие нормативам коэффициента теплопередачи, оценка величины присосов воздуха в систему и др.). Разработанный метод позволяет также учитывать подачу в аппарат дополнительных теплоносителей или изменение поверхностей теплообмена.

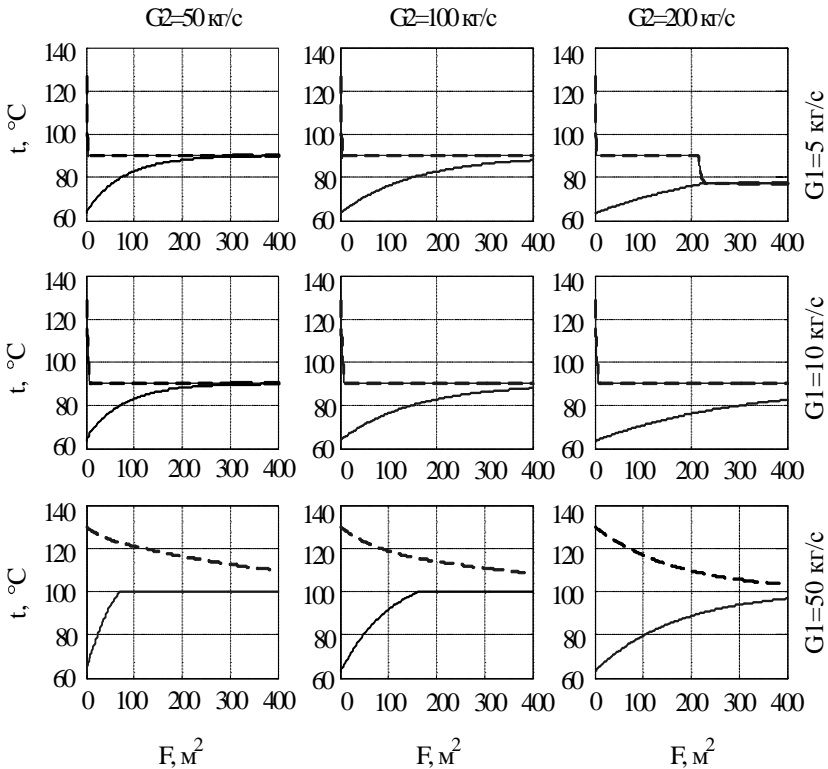


Рис. 4. Зависимость температуры холодного (сплошная линия) и горячего (штриховая) теплоносителей от площади поверхности нагрева при различных расходах теплоносителей

Таким образом, разработанный метод расчета может быть использован при оптимизации тепловых схем или конструктивных решений отдельных аппаратов по выбранной целевой функции.

Библиографический список

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969.
2. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1998.

УДК 621.311.22

Повышение эффективности системы технического водоснабжения Пермской ТЭЦ-14 путем реконструкции градирен

В.А. Калатузов, канд. техн. наук

В оборотной системе технического водоснабжения Пермской ТЭЦ-14 установлено четыре башенных градирни № 1 – 4 площадью орошения по 1600 м². До проведения реконструкции градирен на электростанции на протяжении многих лет существовала ситуация, при которой работа градирен и циркуляционной системы охлаждения в целом не обеспечивала в достаточном объеме охлаждающей водой конденсаторы турбин, ограничивая возможности по конденсационной мощности и вызывая пережог топлива.

Принятию решения по реконструкции градирен Пермской ТЭЦ-14 предшествовал анализ работы электростанции с момента ее проектирования и ввода в эксплуатацию. Были проанализированы: проектные условия, эксплуатационные режимы, динамика их изменения, предыдущие ремонтные и реконструктивные работы на градирнях и их влияние на работу градирен, данные эксплуатации по мощности турбоагрегатов, вакууму в конденсаторах турбин, работе градирен.

Важным последующим этапом явились испытания циркуляционной системы охлаждения с градирнями. Целью проведения испытаний явилось получение фактических эксплуатационных данных и определение:

- соответствия принятых проектных решений по компоновке, составу оборудования и градирен циркуляционной системы охлаждения установленной конденсационной мощности электростанции;
- расхода циркуляционной воды, системное распределение охлаждающей воды между конденсаторами турбин и между градирнями, между градирнями и конденсаторами;
- кратность охлаждения конденсаторов и соответствие ее нормативным значениям;
- распределения охлаждающей воды между градирнями и соответствия расходов воды на градирни проектным значениям;
- фактическая охлаждающая эффективность градирен;

- эффективности использованных в градирнях конструктивных и технологических решений.

По результатам испытаний циркуляционной системы охлаждения были определены основные причины, вызывающие ограничения конденсационной мощности. Одной из причин явились разные гидравлические сопротивления водораспределительных систем градирен. Имевшая при этом место неравномерность распределения воды между градирнями вызвала недозагрузку одних и перегруженность других с одновременным переливом воды через чашу водосборного бассейна. На основании полученных результатов испытаний системы технического водоснабжения были выполнены расчеты обеспеченности конденсационной мощности электростанции циркуляционной системой охлаждения (Методические указания по определению обеспеченности электрической мощности электростанций циркуляционными системами водоснабжения. РД 153-34.1-22.508-2001). При сравнении различных вариантов расчетов был выбран вариант реконструкции, обеспечивающий максимально возможное улучшение технико-экономических показателей ТЭЦ.

В результате проведенной работы было установлено:

- гидравлические характеристики градирен № 1, 2 не совместимы с гидравлическими характеристиками градирен № 3, 4 с момента ввода в эксплуатацию градирен № 3, 4;

- несовместимость градирен № 1, 2 и № 3, 4 по их гидравлическому сопротивлению снижает общий расход циркуляционной системы на $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$;

- неравномерность распределения воды между градирнями из-за конструктивных особенностей циркуляционной системы одновременно приводит к недостатку охлаждающей воды для турбоагрегатов первой очереди;

- градирни не обеспечивают нормативных показателей охлаждения воды – градирни № 1, 2 на $8 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$, градирни № 3, 4 на $3 - 4 \text{ }^\circ\text{C}$;

- примененные в градирнях конструктивные и технологические решения морально и физически устарели;

- ограничения конденсационной мощности электростанции составляют $82,2 \text{ МВт}$, при одновременно предельнодопустимых значениях давления пара в конденсаторах турбин.

На основании полученных результатов была разработана программа технического перевооружения электростанции:

- доведение расходов воды до расчетных показателей;
- сбалансированность работы конденсаторов турбин и градирен;

- создание на базе действующих градирен градирен нового поколения, снижающих температуру охлажденной воды ниже нормативных значений на 3 – 4 °С и позволяющих увеличивать на них тепловую нагрузку в 1,5 – 2,0 раза больше типовой проектной;

- обеспечение надежности работы конструктивных и технологических узлов градирен при различных режимах эксплуатации и метеорологических условиях.

Проведенными расчетами определена возможность увеличения располагаемой мощности после проведения реконструкции на 46 МВт.

По результатам испытания системы технического водоснабжения электростанции и в соответствии с рекомендациями ОАО «Фирма ОРГРЭС» и на основании плана Пермской ТЭЦ-14 о повышении эффективности работы циркуляционной системы технического водоснабжения реконструкция градирни № 2 площадью орошения 1610 м² явилась первым этапом реализации технического перевооружения электростанции, градирни № 1 – вторым.

Проект реконструкции и использованные в нем конструкции и технологические решения разработаны ООО «Инженерные решения водоснабжения и конструкции «ИРВИК», которое выполнило демонтажные и монтажные работы с последующими технологическими испытаниями градирен.

Градирни № 1, 2 реконструированы с применением комплекса новых технологических решений, конструкций и материалов, большая часть которых является собственными патентами ООО «ИРВИК» (рис. 1).

Реконструкция заключалась в следующем.

1. Демонтаж деревянной обшивки каркаса башни градирни и замена ее на полимерную из листа ПВХ ЭПЛ-200.

2. Замена пораженных коррозией металлоконструкций и усиление металлокаркаса башни с выполнением антикоррозионной защиты.

3. Демонтаж триплетной системы водораспределения – брызгальной установки на напорную систему водораспределения на фланцевых соединениях с соплами эвольвентного типа ($D_y = 40$ мм) с гребешковым рассекателем (рис. 2). При этом демонтированы железобетонные лотки, оставшиеся от безнапорной системы водораспределения, и изменена отметка водораспределения. Геодезическая отметка водораспределения выбрана по уровню отметок параллельно работающих градирен № 3, 4. Расчетом была выбрана компоновка разбрызгивающих сопел, обеспечивающая равномерную плотность орошения по всей площади градирни, включая и участки, примыкающие к обшивке градирни (рис. 3);



Рис. 1. Общий вид реконструкции



Рис. 2. Фотография работы сопла (76x40)



Рис. 3. Фотография работы системы водораспределения с соплами

4. Монтаж оросителя из полимерных сетчатых элементов-насадок ИК-100 высотой 1,2 м (рис. 4). Конструктивными особенностями оросителя, выгодно отличающими его от других конструкций, являются:

- равномерное распределение потоков воды и воздуха по площади градирни;
- отсутствие неплотностей между блоками оросителя и конструкциями по всей площади градирни, включая места вокруг стояков, колонн и областей примыкания к оболочке вытяжной башни;
- снижение температуры охлажденной воды не менее чем на 3,0 °С по отношению к нормативной для заданного типа градирни;
- механическая обработка блоков (резка) для изменения их геометрических размеров при размещении блоков на месте во время монтажа;
- сохранение геометрических размеров и форм с учетом действия на блоки потока охлаждаемой воды, собственной массы и возможных отложений;
- стойкость против динамического вибрационного воздействия капель разбрызгиваемой воды;



Рис. 4. Ороситель ИК-100

- стойкость против знакопеременного температурного воздействия (смена плюс на минус и наоборот);
- свободное передвижение обслуживающего персонала по оросителю без вспомогательных средств и остаточных деформаций его элементов (рис. 4);
- возможность удаления органических и минеральных отложений без повреждаемости оросителя;
- неповреждаемость оросителя при падении с высоты 15,0 м;
- возможность повторного использования при демонтажных и монтажных работах.

Для удобства монтажа и увеличения плотности установки размеры блоков в плане не превышают $0,5 \text{ м}^2$, полная расчетная рабочая высота оросительного устройства – не более 1,2 м.

Оросительное устройство удовлетворяет требованиям п. 8.4.14. Типовой инструкции по приемке и эксплуатации башенных градирен, РД 34.22.402-94 «...При номинальной конденсационной нагрузке турбин, обслуживаемых градирней, следует применять оросители *решетчатой* конструкции как *наиболее эффективные*».

По причине отсутствия гидрофобности (невозможность разворачивать воду в пленку) полимерных материалов ороситель должен быть капельного

типа *решетчатой* структуры (не пленочного со сплошной поверхностью конструкции) с коэффициентом аэродинамического сопротивления не более $6,0 \text{ м}^{-1}$, при плотности орошения не менее $7,0 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^2)$, обеспечивающим поддержание удельного расхода воздуха в башенной градирне не менее $0,8 \text{ кг/кг}$, и объемным коэффициентом тепломассообмена не менее $5500 \text{ кг}/(\text{ч}\cdot\text{м}^3)$ при высоте оросителя $1,2 \text{ м}$ (рис. 5).

5. Замена типовых поворотных щитов на воздухорегулирующее устройство «ИРВИК» (рис. 6).

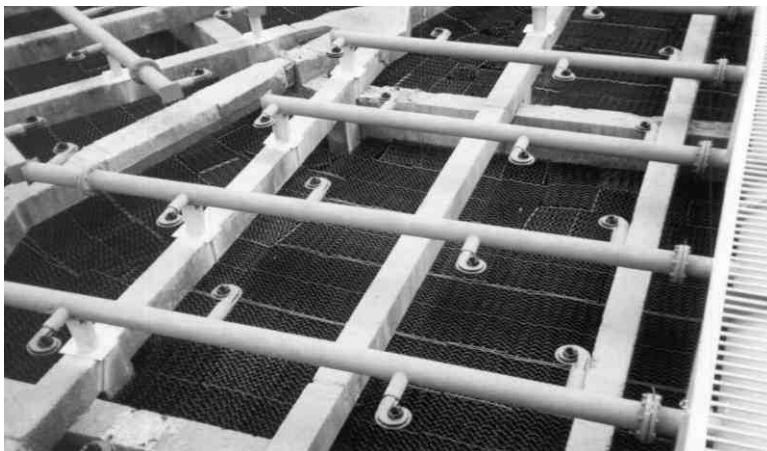


Рис. 5. Ороситель ИК-100 и сопла 76x40 в градирне

Испытания градирен № 1, 2 проводились при участии эксплуатационного персонала электростанции.

Целью испытаний являлось определение охлаждающей эффективности градирен после окончания реконструкции и подтверждение заявленного результата.

Во время испытаний производилась запись следующих параметров:

- мощности турбоагрегатов;
- расхода пара в конденсатор;
- расхода циркуляционной воды на градирню;
- температуры воды на входе в градирню;
- температуры воды на выходе из градирни;
- температуры паровоздушной среды по площади градирни;

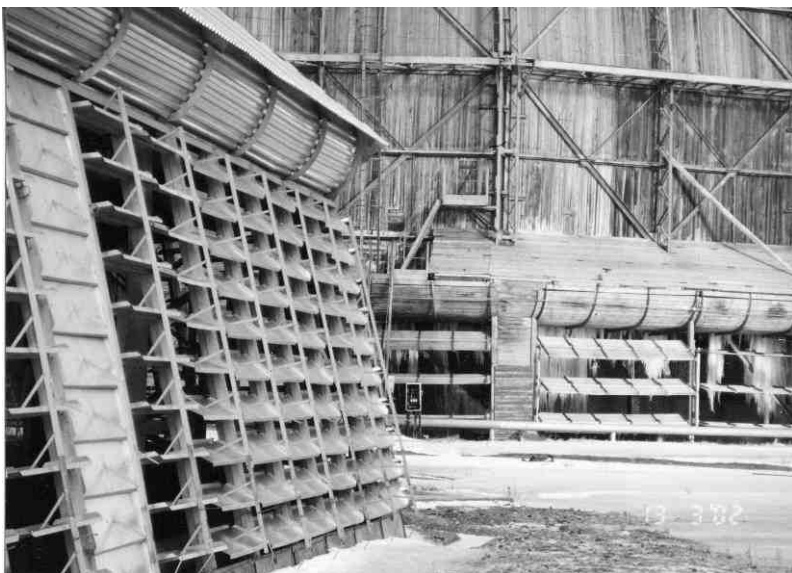


Рис. 6. Воздухорегулирование ИРВИК (слева) в сравнении с типовой конструкцией

- скорости воздуха на входе в градирню (в створе воздухорегулирующего устройства-тамбура);
- скорости воздуха над оросителем;
- метеофакторов – температуры наружного воздуха, влажности, скорости ветра.

Измерения и запись вышеперечисленных параметров производились в дневное время с интервалом 30 минут.

Испытания проводились:

- при расходах охлаждающей воды 12900 – 13400 м³/ч, т.е. при гидравлической нагрузке, превышающей нормативные значения на 12 – 17 %;
- средневзвешенном перепаде температур воды 12,9 – 13,7 °С, выше расчетных значений на 2,9 – 3,7 °С;
- температуре атмосферного воздуха по сухому термометру 13,7 – 17,4 °С;
- относительной влажности атмосферного воздуха 54 – 88 %;
- скорости ветра 1,9 – 4,2 м/с.

