





































































































































































































































































































































































































































































































































































































































выявлять участки с небольшими объемами ископаемых, которые невозможно разведать традиционными способами. В традиционной нефти– и газодобыче 3D-сейсмика позволяет эффективно выявлять месторождения-сателлиты, сопутствующие основному месторождению. Спрос на оборудование для 3D-сейсмики растет сегодня во всем мире.

В числе факторов, положительно влияющих на перспективы добычи сланцевого газа: близость месторождений к рынкам сбыта; значительные запасы; заинтересованность властей ряда стран в снижении зависимости от импорта топливно-энергетических ресурсов. В то же время у сланцевого газа есть ряд недостатков, негативно влияющих на перспективы его добычи в мире.

Среди таких недостатков: относительно высокая себестоимость; непригодность для транспортировки на большие расстояния; быстрая истощаемость месторождений; низкий уровень доказанных запасов в общей структуре запасов; значительные экологические риски при добыче. Основная опасность для экологии при добыче сланцевого газа заключается в использовании большого количества химикатов, которые смешиваются с водой и песком. Операцию гидроразрыва пластов (ГРП) на одной территории приходится повторять до 10 раз в год. При гидроразрыве химическая смесь пропитывает породу, что ведет к загрязнению больших территорий, а также грунтовых вод. Именно поэтому в штате Нью-Йорк в США добыча сланцевого газа была запрещена.

В Европе, где экологическое законодательство более жесткое, чем в США, это может стать основной причиной, по которой добыча сланцевого газа не получит серьезного распространения.

#### **Список литературы**

1. Полемика о перспективах сланцевого газа // [http://www.memoid.ru/node/Polemika\\_o\\_perspektivah\\_iskolzovaniya\\_slancevogo\\_gaz](http://www.memoid.ru/node/Polemika_o_perspektivah_iskolzovaniya_slancevogo_gaz)

## Модификация газовых горелок

Сулимов С.Ю. (студ. гр. ТГВд-42),  
руковод. Орлов М.Е. (к.т.н., доцент)

В газовом оборудовании для смешивания воздуха с топливом, последующей подачи и сжигания с образованием фронта горения, предназначены газовые горелки. Они широко применяются в быту и промышленности, отличаются значительным разнообразием модификаций и конструкций. Инженеры и технологи компаний-производителей постоянно работают над улучшением технических характеристик выпускаемого оборудования, поэтому на рынке газовой аппаратуры появляются новые модели устройств с новыми возможностями.

Горелки от компании ELCO (Швейцария) обновились устройствами со встроенными системами MDE2. Это котельное оборудование моделей VECTRON VG2, VG3, VG4. Новые системы управления работают на универсальном языке Elcogram и управляются удобной клавиатурой из 5 клавиш. Системы управления обеспечивают полную техническую и информационную поддержку по всем вопросам, связанным с работой устройства. Имеется возможность плавной двухступенчатой коррекции мощности, в том числе модулируемое с ПИД-регулятором. Дисплей устройства отображает основные данные: рабочие параметры сети, ток ионизации, напряжение, а также показывает статистические данные – о продолжительности работы, неисправностях, числе запусков. Информация о двух последних неисправностях сохраняется в памяти устройства. Все данные представляют собой удобно читаемые пиктограммы. Новые горелки от ELCO можно считать универсальными образцами высокотехнологичных «говорящих» интеллектуальных устройств.

Компания «Старорусприбор» также представляет на рынке новинки газового оборудования. Начиная с июня, предприятием открыто производство автоматической газовой аппаратуры – горелок ГБЛ. Инновации касаются в основном, конструкции изделий и затрагивают системы управления котлом и горелкой. Основные внешние параметры изделий остались прежними: информационные датчики, блок и регулятор располагаются на стойке, оснащенной подведенной электросетью. Изменения затронули блок управления, из которого был исключен узел коммутации. Коммутационные элементы располагаются теперь в нижнем

отделе блока управления. Данные изменения оптимизировали внутреннюю электропроводку устройства и позволили более рационально расположить силовую часть и датчики. Электронная «начинка» горелки была полностью переработана и модернизирована, за счет чего горелки ГБЛ стали более надежными в эксплуатации. Устройства оснастились защитной схемой от электромагнитных помех, перепадов напряжения. Входы и выходы устройства защищены, а алгоритмы работы могут перестраиваться в зависимости от условий объекта.