Определение охлаждающей эффективности градирни проводилось путем сопоставления наблюдаемых температур охлажденной воды с расчетными их значениями, полученными по нормативным характеристикам башенных градирен площадью орошения 1600 м^2 с высотой башни $54,1 \text{ м}$, высотой воздухо-входного окна $3,55 \text{ м}$, с двухъярусным асбестоцементным оросителем высотой $3,2 \text{ м}$ ($2 \times 1,2 + 0,8$). Определение охлаждающей эффективности градирни проводилось с учетом поправок на изменение скорости ветра, на перепад температур воды в градирне и влияния температуры и влажности наружного воздуха.

1. Проведенные технологические испытания циркуляционной системы технического водоснабжения электростанции и выполненные расчеты позволили определить причины, вызывающие ограничения мощности электростанции, последовательность их устранения и экономический эффект от реализации технических решений.

2. Технологические испытания градирен после завершения реконструкции выявили следующее:

– В первой серии опытов расход охлаждающей воды на градирни составил $13313 \text{ м}^3/\text{ч}$, что соответствует плотности орошения $8,3 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Перепад температур воды – $11,9 \text{ }^\circ\text{C}$, что соответствует удельной тепловой нагрузке на градирню $99 \text{ Мкал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ (проектная $56 \text{ Мкал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$).

Охлаждающая способность градирен в сравнении с нормативной характеристикой градирни площадью орошения 1600 м^2 , высотой башни $54,1 \text{ м}$, высотой воздухо-входного окна $3,55 \text{ м}$, с двухъярусным асбестоцементным оросителем высотой $3,2 \text{ м}$ ($1,2 \times 2 + 0,8$) лучше нормативной на $3,17 \text{ }^\circ\text{C}$ (Указания по нормированию показателей работы гидроохладителей в энергетике / Союзтехэнерго. – М., 1981).

– Во второй серии опытов расход охлаждающей воды составил $12911 \text{ м}^3/\text{ч}$, что соответствует плотности орошения $8,01 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Перепад температур – $13,7 \text{ }^\circ\text{C}$, что соответствует удельной тепловой нагрузке на градирню $110 \text{ Мкал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ (превышение над значениями типового проекта $54 - 40 \text{ Мкал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$).

Охлаждающая способность градирен, в сравнении с нормативной характеристикой градирни 1600 м^2 , высотой башни – $54,1 \text{ м}$, высотой

воздухо-входного окна – 3,55 м, с двухъярусным асбоцементным оросителем высотой 3,2 м ($1,2 \times 2 + 0,8$) лучше нормативной на 6,34 °С.

– В третьей серии опытов расход охлаждающей воды составил 12911 м³/ч, что соответствует плотности орошения 8,01 м³/(м²·ч).

Перепад температур воды – 12,2 °С, что соответствует удельной тепловой нагрузке на градирню 98 Мкал/(м²·ч) (превышение над значениями типового проекта 32 – 28 Мкал/(м²·ч)).

Охлаждающая способность градирни в сравнении с нормативной характеристикой градирни 1600 м², высотой башни – 54,1 м, высотой воздухо-входного окна – 3,55 м, с двухъярусным асбоцементным оросителем высотой 3,2 м ($1,2 \times 2 + 0,8$) лучше нормативной на 3,97 °С.

Градирни № 1, 2 в измененном конструктивном содержании, включая новый ороситель ИК-100 высотой 1,2 м, работают с повышенной тепловой нагрузкой, превышающей расчетные значения до 100 %, при этом обеспечивают более эффективное охлаждение, чем градирня, работающая с асбошиферным оросителем по нормативной характеристике. Снижение температуры охлажденной воды относительно нормативных показателей составляет 4,49 °С: $(3,17 + 6,34 + 3,97) / 3 = 4,49$.

Достигнутые результаты превосходят планируемые как по расходу охлаждающей воды, так и по уровню снижения температуры охлажденной воды.

3. Полученные результаты после реконструкции подтверждают правильность принятых конструктивных и технологических решений. Прирост мощности составил 50 МВт с одновременным снижением вакуума в конденсаторах в среднем на 1,2 %. Стоимость введенного 1 кВт мощности составила ~ 1160 руб.

4. Реконструкция градирен выполнялась на основании результатов гидравлических и тепловых испытаний циркуляционных систем технического водоснабжения по проектам, включающим в себя комплекс связанных между собой расчетов, технологических решений и современных конструкций.

5. Реконструкция и ремонт каждой конкретной градирни выполнялись по разработанной на ТЭЦ программе повышения эффективности работы циркуляционной системы технического водоснабжения электростанции, в рамках общей программы технического перевооружения.

УДК 621.311.22

Проблемы промышленной безопасности газоходов и дымовых труб котельных установок

*Ю.В. Салов, В.А. Семашко, В.В. Варнашов,
А.И. Перепелицын, кандидаты техн. наук,
В.Е. Назаров, В.М. Порошин, инженеры*

В настоящее время пристального внимания в теплоэнергетическом комплексе заслуживает надежность работы газоотводящих трактов (внешние газоходы – дымовые трубы), которые на большинстве ТЭС и отопительных котельных находятся в неудовлетворительном состоянии. По данным [1, 2] в эксплуатации находятся свыше 1280 дымовых труб, обслуживающих более 90 % мощностей ТЭС РФ. Для отопительных котельных, например, только в Верхнее-Волжском регионе имеется свыше 20 тыс. труб. Наибольшую тревогу вызывают мощные ТЭЦ, расположенные в городской черте и снабжающие тепловой энергией районы с многотысячным населением. Обрушение внешних газоходов и дымовых труб в зимнее время может привести к отключению значительной тепловой мощности и к непредсказуемым экстремальным последствиям.

Основная масса эксплуатируемых в настоящее время газовых трактов была спроектирована и построена в 50 ÷ 70-х годах. Большая часть проектов не учитывала возможность перехода на другой вид сжигаемого топлива в современных экономических условиях, в том числе изменяющиеся режимы эксплуатации ТЭС. Из-за спада промышленного производства ТЭЦ, ГРЭС, отопительные и пиковые котельные установки работают значительную часть времени с нагрузкой 40 ÷ 50 % от установленной мощности.

В результате дымовые трубы и внешние газоходы, рассчитанные на работу с номинальной нагрузкой подключенных котлов, подвергаются ускоренному разрушению. Внешние газоходы и дымовые трубы, проработавшие более 30 ÷ 40 лет, сейчас находятся в аварийном состоянии.

Сегодня довольно часто старые проекты с отмеченными недостатками без всяких обоснований переносятся на новые объекты.

Современный уровень состояния научных исследований в области проектирования и эксплуатации газовых трактов с использованием средств вычислительной техники и новейшего программного обеспечения позволяет избежать отмеченных недостатков.

В ИГЭУ разработан комплекс программ, позволяющий оценивать состояние как существующих, так и проектируемых конструкций любых типов дымовых труб и газоходов. При этом принимается во внимание весь комплекс параметров, влияющих на надежность работы элементов конструкций:

- аэродинамические формы;
- тепловые характеристики;
- влажностные режимы;
- коррозионные процессы;
- параметры уходящих газов;
- режимы работы котельных установок;
- климатические условия.

Таким образом, имеется возможность смоделировать работу всего газового тракта во всех возможных режимах эксплуатации и оценить пригодность данного проекта. Более того, предусмотрены режимы расчета, позволяющие получить необходимые конструкции, удовлетворяющие заданным характеристикам, в автоматическом режиме.

К сожалению, пока недостаточно интенсивно ведутся работы по использованию новых материалов для газовых трактов. Хотя такие материалы имеются. Например, вполне оправдано применение фаолита и стеклофаолита, испытания которого проведены в натуральных условиях и показали хорошие результаты.

Необходимо отметить, что в настоящее время возникло довольно много различных организаций, берущихся за выполнение обследований и ремонтных работ. Однако уровень таких работ практически сводится к «косметическому» ремонту, не устраняющему причины разрушений.

Настоящий период времени характеризуется некоторыми общими особенностями эксплуатации котельных установок.

В условиях переменных нагрузок котлов и при наличии требований энергосбережения температура уходящих газов может снижаться ниже температуры «точки росы». При работе на сернистых топливах это приводит к конденсации агрессивных паров серной кислоты на стенках и в толще ограждающих конструкций газоходов и дымовых труб с последующим их разрушением.

Например, на одной из отопительных котельных в целях энергосбережения была снижена температура уходящих газов путем установки экономайзера. В результате внутренние поверхности газоходов после экономайзера и дымовой трубы были буквально залиты конденсатом из-за снижения температуры уходящих газов ниже температуры «точки росы», что привело к интенсивному разрушению строительных конструкций.

Немаловажное значение имеет влажностный режим работы ограждающих конструкций. Исключение возможности образования конденсата

на внутренних поверхностях еще не гарантирует ограждение от увлажнения, происходящего в результате сорбции и конденсации паров в толще самих ограждений. При наличии агрессивных компонентов образующийся конденсат вызывает разрушения внутри ограждающих конструкций. Ситуация значительно усложняется в зимних условиях эксплуатации, когда при остановках котельных установок скопившаяся в толще ограждения влага замерзает и, расширяясь, приводит к дополнительным разрушениям.

Ликвидировать образование влаги в толще ограждений или свести к минимуму можно только на стадии проектирования путем правильного выбора конструкции тепловой изоляции. Поэтому при проектировании газового тракта расчеты влажностного режима ограждающих конструкций должны выполняться в обязательном порядке. Тем не менее такие расчеты проводятся лишь в единичных случаях, а многие проектировщики их никогда не выполняют.

В наихудшем положении находятся дымовые трубы котельных из сборного железобетона, у которых тепловлажностные характеристики находятся в наиболее неблагоприятном диапазоне. Например, расчеты таких труб показали, что изначально спроектированная их конструкция не обеспечивает нужные температурно-влажностные условия эксплуатации (рис. 1).

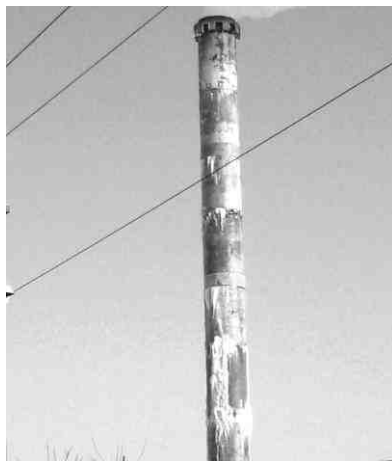


Рис. 1. Дымовая труба из сборных железобетонных колец (выход конденсата водяных паров наружу через стыки царг и его замерзание)

Отсутствие учета особенностей тепловлажностного режима ограждающих конструкций в типовых проектах кирпичных дымовых труб во многих случаях приводит к выходу конденсата на наружную поверхность труб, его замерзанию в зимний период времени и интенсивному разрушению кирпичной кладки.

Одной из причин разрушения газоотводящих стволов дымовых труб являются недопустимые термические напряжения, возникающие из-за большого температурного перепада по толщине футеровки вследствие неправильного проектирования.

На большинстве дымовых труб с вентилируемым зазором между футеровкой и несущей железобетонной оболочкой вентиляторы и калориферы находятся в неработоспособном состоянии или не установлены вовсе. Отсутствие подогрева воздуха на входе в вентилируемый канал приводит к тому, что футеровка разрушается из-за высокого температурного перепада ($100 \div 120$ °С) по ее толщине, значительно превышающего допустимый предел ($50 \div 60$ °С).

Например, на дымовой трубе № 1 Костромской ГРЭС с вентилируемым зазором до реконструкции температурный перепад на футеровке достигал 120 °С. Нанесенный на внутреннюю поверхность футеровки торкретбетон разрушился через три года после ввода трубы в эксплуатацию.

В течение нескольких лет произошло растрескивание и разрушение футеровки. Вследствие этого далее интенсивному разрушению подвергся и несущий железобетонный ствол. Для продления ресурса работы блоков № 1 ÷ 4 мощностью по 300 МВт газоотводящий их тракт был реконструирован полностью (внешние газоходы – дымовая труба).

На ряде ТЭС надежная работа дымовых труб с вентилируемым зазором не обеспечивается даже в условиях подогрева воздуха из-за проектных ошибок в расчете соотношений термических сопротивлений внутреннего и наружного стволов. Это приводит к резкому снижению срока службы труб данной конструкции и многократному увеличению затрат на их ремонт и восстановление.

На ТЭЦ-27 ОАО «Мосэнерго» дымовая труба с вентилируемым зазором была реконструирована путем засыпки зазора вермикулитом в целях «утепления» футеровки. Это привело к увеличению зоны наложения отрицательных температур на зону конденсации влаги. В результате возросла вероятность замерзания конденсата и разрушения ствола.

На дымовых трубах с металлическими газоотводящими стволами (Киришская ГРЭС, Костромская ГРЭС, ТЭЦ-25 «Мосэнерго» и др. [1, 2]) происходит переохлаждение и разрушение металла на оголовках (выступающие части стволов), в местах сопряжения отдельных царг стволов и соединения с газоходами с нарушенной или неустановленной теплоизоляцией, неисправных компенсаторов, не закрытых монтажных и дверных проемов в железобетонном стволе. Ситуацию усугубляют нарушения целостности внешних газоходов с образованием в них сквозных отверстий, что приводит к увеличению присосов наружного воздуха. Все эти недостатки, допущенные в

ходе проектирования, строительства и эксплуатации внешних газоходов и дымовых труб, приводят к преждевременному выходу их из строя.

При сжигании твердого топлива в газовом тракте образуются значительные золыстые отложения, приводящие к увеличению его аэродинамического сопротивления и даже к обрушению строительных конструкций под тяжестью отложений. Участками значительных отложений являются диффузор-повороты после дымососов, обычные повороты и тройники газоходов, а также оголовки и цокольные части дымовых труб. Это связано с тем, что указанные участки проектировались без достаточного обоснования аэродинамических форм элементов трактов. Нельзя не заметить, что сегодня многие проекты новых или реконструируемых внешних газоходов по-прежнему практически не учитывают современные требования к аэродинамическим схемам и имеют те же ошибки проектирования.

Выводы

Перечисленные факторы, влияющие на надежность работы газоотводящих трактов котлоагрегатов, должны учитываться при их проектировании и реконструкции.

Библиографический список

1. **Циркуляр Ц-02-97(Т)**. О повышении надежности дымовых труб и газоходов тепловых электростанций / Департамент науки и техники РАО «ЕЭС России», СПО «ОРГРЭС». – М., 1999. – С. 4.
2. **Энергопресс**. – № 7 (273). – 18.02.2000 .

УДК 621.311.22

Разработка новых оголовков дымовых труб № 1 и 2 Костромской ГРЭС

*Ю.В. Салов, В.В. Варнашов, С.Н. Балдин,
Н.Н. Балдин, кандидаты техн. наук, В.Е. Назаров, инж.*

Выходная часть дымовой трубы (оголовок) находится в наиболее неблагоприятных условиях эксплуатации. При этом часть дымовых газов, выходящих из трубы, опускается вдоль ее наружной по-

верхности с подветренной стороны, вызывая окутывание трубы. Смешиваясь с атмосферным воздухом и осадками, соприкасаясь с наружной поверхностью трубы, опускающиеся дымовые газы охлаждаются. Содержащиеся в них водяные пары конденсируются, и образующаяся жидкая агрессивная среда вызывает разрушение окутываемого участка трубы. Коррозии подвергаются все наружные металлоконструкции (светофорные площадки, лестницы, элементы молниезащиты), попадающие в зону самоокутывания.