Прогрессивные или модуляционные газовые и газомазутные горелки GULLIVER серий RS 300-800/E-EV BLU от итальянской компании характеризуются сниженными выбросами оксида азота. Данное оборудование предназначается для применения в мощных и среднемощных теплогенераторах. Двухступенчатый модуляционный режим работы позволяет поддерживать высокий КПД оборудования, настраивая и обслуживая прибор без снятия с теплогенератора. Сниженные параметры выбросов оксида азота дают возможность применять прогрессивные горелки в условиях, когда уровень загрязнения окружающей среды имеет решающее значение. В серии выпускаются четыре варианта горелок, мощность которых составляет 500-8100 кВт.

Все представленные газовые и мазутные горелки новых серий имеют высокий КПД, пониженные выбросы в атмосферу вредных оксидов и полностью укомплектованы монтажными и соединительными элементами.

#### **Список литературы**

1. ТеплоЭнергоСнаб — крупнейший поставщик горелочных устройств <http://www.snabteplo.ru>
2. Газовые, жидкотопливные и комбинированные горелки <http://www.weishaupt.ru>

## **Инновации в децентрализованном газоснабжении**

Торутанова К.В. (студ. гр. ТГВд-41),  
руковод. Орлов М.Е. (к.т.н., доцент).

Программа реализуется в области газоснабжения природным газом потребителей, удаленных от магистральных газопроводов (населенные пункты, коттеджи, газозаправочные автомобильные станции.) с использованием модулей газобаллонных (МГБ).

Известна децентрализованная система газоснабжения на основе использования сжиженного природного газа, производимого на установках, подведенных к газоредуцирующей станции магистрального трубопровода. Сжижение природного газа и его хранение относится к дорогостоящему криогенному производству, что ограничивает возможности его использования. Длительное хранение сопряжено с потерями, сроки бездренажного хранения ограничены. В основу предлагаемой системы газоснабжения потребителей, удаленных от магистральных трубопроводов, положено использование комплексов децентрализованного газоснабжения сжатым природным газом на основе газобаллонных модулей. Комплекс децентрализованного газоснабжения предназначен для хранения, выдачи, транспортирования, заправки потребительских газовых систем природным сжатым газом (метан). Структурной единицей комплекса является газобаллонный модуль, оснащенный баллонами требуемой длины.

Модуль состоит из кассеты, металлопластиковых баллонов, пульта контроля и управления, предохранительного клапана, коллектора, редуктора, стандартного шланга низкого давления, соединяющего модуль с потребительской магистралью. Пульт управления включает манометры и комплект ручных вентилях. Каждый модуль может эксплуатироваться автономно или в сборке с другими модулями. Пневматические системы модулей при эксплуатации могут быть объединены и управляться с пульта любого выбранного модуля. Количество одновременно используемых модулей определяется решаемыми задачами. Использование в децентрализованной системе газификации модулей со сжатым природным газом упрощает и удешевляет систему газификации, т.к. исключаются дорогостоящие звенья системы и сжижение природного газа и его хранение.

Газоснабжение потребителей с использованием предлагаемого комплекса осуществляется следующим образом. Потребитель газа

формирует парк газовых модулей. В зависимости от нужд комплекс может состоять из нескольких модулей и содержать различный запас природного газа. Поставщик газа заправляет металлопластиковые баллоны модулей до рабочего давления на газоредуцирующей станции магистрального трубопровода или на газораспределительных станциях. Заправка металлопластиковых баллонов не требует извлечения баллонов из кассет. Заправленные модули грузят на транспортное средство и развозят потребителям. У потребителя на специальной площадке поставщик оставляет модули для эксплуатации до полного расходования газа (контролируется по манометру). Заправленные газом модули могут перегружаться или располагаться на специализированном прицепе. Средствами погрузки/разгрузки может быть оборудована площадка для размещения модулей у потребителя. Комплекс предполагается выпускать в двух модификациях: на рабочее давление 250 и 400 кг/см<sup>2</sup>. Комплекс на 250 кг/см<sup>2</sup>, доставляемый на место, применяется для выдачи газа потребителю, заправки стационарных газовых систем или автомобилей, используя компрессор на заключительном этапе заправки. При стационарном размещении модули доставляются и перегружаются контейнеровозом. Для замены модулей, размещенных на прицепе, используется буксировочный автомобиль. Модули могут доставляться по железной дороге, подходящей к объекту газификации. Заправка модулей газом производится на специализированных заправочных станциях. Для заправки используется металлизированный заправочный шланг высокого давления. Система на 400 кг/см<sup>2</sup> имеет применение такое же, что и на 250 кг/см<sup>2</sup>, но без компрессора методом перепуска.