Процесс самоокутывания газоотводящей трубы зависит главным образом от распределения давления на поверхности верхней ее части. Поперечное обтекание трубы воздушным ветровым потоком создает разрежение на поверхности оголовка. При соотношении скоростей дымовых газов и ветрового потока $W_g / U_g < 1,9$ разрежение на поверхности трубы возрастает по мере удаления от ее устья [1], в результате чего происходит процесс самоокутывания. В значительной степени на этот процесс влияет конструктивное исполнение оголовков.

Установленная мощность Костромской ГРЭС (3600 МВт) включает в себя восемь энергоблоков по 300 МВт и один энергоблок 1200 МВт. Дымовые газы от энергоблоков 300 МВт ст. № 1 ÷ 4 с котлами ТГМП-114 (I очередь ГРЭС) отводятся в атмосферу через железобетонную дымовую трубу № 1 с металлическим газоотводящим стволом высотой $H = 270$ м и выходным диаметром устья $D_{вых} = 9$ м [2]. Высота железобетонной оболочки составляет 265 м. Диффузор газоотводящего ствола выступает над ней на 5 м. Подобная конструкция оголовка (рис. 1, а) способствует его самоокутыванию уходящими дымовыми газами.

Энергоблоки 300 МВт ст. № 5 ÷ 8 с котлами ТГМП-314 (II очередь) подключены к независимым металлическим газоотводящим стволам высотой 255 м с выходными диаметрами 4,5 м в общей железобетонной оболочке дымовой трубы № 2 [3]. Стволы выступают над железобетонной оболочкой на 5,4 м (рис. 1, б). Верхняя их часть с отм. 250 м наклонена к центральной оси дымовой трубы под углом 8° в целях более раннего объединения потоков газов от всех стволов и создания общего дымового факела [4].

Подобная конструкция оголовка при отключении некоторых блоков способствует задуванию уходящих газов от работающих стволов в неработающие стволы. При сжигании в котлах мазута происходит конденсация паров серной кислоты на охлажденных поверхностях неработающих стволов. Это вызывает интенсивную низкотемпературную их коррозию. Наблюдения за работой дымовой трубы в течение всего времени ее эксплуатации (более 30 лет) показали, что основные разрушения произошли на

выступающих участках металлических стволов выше отм. 250 м. Под воздействием коррозии разрушению подверглись защитный кожух, теплоизоляция, а затем и металл оголовков до появления сквозных отверстий.

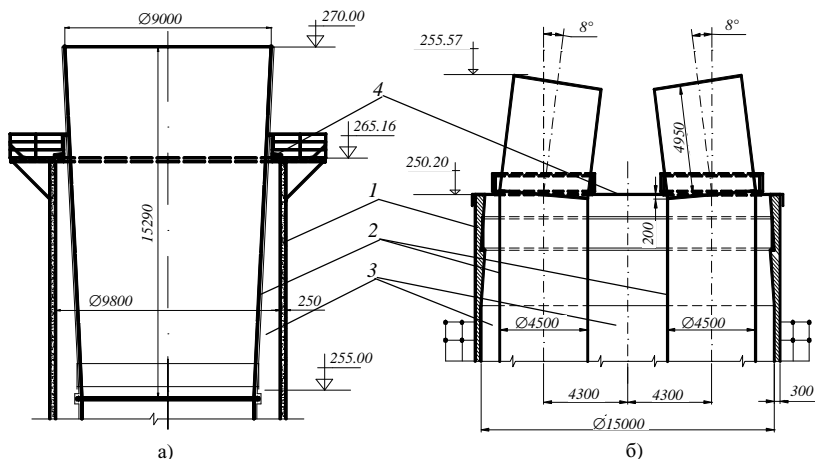


Рис. 1. Существующие конструкции оголовков дымовой трубы № 1 (а) и № 2 (б) Костромской ГРЭС:
1 – железобетонный ствол; 2 – газоотводящий ствол;
3 – межтрубное пространство; 4 – кровельное перекрытие

С целью повышения надежности работы дымовых труб № 1 и 2 в «ОНИЛ ОВВБ ТЭС и АЭС» ИГЭУ проведена вариантная разработка новых конструкций их оголовков, направленных на уменьшение процесса самоокатывания.

Выступающую часть диффузора газоотводящего ствола трубы № 1 предлагается заключить в кожух (рис. 2, а, поз. 4), который имеет форму конфузора. В верхней части между кожухом и газоотводящим стволом имеется кольцевой зазор (рис. 2, а, поз. б), связывающий межтрубное пространство с атмосферой. При этом в месте выхода ствола через кровлю на отм. 265 м необходимо организовать воздушный зазор для выхода воздуха из межтрубного пространства.

Окна и дверные проемы в железобетонной оболочке трубы необходимо при этом плотно закрыть для организованного выхода воздуха из межтрубного пространства через вентиляционные зазоры в перекрытии.

Предлагаемая конструкция оголовка дымовой трубы работает следующим образом. Уходящие газы через внутренний канал газоотводяще-

го ствола и диффузор оголовка удаляются наружу в атмосферу. Воздух из межтрубного пространства проходит через кольцевой зазор (рис. 2, а, поз. б) и поступает в подветренную область оголовка. Это увеличивает давление воздуха в этой области и снижает подсос уходящих газов из корневой области дымового факела.

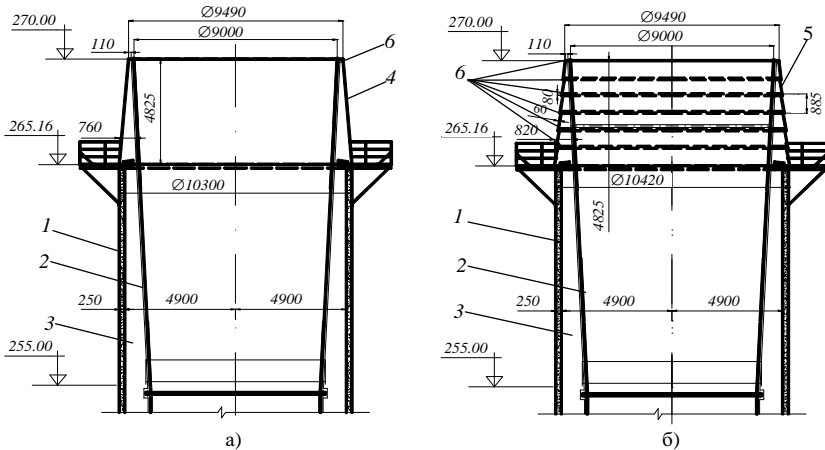


Рис. 2. Технические решения по конструкции оголовка дымовой трубы № 1, направленные на уменьшение его самоокутывания:
 а – со сплошным кожухом; б – с перфорированным кожухом.
 1 – железобетонный ствол; 2 – газоотводящий ствол; 3 – межтрубное пространство;
 4 – защитный кожух; 5 – защитный кожух из конфузурных колец, размещенных относительно друг друга внахлест с зазором; 6 – кольцевой воздушный зазор

Для подтверждения эффективности такой конструкции оголовка были проведены экспериментальные модельные исследования на «запыленном» потоке (рис. 3). Исследования показали, что для новой конструкции оголовка процесс самоокутывания начинается при большей скорости сносящего потока, чем для существующей конструкции.

Для определения площади кольцевого зазора, при которой обеспечивается максимальная скорость выхода воздуха из межтрубного пространства, выполнены теплоаэродинамические расчеты дымовой трубы № 1. В расчетах принимались следующие параметры уходящих газов за котлами ТГМП-114 при номинальной нагрузке энергоблоков № 1 ÷ 4 (топливо – природный газ): температура уходящих газов – 145 °С, объемный расход газов на входе в газоотводящий ствол – 1818 м³/с.

Рис. 3. Экспериментальное исследование новой конструкции оголовка дымовой трубы № 1 на модели со сносящим воздушным потоком:

1 – внешняя оболочка трубы; 2 – защитный кожух, закрывающий диффузор газоотводящего ствола; 3 – кольцевой зазор между кожухом и диффузором, для выхода воздуха из межтрубного пространства в атмосферу; 4 – воздушный поток из трубы, овидненный табачным дымом



Из рис. 4 видно, что максимальная выходная скорость воздуха имеет место при площади зазора $0,4 \div 0,55 \text{ м}^2$.

Каркас для крепления обшивки кожуха может быть выполнен из труб $\varnothing 32 \text{ мм}$ от старых пароперегревателей паровых котлов ТГМП-314 или ТГМП-114. Снаружи каркас обшивается материалом обшивки существующего кожуха диффузора – листами из нержавеющей стали марки 12Х18Н10Т толщиной 1,5 мм. При этом дополнительно потребуется около 15 м^2 (массой 0,15 т) металлических листов.

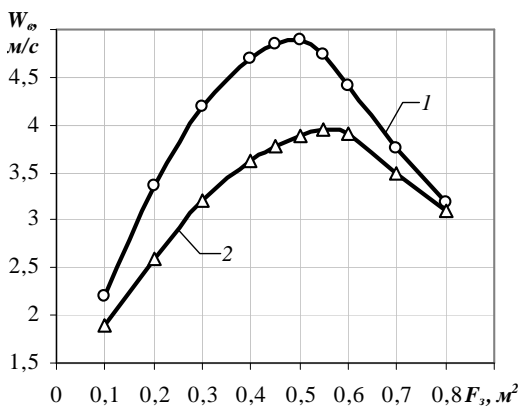


Рис. 4. Изменение скорости воздуха на выходе из межтрубного пространства в зависимости от площади кольцевого зазора и температуры наружного воздуха:

1 – $t_{нар} = -15^\circ\text{C}$;
2 – $t_{нар} = +25^\circ\text{C}$

Кожух также может выполняться составным из конфузورных колец (см. рис. 2, б, поз. 5), размещенных относительно друг друга внахлест с зазором [5]. Воздух из межтрубного пространства проходит через кольцевые зазоры между конфузорными кольцами и поступает в подветренную область оголовка. Боковой сносящий поток ветра «запирает» кольцевые зазоры с наветренной стороны кожуха, увеличивая, таким образом, скорость выхода воздуха с теневой стороны. Это приводит к увеличению давления воздуха у подветренной поверхности оголовка и уменьшению его самоокутывания.

Для защиты выступающих участков металлических газоотводящих стволов дымовой трубы № 2 предлагается снаружи их закрыть общим кожухом с перекрытием между стволами (рис. 5). Кожух выполняется в виде волнообразного конфузора, опоясывающего газоотводящие стволы по их периметру [6]. Между волнообразным конфузуром в верхней части кожуха и теплоизоляцией газоотводящих стволов выполняется воздушный зазор (рис. 5, поз. 5) шириной 150 мм для организованного выхода воздуха межтрубного пространства и защиты оголовков от самоокутывания. Верхняя часть наружной оболочки волнообразного кожуха между стволами имеет перекрытие для предотвращения попадания внутрь атмосферных осадков. Перекрытие выполняется из нескольких плоскостей с уклоном на наружную сторону для организации стока конденсата и воды.

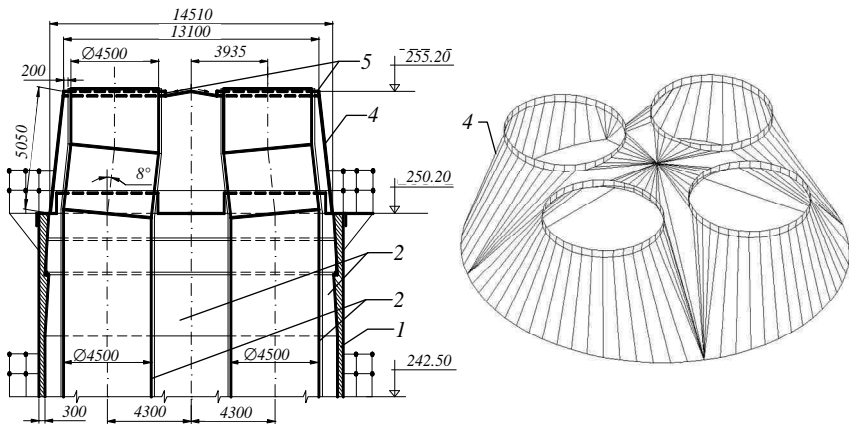


Рис. 5. Технические решения по конструкции оголовка дымовой трубы № 2, направленные на уменьшение его самоокутывания:

- 1 – железобетонный ствол; 2 – газоотводящие стволы; 3 – межтрубное пространство;
- 4 – общий защитный кожух с перекрытием между стволами;
- 5 – кольцевые воздушные зазоры

Для выполнения такого кожуха требуется выправить уклон верхней части всех стволов до вертикального положения. В местах выхода стволов через кровлю на отм. 250,2 м необходимо оставить воздушные зазоры. Окна и дверные проемы в железобетонной оболочке необходимо при этом плотно закрыть для предотвращения переохлаждения металлических газоотводящих стволов, а также для организации выхода воздуха из межтрубного пространства в промежутки между стволами на отм. 250,2 м.

Воздушный поток, выходящий из кольцевых зазоров на срезе каждого газоотводящего ствола, предотвращает занос газов от работающих стволов в отключенные при останове части энергоблоков. Волнообразная форма кожуха для многоствольной трубы способствует увеличению давления воздуха с подветренной стороны и уменьшению самоокутывания оголовка.

Для оценки теплового режима работы существующей и рекомендуемой конструкций оголовка трубы № 2 выполнен расчет температуры стенок металлических стволов на отм. 250 ÷ 255 м. При расчете принимались следующие исходные данные: нагрузка энергоблоков – 300 МВт; температура уходящих газов – 150 °С; объемный расход газов на входе в газоотводящий ствол – 450 м³/с; температура наружного воздуха – (–20) °С; толщина теплоизоляции стволов – 180 мм.

Результаты теплотехнических расчетов (таблица) показывают, что при установке общего кожуха на все четыре оголовка металлических стволов трубы № 2 температурный режим металла стволов повышается по сравнению с существующим на 50 °С, а температура внутренней стенки металла лежит выше температуры точки росы.

Результаты теплотехнического расчета оголовка дымовой трубы № 2 Костромской ГРЭС

Наименование величин	Конструкция оголовка	
	существующая	рекомендуемая
Температура внутренней стенки ствола $t_{ст}^{вн}$, °С	98	148,1
Температура наружной поверхности теплоизоляции $t_{из}^{нар}$, °С	–	22,8
Температура воздуха в межтрубном пространстве $t_{пр}^{вн}$, °С	–	20
Температура наружной поверхности кожуха $t_{кож}^{нар}$, °С	–	–6
Разность температур «газ-стенка» $\Delta t_{г-ст}$, °С	52	1,9

Выводы

1. Разработаны новые технические решения по оголовку дымовой трубы № 1 Костромской ГРЭС, направленные на уменьшение его самоокутывания дымовыми газами. Для внедрения рекомендуется второй вариант

реконструкции (рис. 2, б) с установкой составного кожуха из конфузурных колец, размещенных относительно друг друга внахлест с зазором.

2. Разработаны новые технические решения по оголовку дымовой трубы № 2 Костромской ГРЭС, позволяющие защитить выступающие над железобетонной оболочкой дымовой трубы металлические оголовки газоотводящих стволов от самоокутывания и дальнейшего их разрушения от низкотемпературной коррозии.

Библиографический список

1. Рихтер Л.А., Гаврилов Е.И., Прохоров В.Б. Причины и условия возникновения процесса самоокутывания дымовых труб // Теплоэнергетика. – 1980. – № 11. – С. 15–18.
2. Проект реконструкции газоотводящего тракта первой очереди Костромской ГРЭС / Ю.В. Салов, О.Е. Таран, В.В. Варнашов и др. // Электр. станции. – 1999. – № 7. – С. 72–75.
3. Реконструкция оголовка дымовой трубы № 2 Костромской ГРЭС / Ю.В. Салов, Н.Н. Балдин, А.А. Квардаков и др. // Тр. ИГЭУ. Вып. 3 / Под ред. А.В. Мошкарина. – Иваново, 1999. – С. 116–119.
4. Рихтер Л.А. Тепловые электрические станции и защита атмосферы. – М.: Энергия, 1975.
5. Дымовая труба / Ю.В. Салов, В.В. Варнашов, С.Н. Балдин и др.: Свидетельство на полезную модель № 30418 // Бюл. «Открытия и изобретения». – № 18. – М.: Роспатент, 2003.
6. Многоствольная дымовая труба / Ю.В. Салов, О.Е. Таран, В.В. Варнашов и др.: Свидетельство на полезную модель № 28529 // Бюл. «Открытия и изобретения». – № 19. – М.: Роспатент, 2003.

УДК 621.311.22

Повышение надежности работы дымовой трубы энергоблока 1200 МВт

*Ю.В. Салов, В.В. Варнашов, С.Н. Балдин,
Н.Н. Балдин, кандидаты техн. наук, В.Е. Назаров, инж.*

Дымовая труба № 3 Костромской ГРЭС с кремнебетонным газоотводящим стволом проектировалась для отвода дымовых газов от двух энергоблоков мощностью 1200 МВт [1]. В настоящее время к ней подключен только один энергоблок. Скорость газов на выходе из трубы составляет $8 \div 12$ м/с, что способствует самоокутыванию ее верхней части при скорости ветра $4 \div 6$ м/с [2]. В результате 24-летней эксплуатации трубы оголовки подвергся значительным разрушениям (рис. 1).

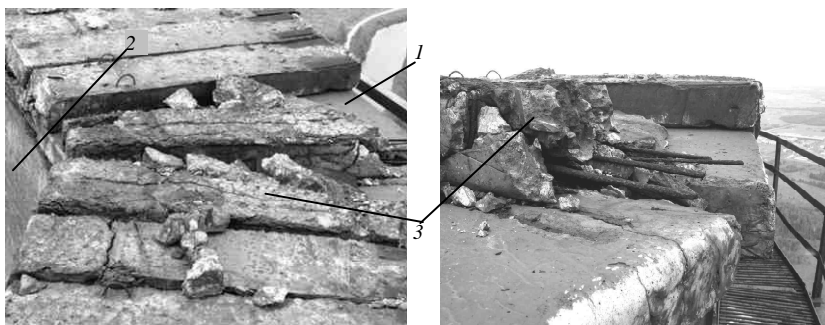


Рис. 1. Оголовок дымовой трубы № 3:

1 – железобетонный ствол; 2 – диффузор газоотводящего ствола; 3 – кремнебетонные плиты перекрытия межтрубного пространства

На рис. 2, а представлена существующая схема оголовка дымовой трубы № 3. Карнизные кремнебетонные плиты полностью перекрывают воздушный зазор, что приводит к запираню воздуха и невозможности его выхода наружу. Кремнебетонные плиты газоотводящего ствола являются паропроницаемыми, поэтому водяные пары из уходящих газов проникают в воздушный вентилируемый канал и скапливаются в верхней его части.

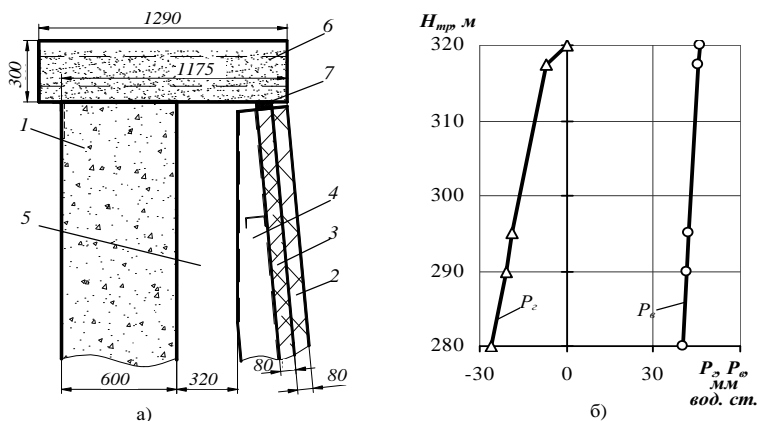


Рис. 2. Существующая конструкция оголовка (а) и эпюры статических давлений (б) газов и воздуха в верхней части дымовой трубы № 3:

1 – железобетонный ствол; 2 – кремнебетонная плита диффузора; 3 – теплоизоляция плиты диффузора; 4 – каркас плиты диффузора; 5 – воздушный вентилируемый канал; 6 – карнизная плита перекрытия; 7 – уплотнения во фторопластовой оболочке

На рис. 2, б представлены эпюры статических давлений газов в стволе и воздуха в межтрубном пространстве при $N_{\text{бл}} = 1200$ МВт и $t_{\text{нар}} = -15$ °С. В верхней части воздушного канала создается статическое давление выше атмосферного, что приводит к выходу влажного воздуха через вытяжные окна (отм. 305,6 ÷ 307,7 м). Водяные пары конденсируются и замерзают в виде наледей, которые создают опасность их обрушения и повреждения расположенных поблизости от трубы объектов.

В целях повышения надежности работы дымовой трубы № 3 проведена вариантная разработка новой конструкции оголовка, направленной на уменьшение самоокутывания и ликвидацию образования наледей в верхней части трубы.

Существующее перекрытие из плит (рис. 2, поз. б) предлагается заменить на металлический колпак, позволяющий обеспечить организованный выход влажного воздуха из межтрубного пространства через вентиляционные отверстия. При этом вытяжные окна в железобетонном стволе на отм. 297,5 и 305,8 м должны быть герметично закрыты.

Для определения необходимой величины площади вентиляционных отверстий выполнены теплоаэродинамические расчеты дымовой трубы, результаты которых представлены на рис. 3. В расчетах принимались следующие параметры уходящих газов за котлом ТГМП-1202 при номинальной нагрузке энергоблока № 9 (топливо – природный газ): температура уходящих газов – 150 °С, объемный расход газов на входе в газоотводящий ствол – 1700 м³/с.

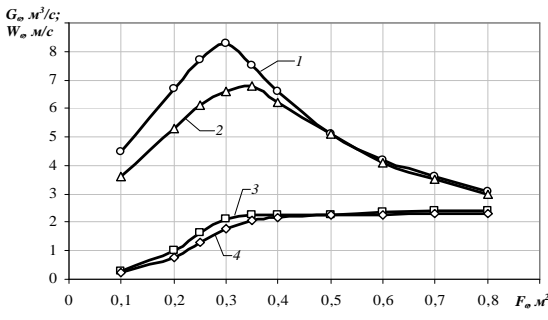


Рис. 3. Изменение объемного расхода (G_v) и скорости (W_v) воздуха из межтрубного пространства в зависимости от площади вентиляционных отверстий (F_v):
 1, 2 – $W_v = f(F_v)$ при $t_{\text{нар}} = -15$ °С и $t_{\text{нар}} = +25$ °С;
 3, 4 – $G_v = f(F_v)$ при $t_{\text{нар}} = -15$ °С и $t_{\text{нар}} = +25$ °С

Из рис. 3 видно, что объемный расход вентилируемого воздуха возрастает при увеличении площади вентиляционных отверстий до $F_v = 0,4$ м² и далее изменяется незначительно. Выходная скорость воздуха принимает максимальные значения при площади вентиляционных отвер-

стей $F_6 = 0,3 \div 0,35 \text{ м}^2$. Таким образом, наиболее эффективная вентиляция межтрубного пространства будет осуществляться при $F_6 = 0,3 \div 0,4 \text{ м}^2$.

Варианты выполнения нового карнизного перекрытия межтрубного пространства изображены на рис. 4.

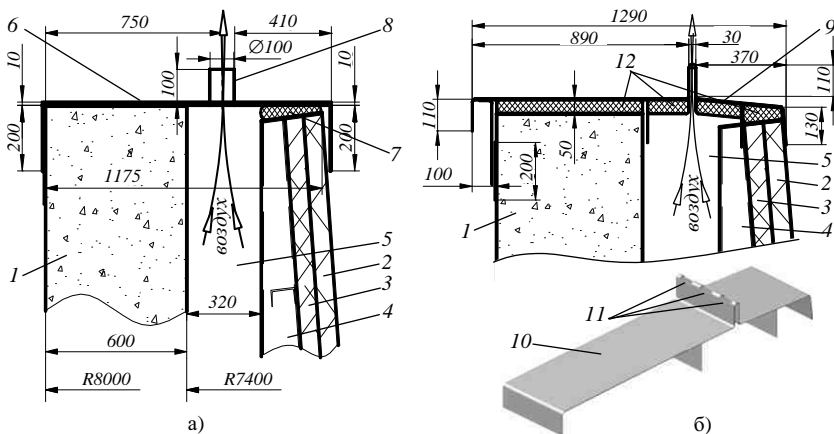


Рис. 4. Схема вариантов реконструкции оголовка дымовой трубы № 3:

1 – железобетонный ствол; 2 – кремнебетонная плита диффузора; 3 – теплоизоляция плиты диффузора; 4 – каркас плиты диффузора; 5 – воздушный вентилируемый канал; 6 – металлическое перекрытие; 7 – уплотнение; 8 – металлическая труба с $D_y = 100 \text{ мм}$; 9 – металлический колпак из отдельных звеньев; 10 – звено колпака из металлического листа; 11 – вентиляционные отверстия для выхода воздуха из межтрубного пространства; 12 – теплоизоляционные маты во фторопластовой оболочке

По варианту «а» (рис. 4) перекрытие сооружается по упрощенной схеме в виде настила. Масса нового перекрытия, выполняемого из нержавеющей стали, составляет около 2,5 т, что значительно легче существующей конструкции ($\approx 50 \text{ т}$). Вентиляция осуществляется через металлические трубы (рис. 4, а, поз. 8), равномерно установленные по периметру оголовка. Величине $F_6 = 0,3 \div 0,4 \text{ м}^2$ соответствует установка $40 \div 50$ труб внутренним диаметром 100 мм.

По варианту «б» колпак собирается из отдельных звеньев (рис. 4, б, поз. 10). Выход воздуха осуществляется через вентиляционные отверстия (рис. 4, б, поз. 11), расположенные по периметру колпака. Такая конструкция сложнее конструкции предыдущего варианта, но обеспечивает более эффективную защиту от самоокутывания за счет организации равномерного поля выходной скорости воздуха из межтрубного пространства.

В июле-августе 2004 года была проведена реконструкция оголовка дымовой трубы № 3. По первоначальному проекту разрушенное карнизное перекрытие из кремнебетонных плит заменялось монолитным перекрытием из сталефибробетона толщиной 250 мм по внешнему периметру и 300 мм по внутреннему. Масса такого перекрытия составляет около 45 т. По рекомендации «ОНИЛ ОВВБ ТЭС и АЭС» ИГЭУ в проект реконструкции внесены изменения, согласно которым по периметру монолитного перекрытия были установлены 50 металлических труб диаметром 100 мм для вентиляции верхней части межтрубного пространства. Толщина монолитного перекрытия была уменьшена на 100 мм, что облегчило ее на 16 т. Внешний вид оголовка после реконструкции представлен на рис. 5.

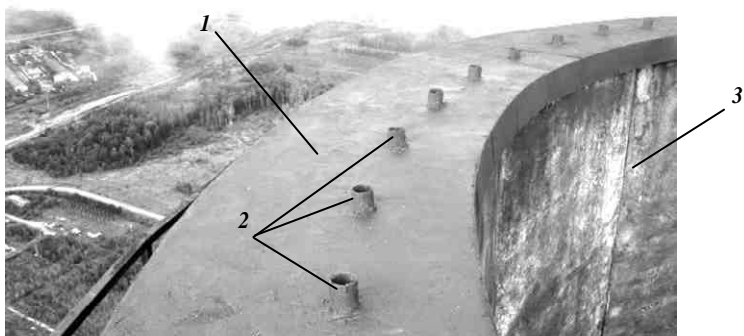


Рис. 5. Общий вид оголовка дымовой трубы № 3 после реконструкции:
1 – монолитное перекрытие из сталефибробетона; 2 – металлические трубы $D_y = 100$ мм;
3 – кремнебетонные плиты диффузора газоотводящего ствола

Выводы

1. Разработаны новые технические решения по улучшению конструкции оголовка дымовой трубы № 3, направленные на повышение его надежности и ликвидацию образования наледей в верхней части трубы при низких температурах наружного воздуха.

2. Техническое решение по варианту «а» (рис. 4, а) было использовано при проведении реконструкции оголовка в июле-августе 2004 года.

3. Разработанные технические решения рекомендуется использовать при реконструкции оголовков других ТЭС.

Библиографический список

1. **Повышение** эффективности работы газоотводящего тракта энергоблока 1200 МВт ОАО «Костромская ГРЭС» / С.Н. Балдин, Н.Н. Балдин, Ю.В. Салов, В.В. Варнашов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2003. – № 4. – С. 56–60.

2. **Рихтер Л.А.** Газовоздушные тракты тепловых электростанций. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984.

УДК 621.311.22

**Разработка новых оголовков дымовых труб
ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго»**

*Ю.В. Салов, С.Н. Балдин, В.В. Варнашов, кандидаты техн. наук,
Е.В. Чернышев, В.М. Порошин, инженеры*

ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго», работающая на кузнецком тощем угле и природном газе, состоит из трех очередей.

Первая очередь состоит из шести котлов паропроизводительностью по 420 т/ч и шести турбин (2×ПТ-60-130, 4×ПТ-65/75-130/13). Для отвода дымовых газов в атмосферу сооружены две дымовые трубы высотой $H = 119,7$ м диаметром устья $d_y = 7,0$ м. К дымовой трубе № 1 подключены три котла ТП-80 (ст. № 1, 2, 3), к трубе № 2 три котла ТП-87 (ст. № 4, 5, 6).

Вторая очередь состоит из двух котлов ТП-87, двух теплофикационных турбин Т-100-130 и двух пиковых водогрейных котлов типа ПТВМ-180. Энергетические и водогрейные котлы совместно подключены к дымовой трубе № 3 ($H = 119,7$ м, $d_y = 7,0$ м), причем газоходы энергетических котлов подключены в нижнюю часть трубы, а пиковых водогрейных – в верхние окна.

Третья очередь состоит из трех энергоблоков Т-250/300-240 с котлами ТПП-210А, подключенными каждый к своей дымовой трубе, соответственно № 4, 5, 6 ($H = 119,7$ м, $d_y = 7,2$ м). Помимо энергетических котлов к каждой трубе подключены по два пиковых водогрейных котла типа ПТВМ-180.

Дымовые трубы состоят из несущей железобетонной оболочки и кирпичной футеровки, которая состоит из отдельных звеньев, опирающихся на консольные выступы железобетонной оболочки. Между футе-

ровкой и несущей железобетонной оболочкой выполнен неvented воздушный зазор от консоли до консоли. На дымовых трубах № 1 и 2 зазор заполнен теплоизоляцией из минераловатных матов. Для защиты от атмосферных осадков пространство между футеровкой и несущей оболочкой в верхней части трубы перекрыто колпаком. Колпак выполнен из чугуна и собирается из отдельных секций (рис. 1).