#### **Список литературы**

1. Усошин В.А., Семенюга В.В., Попова Л.А., Третьяков В.А. Инновационная программа децентрализованного газоснабжения // Газовая промышленность. 2011. № 2. С. 34.

## **Новое газовое оборудование для удаленных районов Сибири и Дальнего Востока**

Чекмарев В.Н. (студ. гр. ТГВд-42),  
руковод. Орлов М.Е. (к.т.н., доцент)

Последние несколько лет в нашей стране активно ведутся разговоры о необходимости газификации отдаленных регионов страны. Восточные регионы, занимая значительную часть территории РФ, характеризуются крайне низкой плотностью населения. Малая заселенность и продолжающийся отток населения отрицательно влияют на развитие экономики региона. Вместе с тем, Восточная Сибирь и Дальний Восток располагают значительными запасами ценных полезных ископаемых, в том числе нефти и газа, которые могут стать основой для серьезных экономических преобразований. Комплексное освоение углеводородных ресурсов региона и выход на энергетические рынки стран Азиатско-Тихоокеанского региона могут быть использованы для закрепления позиций России в данном стратегически важном регионе мира.

Восточная Сибирь и Дальний Восток занимают порядка 60% территории Российской Федерации. Начальные суммарные ресурсы газа суши Востока России — 52,4 трлн куб. м, шельфа — 14,9 трлн куб. м. Вместе с тем, геологическая изученность газового потенциала региона является крайне низкой и составляет 7,3% для суши и 6% для шельфа. На сегодняшний день уровень газификации Сибирского Федерального Округа составляет 5,1% что намного ниже среднего уровня по стране.

Компания Экс-Форма, расположенная в г. Саратове и являющаяся одним из крупнейших разработчиков и производителей промышленного газового оборудования, активно принимает участие в программах газификации регионов, которые осуществляются совместно ОАО «Газпром» и властями субъектов РФ.

Помимо этого, ПКФ «Экс-Форма» уделяет особое внимание вопросам ресурсосбережения и энергоэффективности. Жилые поселки Сибири и Дальнего Востока характеризуются большой отдаленностью друг от друга. Не всегда имеется возможность подключения приборов телеметрии газорегуляторного пункта к электросети. Специально для таких случаев на производстве «Экс-Формы» был разработан и введен в эксплуатацию комплекс автономной телеметрии, способный работать как от аккумулятора, не требующего подзарядки в течении пяти лет, так и от

энергонезависимых установок – ветряной электростанции или модуля с солнечными батареями.

Также специально для регионов Сибири и Дальнего Востока на заводе было разработано и запущено в производство оборудование, предназначенное для эксплуатации в суровых климатических условиях. В первую очередь, это новая линейка регуляторов давления газа РДП и РДК, которые способны стабильно работать в условиях Крайнего Севера, при температуре окружающего воздуха до  $-40^{\circ}\text{C}$ , во всем диапазоне пропускной способности – от нулевых до максимальных расходов газа, что особенно актуально для перспективных объектов газификации.

При проектировании и монтаже пунктов газорегуляторных блочных (ПГБ) также учитываются климатические особенности регионов. ПГБ производства компании «Экс-Форма» обладают рядом неоспоримых преимуществ:

- применение в ПГБ системы конвекторного отопления позволяет уйти от использования водяного контура и соответственно исключить его замораживание в зимний период;
- при производстве блока производится изоляция мостов холода, днище ПГБ имеет дополнительное утепление;
- применение в качестве ограждающих конструкций сэндвич-панелей различной толщины из негорючих материалов с долговечным лакокрасочным покрытием, позволяет устанавливать их в различных климатических условиях вплоть до Крайнего Севера и сохранить внешний вид изделия на весь период эксплуатации.

Проекты газификации регионов имеют большую социальную направленность: они должны улучшить качество жизни населения сельской местности и небольших городов. За время реализации проектов по газификации регионов, благодаря оборудованию производства завода «Экс-Форма», десятки тысяч жителей Сибири и Дальнего Востока смогли получить газ в свои дома.