Оголовки дымовых труб подвергаются воздействиям агрессивных дымовых газов и атмосферных осадков. Кирпичная футеровка дымовых труб в процессе эксплуатации имеет тенденцию к росту. Причинами этого являются насыщение кирпича влагой, сульфатация раствора и температурные воздействия. Растущая футеровка приподнимает защитный колпак, нарушая его целостность. В результате возникает необходимость в перекладке звеньев колпака с одновременным удалением части футеровки, поднявшейся выше проектной отметки.

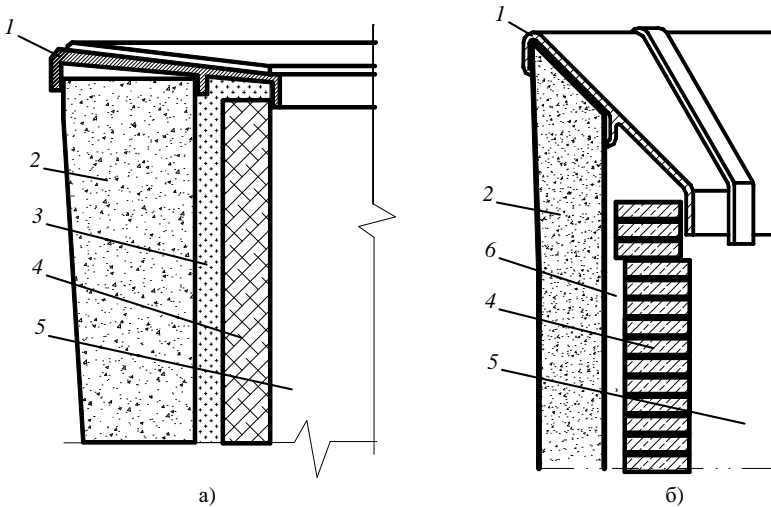


Рис. 1. Схемы оголовков дымовых труб ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго»:

а – дымовые трубы № 1 ÷ 3; б – дымовые трубы № 4 ÷ 6;

1 – чугунные звенья колпака; 2 – железобетонная несущая оболочка; 3 – теплоизоляция;

4 – футеровка; 5 – газовый канал; 6 – воздушный зазор

При сжигании твердого топлива происходит сепарация и осаждение золы на оголовках дымовых труб. Это явление наблюдается, когда скорость газового потока становится ниже скорости витания золовых частиц.

Таким образом, процесс осаждения интенсифицируется при работе котлов на пониженных нагрузках.

Под воздействием атмосферных осадков образуются плотные золотые отложения в виде «шапок», которые создают опасность обрушения. Работы по очистке и ремонту оголовков требуют останова подключенного к трубам оборудования и связаны со сложными высотными работами.

В ОНИЛ ОВВБ ТЭС и АЭС разработаны новые конструкции оголовков, позволяющие предотвратить их разрушения и образование золотых отложений на верхнем обрезе дымовых труб. В результате проведенных экспериментальных модельных исследований на запыленном потоке золы кузнецкого тощего угля, сжигаемого на ТЭЦ-22, получены оптимальные геометрические параметры новых конструкций. При этом для исключения сепарации и оседания золы на оголовке угол наклона стенок колпака должен быть не менее 60° к горизонту.

В целях повышения надежности работы и ликвидации золотых отложений для дымовых труб № 1 ÷ 6 разработаны совершенно новые конструктивные решения по оголовку [1].

Оптимизация угла наклона пластин каждого звена колпака выполняется с учетом экологических факторов и с учетом экономичности газоотводящего тракта.

В таблице представлены результаты расчета изменения суммарной приземной концентрации NO_x в атмосфере при установке новых колпаков на все дымовые трубы ТЭЦ по сравнению с существующими чугунными колпаками.

Результаты расчета изменения суммарной приземной концентрации вредных выбросов в атмосфере в зависимости от варианта замены существующих чугунных колпаков на новые конструкции

Номер дымовой трубы	Характеристики источников выбросов							
	Существующий вариант		Новый вариант 1 колпак диффузорный		Новый вариант 2 колпак цилиндрический		Новый вариант 3 колпак конфузорный	
	H, м	$D_{уст}$, с	H, м	$D_{уст}$, с	H, м	$D_{уст}$, с	H, м	$D_{уст}$, с
1		7,0		7,2		7,0		6,5
2		7,0		7,2		7,0		6,5
3	119,7	7,0	120,25	7,2	121,0	7,0	121,0	6,5
4		8,4		8,0		7,2		6,5
5		8,4		8,0		7,2		6,5
6		8,4		8,0		7,2		6,5
ΣC^*_m	1		0,983		0,962		0,925	

* – относительная величина $\Sigma C_{Mi} / \Sigma C_{M_{сущ}}$

В расчетах принималось, что все дымовые трубы работают с номинальной нагрузкой в зимний период эксплуатации. Расчеты выполнялись на ЭВМ с использованием разработанной программы по расчету рассеивания вредных выбросов в соответствии с ОНД-86 [2].

Из таблицы видно, что при установке новых колпаков суммарная приземная концентрация снижается по сравнению с концентрацией существующего варианта. При этом для варианта колпака с цилиндрическим внутренним каналом снижение приземной концентрации составляет 3,8 %, а для конфузорного канала – 7,5 %. Таким образом, установка новых колпаков позволяет увеличить высоту выброса факела и снизить приземные концентрации вредных выбросов.

При установке на оголовки труб конфузорных колпаков в верхней части трубы возможно возникновение избыточного статического давления. Для определения аэродинамических режимов работы дымовых труб для примера выполнен аэродинамический расчет дымовой трубы высотой $H = 121$ м с изменяющимся выходным диаметром от 7,0 до 6,2 м при диаметре газоотводящего ствола в месте установки колпака 7,2 м.

Результаты вариантных расчетов представлены на рис. 2 в виде изменения эпюр статических давлений уходящих газов в верхней части трубы. Из рис. 2 видно, что избыточное статическое давление газов возникает при уменьшении выходного диаметра конфузора с 7,0 до 6,2 м.

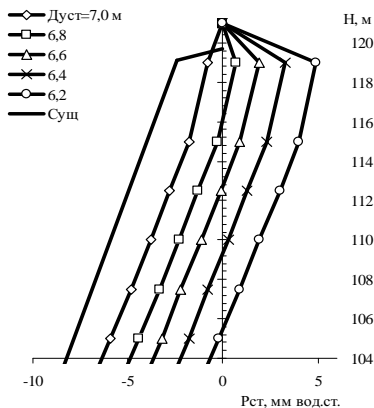


Рис. 2. Изменение эпюр статических давлений в верхней части дымовой трубы $H = 120$ м ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго» в зависимости от выходного диаметра колпака на оголовке

На рис. 3 показаны компоновочные схемы для оголовков дымовых труб ТЭЦ с новыми колпаками, выполняемыми из нержавеющей стали и собираемыми из отдельных звеньев. Звенья снаружи привариваются к бандажному кольцу, установленному по периметру несущей железобетонной оболочки и закрепляются снаружи еще одним бандажным кольцом. Изнутри звенья связаны специальными петлями с клиньями.

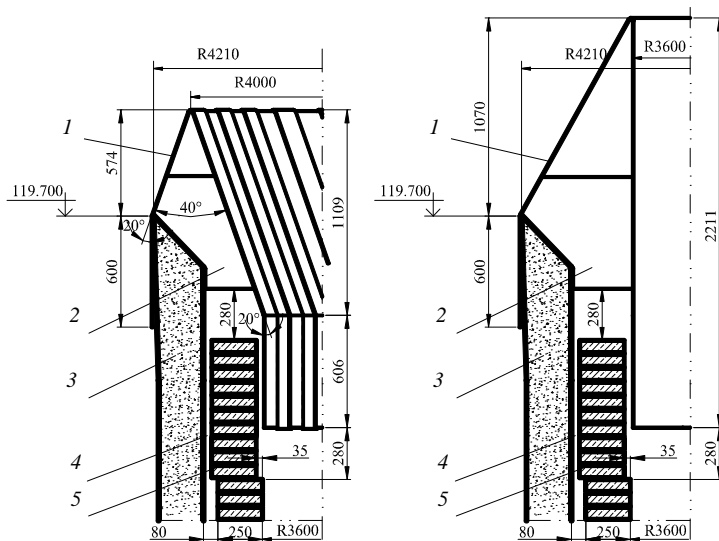


Рис. 3. Схемы новых колпаков для дымовых труб ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго»

Масса новых колпаков (примерно $3000 \div 4200$ кг) не превышает массы существующих чугунных ($\cong 4500$ кг).

При этом высота новых колпаков несколько выше (на $0,6 \div 1,0$ м) существующих, что повысит выброс факела и улучшит рассеивание вредных выбросов, а также увеличит самотягу дымовой трубы, понижающую сопротивление газового тракта на $1 \div 2$ мм вод. ст. на каждую трубу. Это равносильно снижению затрат на тягу примерно на $5 \div 10$ кВт на каждой нитке примыкающих газоходов.

Разработанные конструкции новых колпаков внедрены в 2004 году при ремонте дымовой трубы № 5 ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго» и, по мнению ремонтного персонала, более просты в изготовлении и монтаже.

Выводы

1. В целях предотвращения золовых отложений на оголовках дымовых труб ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго» и разрушения колпаков в результате агрессивного воздействия уходящих газов разработаны новые их конструкции.

2. Разработанные новые конструкции колпаков на оголовки рекомендуется использовать при ремонте существующих дымовых труб вместо чугунных колпаков и на других ТЭЦ ОАО Мосэнерго.

Библиографический список

1. **Оголовок** дымовой трубы / Ю.В. Салов, В.В. Варнашов, С.Н. Балдин и др.: Патент на полезную модель № 35412 // Бюл. Открытия и изобретения. – № 1. – 2004.

2. **Методика** расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. ОНД-86 / Госкомгидромет. – Л.: Гидрометеиздат, 1987.

УДК 621.187.11

Анализ водно-химических режимов барабанных котлов при пониженных избытках фосфатов в котловой воде

*Н.А. Еремينا, канд. техн. наук, А.Е. Калинин, асп.,
Ю.Ю. Тихомирова, инж.*

Надежность, экономичность и безопасность тепловых электростанций (ТЭС) в значительной мере зависят от водно-химического режима (ВХР).

Водно-химический режим паровых котлов и режим их эксплуатации определяют чистоту пара котлов и влияют на надежность и экономичность турбоустановок. Приоритет в организации водно-химического режима ТЭЦ связан с получением чистого пара, т. е. с обеспечением должных показателей работы турбоустановок.

Одним из критериев эффективности ВХР является соответствие показателей качества воды, пара и конденсата требованиям «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации» (ПТЭ).

В последние десятилетия прослеживается тенденция к некоторому ужесточению норм ВХР ТЭС, а именно к снижению избытков фосфатов и щелочных отношений в котловой воде, сокращению интервала величины pH для котловой воды (чистый отсек), установлению предельного

значения электропроводности H -катионированной пробы питательной воды для котлов высокого давления и т.д.

Важным фактором нарушения водно-химического режима является попадание потенциально-кислых органических веществ в тракт ТЭС с возвратными производственными конденсатами или с исходной водой. Снижение установленных в последних изданиях ПТЭ [1, 2] избытков фосфатов в котловой воде уменьшает опасность коррозии в среде кислых фосфатов, но не исключает, а даже несколько увеличивает ее вероятность при попадании в питательную воду потенциально-кислых веществ.

Проблема совершенствования ВХР ТЭС в последнее время в большой степени связана с переменными режимами работы электростанций. При этом значительную роль играет химический контроль за дозировками реагентов, за качеством конденсатов, добавочной, питательной и котловой вод, контроль за состоянием поверхностей нагрева оборудования ТЭС.

В 2003 году была проведена работа в целях исследования и наладки химико-технологических процессов в пароводяном тракте и оценки состояния водно-химического режима ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь». Первичное энергетическое обследование (за 1999 – 2001 год) показало, что имеются отклонения ряда параметров качества питательной, котловой воды и пара от нормативных.

Результаты исследования и анализа технической документации показали, что внутренние поверхности барабанов загрязнены шламом, в состав которого входят оксиды железа, фосфаты кальция. Содержание последних довольно высоко, что может быть объяснено периодической работой котлов с присосами охлаждающей воды. По данным эксплуатационного контроля состояние внутренних поверхностей экранных труб паровых котлов можно оценить как удовлетворительное.

При общей удовлетворительной оценке ВХР паровых котлов по состоянию внутренних поверхностей следует отметить, что удовлетворительная надежность труб поверхностей нагрева котлов (ТПНК) связана не с высоким качеством ВХР, а с работой котлов при небольшом количестве пусков и остановов, малой длительности простоев в холодном состоянии и отсутствием зон с высокими локальными тепловыми потоками при сжигании низкокалорийных топливных смесей, что уменьшает темпы, но не исключает накипеобразование. На станции предполагается отказаться от подщелачивания котловой воды по техническим причинам.

При фосфатировании котловой воды необходимо знать условия, при которых выполняются нормы ВХР, установленные ПТЭ. Диаграмма состояния котловой воды $pH - PO_4^{3-}$, которая ранее использовалась исследователями и наладчиками при анализе ВХР, не позволяет оценить сте-

пень опасности отклонений от рекомендованных норм. Это объясняется тем, что известные экспериментальные данные об интенсивности указанных процессов приведены в зависимости от величины мольных отношений Na^+/PO_4^{3-} или $Щ_{ф\phi}/Щ_о$. Для повышения информативности диаграммы и возможности применения ее для диагностики ВХР были произведены дополнительные расчеты и коррекция диаграммы на новые условия фосфатирования [4].

В результате расчета равновесных концентраций ионов получены зависимости $pH = f(PO_4^{3-})$, $Щ_{ф\phi}/Щ_о = f(PO_4^{3-})$ как в растворах только тринатрийфосфата, динатрийфосфата и мононатрийфосфата, так и в смеси этих электролитов с карбонатами, бикарбонатами, аммиаком и щелочью с разными соотношениями концентраций компонентов смеси. Эти зависимости приведены на рис. 1, который представляет собой диаграмму состояния смеси электролитов в координатах $pH - PO_4^{3-}$ [4].

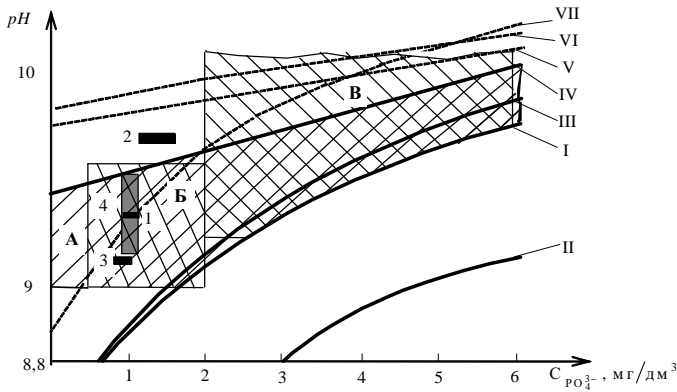


Рис. 1. Диаграмма состояния фосфатных ВХР «pH-фосфаты»:

А, Б – области, рекомендованные в различных источниках; I – VII – зависимость pH котловой воды от содержания фосфатов при различном составе модельного раствора и мольных соотношениях Na^+/PO_4^{3-} ; 1 – 4 – области параметров ВХР Ивановской ТЭЦ-3, Череповецкой ГРЭС, Владимирской ТЭЦ, ТЭЦ-ЭВС-2 (средние за 1999 – 2001 гг.) соответственно

Кривые I, II, III соответствуют состояниям с различными значениями мольного соотношения Na/PO_4^{3-} , равными 2,8; 2,2; 3,0 соответственно, кривая IV соответствует состоянию, при котором в модельный раствор тринатрийфосфата добавлен едкий натр, кривая V – смеси тринатрийфосфата с карбонатом натрия, VI – той же смеси в присутствии аммиака и кривая VII – состоянию системы при переходе тринатрийфосфата в пирофосфат.

На рис. 1 указаны зоны параметров ВХР котла, а именно pH и PO_4^{3-} , рекомендованные в различных источниках. Например, зона А соответствует так называемому равновесному фосфатному водному режиму, зона Б – ныне действующим нормам ПТЭ с пониженными избытками фосфатов [1], а зона В – предыдущим нормам ПТЭ [3].

Зона, расположенная ниже кривой I, соответствует содержанию в растворе смеси динатрийфосфата и тринатрийфосфата и является наиболее опасной в отношении кислотно-фосфатной коррозии оборудования котла, что подтверждается исследованиями Р. Дули, проведенными в условиях работы котла при различных фосфатных ВХР [5].

На рис. 2 представлена диаграмма состояния ВХР в координатах $Щ_{ф\phi}/Щ_о - PO_4^{3-}$. Кривые I – VII соответствуют тем же соотношениям концентраций примесей, что и на рис. 1. Зона Б соответствует диапазону предписываемых в последней редакции ПТЭ избытков фосфатов и щелочного соотношения для чистого отсека. Заметно, что эта зона находится ниже кривой III, это предполагает наличие в модельном растворе кислых форм фосфатов и его низкой буферности. Здесь налицо противоречие нормируемых диапазонов величины pH , избытков фосфатов и щелочного соотношения.

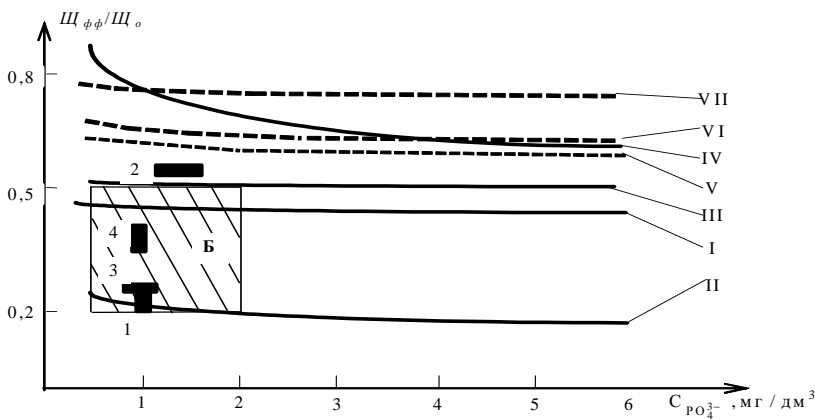


Рис. 2. Диаграмма состояния фосфатных ВХР «щелочное отношение – фосфаты»

Анализ полученных зависимостей показал:

- растворы фосфатов при концентрациях и щелочных отношениях, рекомендуемых в ПТЭ, имеют значительно меньшие величины pH , чем

предписываемые, а интервал щелочного отношения для чистого отсека не соответствует соотношению «*pH*-фосфаты» по ПТЭ;

- нормируемые в ПТЭ значения *pH* выдерживаются при пониженных избытках фосфатов только в присутствии свободной щелочи.

Отличие приведенных диаграмм состояния от используемой на практике «Диаграммы состояния котловой воды *pH* – PO_4^{3-} » состоит в том, что на них наносится сетка равных мольных соотношений, построенная с использованием концентрационных констант ионных равновесий, т.е. учтено солесодержание растворов. Этот учет приводит к тому, что расположение кривых равных мольных отношений зависит от ионной силы раствора.

Впервые установлено, что значения щелочных соотношений $Щ_{фф}/Щ_о$ при низких значениях избытков фосфатов для равных мольных отношений увеличены. По диаграмме состояния (рис. 2) можно определить вид поступающих в котловую воду потенциально-кислых органических веществ, что может быть использовано для диагностики ВХР.

Анализ ВХР ряда ТЭС Центрального региона (Ивановской ТЭЦ-3, Череповецкой ГРЭС, Владимирской ТЭЦ, ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь») после их перехода на работу при пониженных избытках фосфатов, проведенный с использованием диаграмм состояния фосфатных ВХР, показал, что в целом нормы по содержанию фосфатов в котловой воде выдерживаются, но величина щелочного отношения (ЩО) как для чистых, так и для солевых отсеков близка к нижнему допустимому пределу.

Области ВХР указанных ТЭС нанесены на диаграммы состояния (рис. 1, 2). Данные по показателям ВХР вышеуказанных ТЭС указаны в таблице.

Среднестатистические показатели ВХР ряда ТЭС Центрального региона

Станция	Тип котла	Период	Показатели ВХР чистого отсека			Показатели ВХР солевого отсека		
			<i>pH</i>	PO_4^{3-} , мг/дм ³	ЩО	<i>pH</i>	PO_4^{3-} , мг/дм ³	ЩО
Ивановская ТЭЦ-3	Блок №1 ТП-87	05.05.96 – 27.01.97	9,37	1,07	0,24	10,21	9,16	0,52
Череповецкая ГРЭС	Блок № 1	01.01.98 – 25.12.98	9,77	1,41	0,53	10,70	10,94	0,74
Владимирская ТЭЦ	ТГПЕ-432	15.01.98 – 15.09.99	9,21	0,94	0,26	10,26	8,30	0,60
ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь»	ТГПЕ-431	1999 г.	9,45	1,1	0,37	9,8	2,7	0,45
		2000 г.	9,24	0,8	0,39	9,6	2,1	0,44
		2001 г.	9,2	0,95	0,36	9,6	2,0	0,43

На ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь» щелочность по фенолфталеину и общая щелочность котловых вод находятся на среднем для ТЭЦ РАО «ЕЭС России» уровне. Среднегодовые щелочные отношения котловой воды чистого отсека равны 0,36 – 0,39. Среднегодовые ЩО солевых отсеков находятся в диапазоне 0,43 – 0,45. Формально можно утверждать, что ВХР солевых отсеков котлов по значению ЩО не соответствует требованиям ПТЭ (0,45 < 0,5 – 0,7). Средняя величина избытка фосфатов в котловой воде чистого отсека лежит в пределах нормы (0,8 – 1,1 мг/дм³), но нередки случаи «падения» PO_4^{3-} ниже норм при одновременном понижении величины pH чистого отсека и щелочного отношения. Средние значения pH чистых отсеков лежат в пределах нормы (9,2 – 9,45), но нередки случаи отклонения как в меньшую (до 9,0), так и в большую (до 9,9) сторону. В солевых отсеках наблюдаются низкие избытки фосфатов (2,0 – 2,7 мг/дм³), это немногим выше нормируемого значения для чистого отсека. При пониженных избытках фосфатов в котловой воде солевых отсеков можно допустить пониженные несколько значения ЩО, но при условии обеспечения норм для pH_{25} , а эти нормы для котловой воды солевых отсеков не соблюдаются (средние pH 9,6 – 9,8, минимальные – 9,2, максимальные – 10,3).

Незначительное отличие избытков фосфатов и pH_{25} воды чистых и солевых отсеков обусловлено работой котлов с малой степенью упаривания вод между отсеками, что явилось результатом «самопродувки» котлов.

Если учесть, что отмечена длительная работа котлов с нарушениями ВХР по жесткости питательной воды, следовало бы ожидать в соответствии с требованиями ПТЭ в то же время повышенной дозировки фосфатов. Ее отсутствие свидетельствует о нарушении данного требования ПТЭ, т.е. о нарушении режимов фосфатирования.

С учетом использования на ТЭЦ-ЭВС-2 тринатрийфосфата с кислыми примесями необходимость подщелачивания котловой воды является обоснованной.

Таким образом, использование диаграмм состояния для анализа фосфатных ВХР позволяет оценить эффективность ведения водного режима котла и выявить необходимость дополнительного подщелачивания котловой воды. На исследуемых электростанциях после их перехода на режим пониженного фосфатирования постоянно выдерживаются предписываемые ПТЭ избытки фосфатов, величины pH и щелочных отношений лишь при условии подщелачивания. На Владимирской ТЭЦ эксплуатационный режим часто ведется на границе «безопасной» зоны и существует риск «скатывания» в «кислую» область, т.к. подщелачивания котловой воды не производится. Отказ от дополнительного ввода щелочи на

ТЭЦ-ЭВС-2 может привести к нарушению норм ПТЭ по содержанию фосфатов, pH котловой воды и щелочному отношению, тем более что предпосылки к этому уже существуют.

Библиографический список

1. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. – М.: Энергосервис, 2003.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. – М.: СПО ОРГРЭС, 2000.
3. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. – М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
4. **Еремина Н.А.** Совершенствование химконтроля и диагностики нарушений водно-химического режима барабанного котла высокого давления: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Иваново, 2000.
5. **Дули Р.Б.** Значение оксидной пленки для предотвращения повреждения котельных труб на ТЭС: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1996.

УДК 621.187.11

К вопросу о необходимости автоматического химконтроля составляющих потоков питательной воды барабанного котла СВД

А.Б. Ларин, асп., Ю.Ю. Тихомирова, инж.

Согласно правилам технической эксплуатации [1] контроль качества добавочной воды котлов СВД ($p = 13,8$ МПа) ведется по следующим показателям: жесткость – до $0,2$ мг-экв/дм³; $[SiO_3^{2-}]$ – до 20 мг/дм³; $[Na^+]$ – до 15 мг/дм³; χ – до $0,5$ мкСм/см. В автоматическом режиме на выходе обессоливающей установки обычно измеряется удельная электропроводность и pH .

Добавочная вода котла, получаемая на установке химического обессоливания, поступает в тракт питательной воды после накопления в баке химобессоленной воды, перекачки в бак запаса конденсата (БЗК), прокачки и подогрева в атмосферном деаэраторе и подогревателе добавочной воды. При отсутствии надежного автоматического химконтроля за обессоленной водой на химводоочистке случайное ухудшение качества обессоленной воды будет обнаружено периодическим «ручным» химическим анализом, не вызовет быстрого нарушения водно-химического режима (ВХР) питательного тракта котла, но приведет к потере значительного объема обессоленной воды.

В других случаях, например при подготовке добавочной воды в испарительных установках (ИУ) и перекачке дистиллята из расширителя ИУ прямо в деаэратор питательной воды (Д-6), возможно случайное ухудшение качества питательной воды, а затем котловой воды и пара. При этом отсутствие автоматического химконтроля за добавочной водой снижает надежность эксплуатации и энергетического котла, и всего энергоблока. Подобное ухудшение качества питательной воды энергетического котла может наступить также при возникновении значительных присосов охлаждающей воды в конденсаторах паровых турбин или присосах сетевой воды в сетевых подогревателях. Опасность подобных явлений возрастает в условиях современной эксплуатации барабанных котлов ТЭЦ, характеризующейся значительными изменениями нагрузки и паропроизводительности в течение одних суток.

В целях определения динамики изменения нормируемых и диагностических показателей ВХР в течение одних суток был проведен контроль качества конденсатов, питательной воды и пара энергоблока № 2 (котел № 8, ТГ-5) с периодичностью 2 часа (с 18⁰⁰ 11 ноября по 14⁰⁰ 12 ноября 2003 года).

Контролю подверглись следующие потоки:

- конденсат турбины;
- питательная вода (за деаэратором Д-6);
- котловая вода (чистый отсек – ЧО);
- котловая вода (солевой отсек – СО);
- перегретый пар (ПП);
- конденсаты сетевых подогревателей (ПСГ-1 и ПСГ-2);
- добавочная вода (дистиллят МИУ).

Измерялись следующие величины:

а) переносными приборами химконтроля: удельная электропроводность пробы (α_i); показатель pH ; кислород (O_2).

Для измерений использовались:

- переносной кондуктометр КАЦ-026 («Техноприбор», г. Москва);
- переносной кислородомер «Марк» («Взор», г. Н.Новгород);
- лабораторный pH -метр (ЦХЛ Саранской ТЭЦ-2);

б) штатными автоматическими приборами теплотехнического и химического контроля, установленными в разных точках пароводяного тракта энергоблока № 2: расход, температура и давление питательной воды, температура перегретого пара, удельная электропроводность конденсата турбины (ТГ-5) и конденсаторов греющего пара ПСГ.

в) штатными методами оперативного (ручного) химконтроля: щелочность, жесткость, концентрация аммиака, фосфатов и кремниевая кислота.

Результаты измерений приведены на рис. 1, 2 и в табл. 1 ÷ 2 (по данным Саранской ТЭЦ-2).

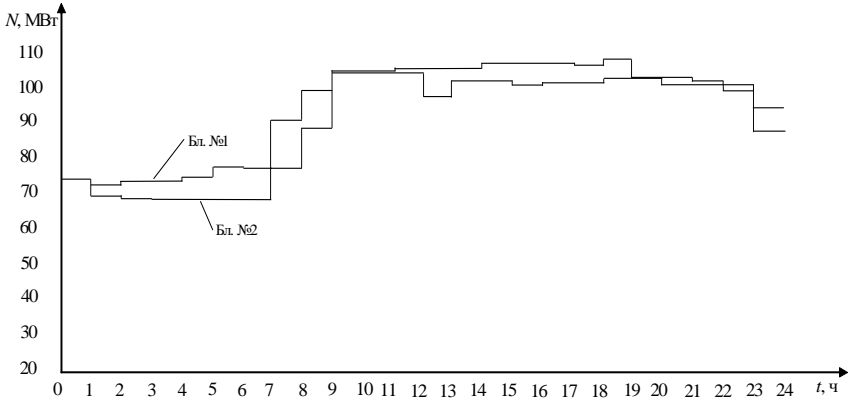


Рис. 1. Генерация электрической энергии блоками III очереди Саранской ТЭЦ-2 за 11.11.2003 г.

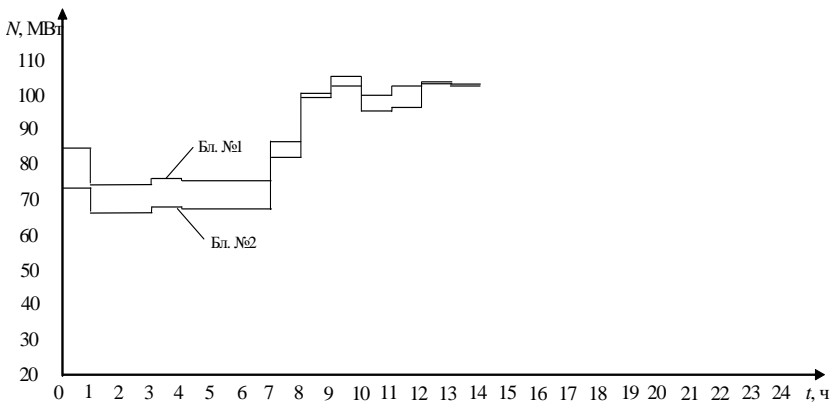


Рис. 2. Генерация электрической энергии блоками III очереди Саранской ТЭЦ-2 за 12.11.2003 г.

Из рисунков видно, что 2-й энергоблок (котел К-8, турбина ТГ-5) в период испытаний работал с переменной нагрузкой: от 110 МВт днем

К вопросу о необходимости автоматического химконтроля составляющих потоков питательной воды барабанного котла СВД

11 ноября до 65 – 70 МВт ночью с 11 на 12 ноября с последующим набором мощности до 100 ÷ 110 МВт днем 12 ноября 2003 г.

Такой график электрической нагрузки ведет к резким изменениям теплотехнических параметров теплоносителя по тракту энергоблока. Так, расход питательной воды на котле № 8 изменялся от 430 т/ч днем 11 ноября до 260 т/ч ночью с 11 на 12 ноября. Температура питательной воды изменялась в эти периоды от 240 до 130 °С, что свидетельствует об уменьшении теплообмена в системе регенеративного подогрева (ПНД-ПВД).

При небольшом снижении температуры перегретого пара (с 555 до 550 °С) и значительном снижении расхода пара на турбину (пропорционально 240 – 130 т/ч) могло произойти существенное снижение энергетических характеристик греющего пара из нерегулируемых отборов турбины, о чем косвенно свидетельствует снижение температуры питательной воды (240 – 130 °С).

Таблица 1. Данные оперативного химконтроля качества питательной воды и конденсатов блока № 2 за период 11 – 12 ноября 2003 г. (данные Саранской ТЭЦ-2)

Время	Питательная вода						Конденсат ТГ-4				Двар., 6 ата	ПСГ-1		ПСГ-2		
	Ж*	Щ _{фф}	Щ _{оби}	NH ₃ , мкг/л	SiO ₂ , мг/л	УЭП, мксм/см	Ж	O ₂	УЭП	Na, мкг/л	O ₂	Ж	УЭП	Ж	УЭП	
0:00	0,2	18	52	600	0,02	0,8			0,8							1
2:00	0,2									10,0						1
4:00	0,2	33	80	800		0,9			0,9				1,0			1
6:00	0,2															
8:00	0,2	20	72	700	0,02	0,9	0,2		0,9			0,2	1,0	0,2		1
10:00	0,2									2,0						
11:00																
12:00	0,2	15	68	700	0,02	0,9			0,9				1,0			1
14:00	0,2															
15:00										10,0						
16:00	0,2	6	42	500		0,9			0,9				1,1			1
18:00	0,2			600												
21:00	0,2	9	53	600	0,02	0,9	0,2		0,8			0,2	1,0	0,2		1
22:00	0,2															
0:00	0,2	3	40	400	0,02	0,9			0,9				0,9			1
2:00	0,2															
4:00	0,2	28	65	700		0,7			1,1				0,7			1
6:00	0,2															
8:00	0,2	6	40	400	0,02	0,8	0,2		0,9			0,2	0,8	0,2		1
10:00	0,2															
11:00								250								
12:00	0,2	12	57	600	0,02	0,8			0,8	10,0			0,8			1
14:00	0,2	10	55		0,02	10,0			0,8				0,9			1

* Ж измерено в мЛг-экв/л.

Таблица 2. Данные оперативного химконтроля качества питательной воды, дистиллята и продувочной воды (концентрата) многоступенчатой испарительной установки за период испытаний 11 – 12 ноября 2003 г. (данные Саранской ТЭЦ-2)

Время	Конденсат (ПТК-И)				Пит. вода (ПВИ)	
	Ж, мкг-э/л	SiO ₂ , мг/л	Солевосод.	Q, т/ч	Ж, мкг-э/л	C ₁ , мл/л
0:00						
2:00	0,2	0,02	35	73		
8:00	0,2	0,02	33	77	20	250
11:00						
14:00	0,2		42	73		
18:00						
21:00	0,2	0,02	32	85	12	200
0:00						
2:00	0,2		31	77		
4:00						
8:00	0,2	0,02	30	81	8	145
12:00	0,2		30	75		
14:00	0,2	1,80	200	90		
15:00	0,2	0,02	200			

В определенных случаях такие изменения характеристик греющего пара могут привести к недогреву не только в теплообменных аппаратах, но и в деаэраторах и испарителях.

Возможной причиной таких изменений может стать заброс котловой воды в корпусах испарительной установки в пар и далее с дистиллятом пара в конденсатно-питательный тракт энергоблока, как наблюдается по данным химконтроля (табл. 3) в последние часы измерений: 12⁰⁰, 14⁰⁰ дня 12 ноября 2003 г. (измерения авторов). Так электропроводность дистиллята ИУ по измерению в 14⁰⁰ 12 ноября возросла с 2,5 до 34 мкСм/см, концентрация кремниевой кислоты возросла с 20 до 1800 мкг/кг. Т.о. нарушения ВХР отмечены в питательной и котловой воде энергетического котла, что свидетельствует о подаче добавочной воды (дистиллят ИУ) в деаэратор Д-6 питательной воды котла в этот период.

Таблица 3. Результаты измерений приборами АХК исполнителя показателей ВХР энергоблока № 2 (К-8, ТГ-5) за 11 – 12 ноября 2003 г. (данные авторов)

Время	χ, мкСм/см	pH
Питательная вода (пробоотборная точка за Д-6)		
18:00	4,535 ^{19,5*}	9,54
20:00	3,878 ^{27,0}	8,85
22:00	3,460 ^{20,0}	7,65
24:00	3,093 ^{19,8}	8,59
2:00	6,242 ^{19,6}	9,58
4:00	5,360 ^{19,8}	

* 19,5 – температура пробы.

*К вопросу о необходимости автоматического химконтроля
составляющих потоков питательной воды барабанного котла СВД*

Продолжение табл. 3

Время	χ , мкСм/см	pH
10:00	4,740 ^{18,7}	
12:00	3,632 ^{20,8}	8,70
14:00	56,32 ^{19,0}	9,55
Котловая вода (чистый отсеk)		
18:00	2,043 ^{30,4}	8,55
20:00	1,974 ^{32,4}	8,13
22:00	1,663 ^{33,0}	8,11
24:00	18,56 ^{32,7}	9,43
2:00	22,91 ^{34,5}	9,74
4:00	11,09 ^{30,5}	9,43
10:00	2,059 ^{32,5}	8,61
12:00	6,000 ^{32,9}	8,70
14:00	257,4 ^{35,3}	9,94
Котловая вода (солевой отсеk)		
18:00	38,00 ^{31,6}	9,89
20:00	13,32 ^{31,2}	9,04
22:00	7,196 ^{39,5}	8,29
24:00	127,1 ^{38,1}	10,40
2:00	230,2 ^{27,5}	10,73
4:00	–	–
10:00	18,01 ^{31,2}	9,00
12:00	90,01 ^{37,6}	10,02
14:00	909,8 ^{31,8}	10,73
Дистиллят МИУ		
18:00	2,574 ^{30,8}	7,95
20:00	2,423 ^{28,8}	
4:00	2,537 ^{27,4}	7,50
10:00	2,509 ^{25,4}	8,40
14:00	34,09 ^{22,9}	

Так при нормальном качестве турбинного конденсата и конденсатов греющего пара ПСГ-1,2 удельная электропроводность питательной воды по измерениям в 14⁰⁰ возросла с 3,6 до 56,3 мкСм/см, а котловая вода – с 6,0 до 257,4 мкСм/см (чистый отсеk) и с 90 до 910 мкСм/см (солевой отсеk).

В результате работы оперативного персонала Саранской ТЭЦ-2, по данным на 14⁰⁰ 12 ноября, «солевая» волна не пошла в перегретый пар, что могло вызвать значительные отложения в проточной части турбины.

Таким образом, проведенные исследования показали, что автоматический химконтроль основных потоков теплоносителя энергоблока (в более широком определении – химико-технологический мониторинг) необходим для поддержания норм ВХР в базовом режиме, и особенно в переходных режимах эксплуатации энергоблока для предотвращения быстро

развивающихся процессов нарушений ВХР, при определенных условиях принимающих «цепной» характер.

Библиографический список

1. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и тепловых сетей Российской Федерации. – М.: СПО ОРГРЭС, 1996.

УДК 621.187.11

Первый опыт системы химико-технологического мониторинга на Ивановской ТЭЦ-3

*Б.М. Ларин, д-р техн. наук, Е.Н. Бушуев, канд. техн. наук,
Е.В. Козюлина, М.К.Л. Батти, аспиранты, А.А. Власов, инж.*

В последние годы высокими темпами развивается направление информационного обеспечения технологических процессов в энергетике, в том числе систем поддержки принятия решений. В частности, большое значение для повышения надежности работы оборудования имеет внедрение систем химико-технологического мониторинга (СХТМ) с применением средств вычислительной техники как подсистемы АСУ ТП ТЭЦ.

Опыт показывает, что если внедрение современных АСУ ТП не связано с модернизацией находящихся в эксплуатации проектных, но морально и физически устаревших систем или реконструкцией основного технологического оборудования, то на начальных этапах они во многих случаях представляют собой набор разнородных аппаратно-программных комплексов. Эти комплексы нередко внедряются различными организациями и никак не связаны между собой, более того, в силу отсутствия системного подхода к решению проблемы при разработке отдельных программных комплексов часто не поддерживаются общепринятые интерфейсы открытых систем (OPC, COM, NetDDE и т.п.). При этом инженерно-техническому персоналу технологических цехов непросто анализировать выходную информацию подобных подсистем и комплексно оценить качество управления технологическим процессом. Ещё больше трудностей может возникнуть при попытке решения задач технической диагностики и формирования каждым комплексом оперативных рекомендаций по управлению технологическим процессом («советов оператору») [1].

Наиболее актуальной проблемой внедрения подсистем АСУ ТП (в число которых входит СХТМ) на так называемых стареющих ТЭС является интеграция всех технологических задач в рамках единого программно-технического комплекса. При этом основным условием успешного внедрения системы является возможность поэтапного ввода её в эксплуатацию и расширения функциональности без длительных остановов системы и кардинального изменения ее программного обеспечения. Кроме того, обязательным условием является сохранение (по крайней мере, на начальном этапе) имеющегося на предприятии приборного парка.

Иначе обстоит дело на проектируемых и вновь вводимых в эксплуатацию электростанциях. Комплексный подход в системе контроля и управления (СКУ) технологическим процессом закладывается изначально. Техническое обеспечение систем однородно и отвечает современным требованиям. Так на Тяньваньской АЭС в Китае реализуется система химико-технологического мониторинга, что даже в атомной энергетике является одним из новых решений. СХТМ здесь предназначена для повышения эксплуатационной надежности и экономичности АЭС на базе оперативного контроля и поддержания водно-химического режима (ВХР), что обеспечивает в том числе проектный срок службы оборудования, снижение количества отложений на поверхностях оборудования и трубопроводов, уменьшение трудозатрат персонала [2].

СХТМ, являясь системой информационной поддержки инженера-технолога ВХР, обеспечивает сбор, обработку, документирование и хранение данных химического контроля водных сред АЭС и состояния систем поддержания ВХР. СХТМ не имеет функций управления этими системами. Получаемая информация позволит инженеру-технологу корректно оценивать состояние ВХР, оперативно выявлять (при возникновении нарушений ВХР) источник нарушения ВХР и определять мероприятия по устранению нарушения.

Кроме того, наличие системы химико-технологического мониторинга позволяет оценивать тенденцию изменения ВХР и выработать рекомендацию к корректировке ВХР (при необходимости). СХТМ, являясь подсистемой СКУ АЭС, имеет современное аппаратное и программное обеспечение на базе системы TELEPERM XP/XS, поставляемой фирмой SIEMENS. Качество измерительной информации в системе химического мониторинга обеспечивается сочетанием информации, получаемой по каналам непрерывного контроля от датчиков АХК, и результатами измерений с помощью стандартных лабораторных методик.

Технические средства, обеспечивающие реализацию автоматического химконтроля I контура (АСИ, КПП), поставляются из западно-европейских стран.

Для автоматического контроля параметров ВХР II контура используются приборы фирмы SIEMENS типа SIPAN. Устройства подготовки пробы теплоносителя II контура поставляет российская фирма ОАО «Сплав». Техническая документация СУПП-2 откорректирована в соответствии с габаритными характеристиками приборов и требованиями к их креплению, полученными от фирмы SIEMENS.

Структурная схема аппаратно-программного комплекса СХТМ Тяньваньской АЭС представлена на рис. 1.

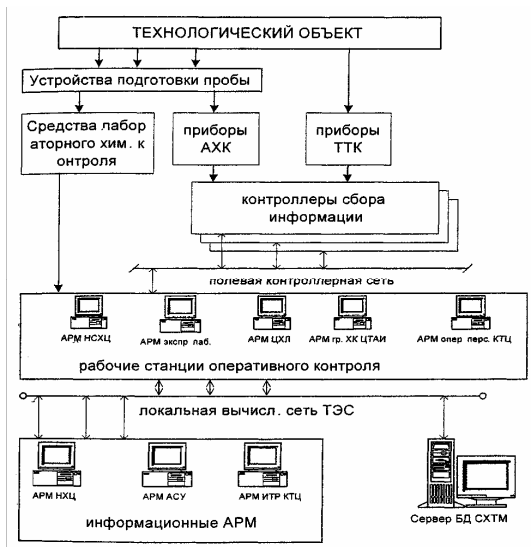


Рис. 1. Структурная схема системы химического мониторинга Тяньваньской АЭС

В соответствии с представленной структурой СХМ на блочный щит управления поступает информация об актуальных значениях и отклонениях параметров ВХР от нормируемых значений. Первичная обработка аналоговых сигналов от датчиков АХК происходит в системе TELEPERM XP, и далее посредством сетевых средств измеренные параметры в цифровой форме передаются в систему OM690 для отображения на блочном пульте управления и на рабочем месте инженера-технолога ВХР.

При отклонениях химических параметров от нормативных значений и нарушениях ВХР оператор на БЩУ выполняет необходимые мероприятия в соответствии с уровнями действий, которые определены нормами ВХР I и II контуров и руководством по эксплуатации.

Авторами рассматривается первый опыт разработки и внедрения системы химико-технологического мониторинга (СХТМ) котлоагрегатов Ивановской ТЭЦ-3, где эта система оказалась заключительным этапом в построении АСУ ТП. При этом технологические задачи СХТМ в перспективе могут быть дополнены технологическими задачами, в частности задачей диагностики состояния поверхностей нагрева котлоагрегатов.

На ТЭЦ применен гидразинно-аммиачный водно-химический режим конденсатно-питательного тракта с фосфатированием котловой воды.

При проектировании ТЭЦ построение АСУ ТП не предусматривалось. Какая-либо обработка информации с применением вычислительной техники не предполагалась, была заложена регистрация параметров на ленточных диаграммах и общая сигнализация о неисправности СУПП на групповых щитах управления. Силами работников ТЭЦ была разработана автоматическая система ввода данных с непрерывно измеряющих приборов автоматического химконтроля и вывод этих данных на экраны компьютеров в экспресс-лаборатории и АРМ начальника смены химцеха. Таким образом, в оперативном режиме ведется контроль и архивация автоматически измеряемых параметров, а также ввод данных эпизодического «ручного» контроля. Объем автоматического химического контроля соответствует современным требованиям.

Таким образом, на ТЭЦ имеет место изложенная выше проблема «стареющих ТЭС» и встала задача встраивания СХТМ в уже существующую в эксплуатации АСУ ТП. Силами работников станции были подготовлены (отремонтированы и калиброваны) имеющиеся приборы (кондуктометры КАЦ 017 ТК). Измерительная система является универсальной и состоит из двух кондуктометров для измерения удельной электропроводности исходной и *H*-катионированной проб и *pH*-метра для измерения величины *pH* исходной пробы. Показания приборов считываются с самих приборов и поступают в систему АСУ ТП (установленной на станции) с выводом на ПЭВМ. Система успешно функционирует. Она достаточно проста в обслуживании, а также не требует приобретения дополнительных приборов (так как измерения удельной электропроводности и *pH* нормируются в ПТЭ и для их постоянного контроля установлены приборы). Данные, поступающие на ЭВМ, обрабатываются в автоматическом режиме по программе, разработанной в ИГЭУ [3 – 4], и по результатам расчетов на экран выводятся расчетные значения концентрации ионов натрия, концентрации аммиака, хлоридов, содержание углекислоты. Также на экран выводятся показания приборов и температура пробы.

В период с 15.03.2004 г. по 30.05.2004 г. были проведены промышленные испытания системы сбора и обработки информации по химическо-

му контролю качества питательной воды котла № 4. Некоторые показания приведены в табл. 1. Выборка результатов случайная и определена наличием аналитически измеренных значений концентрации аммиака и натрия.

Таблица 1. Показания информационно-измерительной системы на питательной воде котла № 4 на Ивановской ТЭЦ-3

Измеренные величины					Расчетные величины		Аналитически измеренные величины	
pH	χ , мкСм/см	t , °С	$\chi_{Н}$, мкСм/см	$t_{Н}$, °С	$[Na^+]_3$, мкг/дм ³	$[NH_3]_3$, мкг/дм ³	$[Na^+]_3$, мкг/дм ³	$[NH_3]_3$, мкг/дм ³
9,123	4,14	26,0	0,230	28,0	10,0	294,0	6,1	294,0
8,862	3,95	28,3	0,347	30,0	15,0	257	12,2	235,0
9,078	4,35	25,0	0,238	27,0	7,0	225	5,8	168,0

Для проверки работы системы и правильности рассчитываемых параметров были проведены дозировки хлорида, бикарбонатов натрия и аммиака. Дозировка этих реагентов имитировала присосы охлаждающей воды в конденсаторе турбины (хлорид натрия и бикарбонат натрия), также имитировалась передозировка аммиака в питательную воду (NH_4OH). Параллельно с автоматическими измерениями проводились аналитические измерения рассчитываемых величин – аммиака и натрия. Концентрация натрия измерялась с помощью лабораторного pNa -метра, концентрация аммиака – фотоколориметрическим методом. Результаты измерений и расчетные данные приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты измерений pH и электропроводностей при дозировании в питательную воду аммиака и хлорида натрия

Дозировка реагентов в пробу	ΔC , мкг/дм ³	Измеренные значения					Расчетные значения	
		pH	χ , мкСм/см	$\chi_{Н}$, мкСм/см	$[Na^+]_3$, мкг/дм ³	$[NH_3]_3$, мкг/дм ³	$[Na^+]_3$, мкг/дм ³	$[NH_3]_3$, мкг/дм ³
Без дозировки		8,862	3,95	0,347	12,25	235	15,0	257
Дозировка $NaCl$	50	8,984	397	0,812	28,96	235	65,4	250
	100	9,04	4,06	1,27	72,73	235	115,5	280
	500	9,03	5,29	4,22	115,27	235	620,0	300
Без дозировки		9,123	4,141	0,230	6,1	294	10,0	300
Дозировка NH_4OH	100	9,181	4,96	0,452	23,0	400	15,0	420
	200	9,25	5,74	0,324	13,0	529	24,0	550
	500	9,38	7,46	0,357	23,0	670	27,0	880
Без дозировки		9,078	4,35	0,238	5,8	168	12,0	225
Дозировка $NaHCO_3$	50	9,021	4,43	0,480	36,45	168	59,0	192
	100	9,025	4,59	0,610	51,49	218	115,0	196
	200	9,017	5,043	0,873	115,0	401,0	160,0	245

Выводы

В целом испытания показали, что система адекватно реагирует на изменение качества теплоносителя, а именно на увеличение солесодержания и на увеличение концентрации аммиака. Применение такой системы позволяет значительно расширить возможности оперативного химконтроля питательной воды и турбинного конденсата. Это связано с тем, что лаборант экспресс-лаборатории в оперативном режиме получает данные о малейших изменениях качества питательной воды и турбинного конденсата. Программа по обработке данных химконтроля передана в эксплуатацию.

Библиографический список

1. **Опыт** построения системы химико-технологического мониторинга котлоагрегатов ТГМ-96 с последующей интеграцией её в АСУ ТП ТЭЦ / П.Н. Назаренко, В.Н. Самаренко, О.Ф. Квасова и др. // Теплоэнергетика. – 2001. – № 4. – С. 10–15.
2. **Реализация** системы химического мониторинга на Таньваньской АЭС в Китае / А.В. Молчанов, В.Н. Осецкий, М.Р. Багерман и др. // Сб. тез. докл. Международного научно-технического совещания «Водно-химический режим АЭС», посвященного памяти В.М. Мамета. – 2003. – С. 20–21.
3. **Ларин Б.М., Еремина Н.А.** Расчет минерализации и концентрации аммиака и углекислоты в водах типа конденсата // Теплоэнергетика. – 2000. – №7. – С.10–14.
4. **Ларин Б.М., Бушуев Е.Н., Козюлина Е.В.** Повышение информативности мониторинга водного режима конденсатно-питательного тракта энергоблока // Теплоэнергетика. – 2003. – №7. С. 2–7.

УДК 621.452.3

Энергетический аудит компрессорного оборудования

*В.П. Созинов, д-р техн. наук,
В.И. Субботин, О.Н. Махов, кандидаты техн. наук*

Одними из основных потребителей электрической энергии в кислородном производстве крупных металлургических предприятий являются компрессоры.

В основном для воздушной компрессии применяются центробежные многоступенчатые компрессоры с промежуточным охлаждением воздуха между ступенями типа К-1700, К-1500, К-500, К-250.

Изготовленные в 70-х годах прошлого столетия они имеют большой физический износ и значительные утечки воздуха. Как показывает практика, фактическое давление воздуха в таких компрессорах меньше номинального значения. Следует также отметить, что в большинстве случаев, после замены на компрессоре роторов, колес, теплообменников охладителей газа, крайне редко определяется количественное изменение в потреблении энергоносителей.

Для оценки эффективности использования основных энергоресурсов компрессорами при производстве сжатого воздуха производится энергоаудит, который позволяет определить:

- фактический расход электроэнергии и воды (сравнить их с нормативными значениями);
- их стоимость;
- места их нерационального использования.

При этом необходимо разработать программу энергосберегающих мероприятий и проектов.

Для оценки состояния и работоспособности компрессоров на начальной стадии энергоаудита применяют следующие показатели:

- годовой коэффициент рабочего времени;
- коэффициент использования производительности компрессоров;
- удельный расход электроэнергии на получение сжатого воздуха на компрессоре;
- коэффициент заполнения годового графика выработки сжатого газа.

Проведенные исследования показывают, что эти показатели колеблются в широких пределах. Полученные данные приведены в табл. 1.

Таблица 1. Показатели работы компрессоров

Показатели работы	Пределы изменения
Коэффициент рабочего времени, %	71 – 96
Коэффициент использования производительности, %	70 – 86
Удельный расход электроэнергии, тыс. кВтч/тыс.м ³	0,1139 – 0,1366
Коэффициент заполнения годового графика, %	75 – 95

Высокие коэффициенты рабочего времени, использования производительности и заполнения годового графика имеют воздушные компрессоры кислородного производства, в то время как общезаводские компрессорные станции менее загружены. Полученные показатели дают общее представление о работе компрессорного оборудования, но не оценивают в полной мере его техническое и термодинамическое состояние.

Поэтому для оценки энергетической эффективности центробежных компрессоров проводятся испытания в стационарном режиме на существующие нагрузки в летний, переходный и зимний периоды.

Для измерений давления и температуры газа использовались переносные и стационарные приборы.

По результатам испытаний рассчитываются удельная работа сжатия, изотермический и общий КПД, эффективная мощность (на валу), электрическая мощность и удельный расход электроэнергии.

Для расчета термодинамических параметров центробежных компрессоров была составлена специальная программа на ЭВМ. В алгоритм выполнения программы были заложены два варианта термодинамических расчетов, основанных на определении удельной работы сжатия:

1-й вариант – на основе измеренных степеней повышения давления в секциях:

$$L = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T \cdot (\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1).$$

2-й вариант – на основе измеренных перепадов температур газа в секциях компрессора:

$$L = R \cdot \sigma \cdot \Delta T.$$

Суммарная удельная работа сжатия во всех секциях компрессора в обоих случаях вычислялась по формуле

$$\Sigma L = L_1 + L_2 + \dots + L_z.$$

Здесь z – число секций компрессора; n – показатель политропы; R – газовая постоянная (для воздуха 287 кДж/(кг·К)); T – температура, К; σ – число политропы.

Сходимость результатов расчета получилась менее 3 %. Таким образом, если отсутствуют данные по степеням повышения давления, термодинамический расчет компрессора можно производить на основе измеренных перепадов температур в секциях.

Для оценки совершенства сжатия газа в компрессорах с охлаждением принято пользоваться изотермным КПД, который зависит от ряда факторов:

- количества неохлаждаемых групп ступеней – секций;
- полной степени повышения давления;
- степени повышения давления секций;
- количества промежуточных охладителей;
- потерь давления в них;
- начальной температуры газа и охлаждающей воды.

Изотермный КПД для идеального компрессора при двух промежуточных охладителях и полной степени повышения давления, равной 8, составляет 90 %. По результатам приборного энергетического обследования и термодинамического расчета изотермный КПД колеблется от 61 до 69 %, что является приемлемым для реальных компрессоров выпусков 70 – 80-х годов прошлого столетия и не расходится с данными Невского завода им. В.И. Ленина (НЗЛ).

При пересчете с полезной мощности компрессора на электрическую принимались следующие значения КПД:

- механический КПД $\eta_m = 0,98 - 0,99$;
- КПД утечек $\eta_{ум} = 0,96 - 0,97$;
- КПД зубчатой передачи $\eta_{з.п} = 0,98 - 0,99$;
- КПД электродвигателей (в зависимости от их типа, по паспортным значениям).

Общий КПД с учетом политропного сжатия газа в ступенях колеблется от 72 до 82 %.

Фактическая объемная производительность воздушных турбокомпрессоров в летний период ниже паспортной, то же самое можно сказать и о давлении на выходе из компрессора. Работа компрессора на меньшее давление, чем номинальное, приводит к неоптимальному распределению давлений по ступеням. Таким образом, отклонение степени повышения давления от теоретически оптимального сопровождается увеличением удельной работы компрессора и в целом приводит к завышенному расходу электроэнергии.

Неэффективное промежуточное охлаждение газа водой в теплообменниках также приводит к увеличению удельной работы сжатия в ступенях и к повышению потребляемой мощности.

В табл. 2 представлены результаты термодинамического расчета воздушного компрессора К-1500-62-2. Данные показывают, что недоохлаждение воздуха до начальной температуры 35 и 40 °С ведет к повышению затраченной мощности соответственно на 1,5 и 1,3 МВт.

Таблица 2. Результаты термодинамического расчета
воздушного компрессора К-1500-62-2

Наименование параметра	Обозначение	Единицы измерения	Значение параметра при средней температуре воздуха на входе во II и III секции		
			II – 53 °С III – 65 °С	40 °С	35 °С
Перепад температур I секции	ΔT_I	°С	91,70	84,90	89,40
Перепад температур II секции	ΔT_{II}	°С	101,80	72,00	70,80
Перепад температур III секции	ΔT_{III}	°С	57,50	42,20	41,60
Работа сжатия I секции	L_I	кДж/кг	92,11	89,80	89,80
Работа сжатия II секции	L_{II}	кДж/кг	102,25	72,32	71,11
Работа сжатия III секции	L_{III}	кДж/кг	57,75	42,38	41,78
Общая работа сжатия	L_{Σ}	кДж/кг	252,12	204,51	202,70
Полезная мощность	N_p	МВт	6,32	5,27	5,08
Электрическая мощность	$N_{эл}$	МВт	7,9	6,59	6,35
Экономия мощности	ΔN	МВт		1,31	1,54

Экономия электроэнергии в летний период за счет возможного охлаждения воздуха в промежуточных охладителях составит:

– до температуры 40 °С:

$$\Delta W = \Delta N \cdot 2760 = 1,31 \cdot 2760 = 3618 \text{ МВт}\cdot\text{ч/г},$$

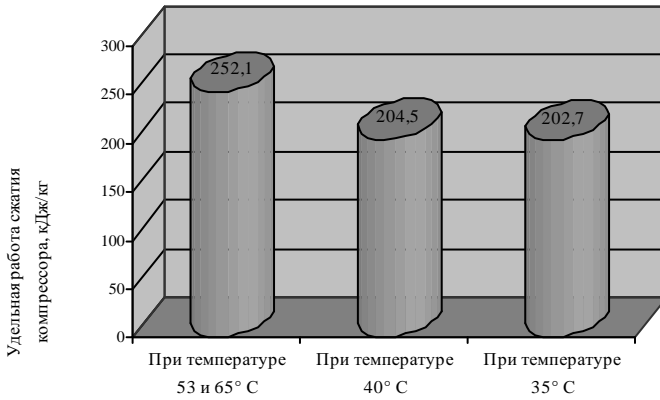
где 2760 – продолжительность теплого периода года;

– до температуры 35 °С:

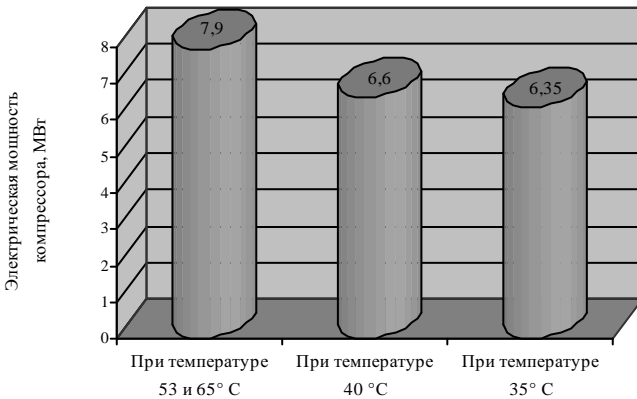
$$\Delta W = \Delta N \cdot 2760 = 1,54 \cdot 2760 = 4250,4 \text{ МВт}\cdot\text{ч/г}.$$

Возможное снижение удельной работы сжатия и электрической мощности воздушных компрессоров в результате охлаждения воздуха до 40 и 35 °С представлено на рисунке.

Из рисунка видно, что охлаждение воздуха до 40 и 35 °С позволяет снизить удельную работу сжатия и потребляемую мощность компрессора в среднем на 15 – 20 %.



а)



б)

Снижение удельной работы сжатия в зависимости от средней температуры воздуха на входе во II секцию (а) и III секцию (б) компрессора

Таким образом, проведение энергетического аудита на производственных предприятиях позволяет в значительной мере снизить энергопотребление, выбрать оптимальные режимы и оценить эффективность работы оборудования.