#### **Список литературы**

1. Кучмин И.Б. Ассоциация газовых хозяйств Сибири и Дальнего Востока // <http://www.sibgazovik.ru/news/association/2012-11-18>
2. Кучмин И.Б. Инновации в газовой промышленности: опыт компании «Экс-Форма» в газификации Сибири и Дальнего Востока // Интернет-журнал «Промышленная Россия» // <http://promjournal.ru/gazprom/830-siberia-exforma>

## **Использование естественного холода в технологических процессах**

Батылкин Е.Е. (студ. гр. ТГВд-41),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент)

Очень эффективным мероприятием, с точки зрения сокращения расходов электроэнергии на охлаждение промышленных вод и увеличения ресурса работы холодильного оборудования, является использование естественного холода в системах чиллеров с фрикулингом. Климат России позволяет широко внедрять технологии охлаждения с применением естественного холода в различных производствах почти на всей ее территории. На сегодняшний день чиллеры с фрикулингом получили наибольшее распространение в технологическом кондиционировании воздуха в молочной промышленности для охлаждения масла и молока, при производстве макаронных изделий, соков, газированных напитков, вин, в химической промышленности и при производстве различных изделий из пластмасс.

Задачей на таких производствах является охлаждение жидкого хладагента до заданной температуры при помощи холодильной установки (чиллера) или наружного воздуха. Во всех случаях (за исключением охлаждения технологической жидкости в градирнях открытого типа) для охлаждения хладоносителя при помощи наружного воздуха используются ребреные воздушные теплообменники, так называемые сухие охладители. Современные технологии изготовления таких теплообменников позволяют обеспечить эффективное охлаждение воды в промышленности (пищевой, химической.). При этом температурный напор между охлаждающим воздухом и жидкостью, входящей в теплообменник, составляет 5–7 °С. Поэтому нетрудно подсчитать время эффективного использования холодильных машин с естественным охлаждением для различных производств, расположенных в той или иной климатической зоне. Для этого необходимо знать температуру хладоносителя, используемого в технологическом процессе, и среднегодовой график изменения температур в данной местности.

Область применения чиллеров с фрикулингом:

– охлаждение воды в химической промышленности (ее используют для охлаждения аппаратов и продуктов: кислот, пластмасс, продуктов органического синтеза, для их промывки, при перегонке веществ);



- нефтедобывающая и нефтеперерабатывающая промышленность;
- машиностроение (охлаждение станков и другого оборудования, охлаждение жидкостей для шлифования, масел);
- охлаждение молока, масла и других продуктов в пищевой промышленности.

Так как практически на всех производствах охлаждение требуется круглый год, и при этом температура хладоносителя, как правило, ниже температуры окружающего воздуха в теплый период года, то возможно специальное проектирование холодильных установок, т.е. применение только комбинированных схем машинного и естественного охлаждения технологической воды.

Рассмотрим в качестве примера технологический процесс, когда температура охлаждающей жидкости должна быть 15 °С:

- в теплый период года при температурах наружного воздуха  $t_{нар} 15\text{ °С}$  весь процесс происходит за счет парокомпрессионного цикла холодильного контура чиллера;
- при температурах наружного воздуха 7–15 °С возможен смешанный режим охлаждения: частично в холодильном контуре чиллера и частично в сухом охладителе;
- при  $t_{нар} < 7\text{ °С}$  процесс охлаждения можно полностью реализовать в сухом охладителе.

В промышленно развитых странах уже широко используются установки для охлаждения жидкостей с объединенными батареями воздушного конденсатора и сухого охладителя, имеющие единую микропроцессорную систему управления.

Несмотря на то, что стоимость водоохлаждающих чиллеров с фрикулингом увеличивается на 20–25 %, их внедрение выгодно. Во-первых, применение таких чиллеров для охлаждения воды в пищевой промышленности и других отраслях позволяет значительно сэкономить электроэнергию, а, следовательно, стоимость водоохлаждающих машин с естественным охлаждением окупится в кратчайшие сроки. Во-вторых, система free cooling увеличивает рабочий ресурс установки, что, в свою очередь, дает возможность сокращать расходы на ремонт холодильных установок и замену изнашиваемых деталей.

#### **Список литературы**

1. Климат России – неиссякаемый источник экономии. / Специалисты компании АТЕК // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК, 2008, N 6, С. 56-58.
2. [Электронные ресурсы]: Использование естественного холода в технологических процессах <http://www.atек.ru/details.php?id=4319>

## Регулируемая система вентиляции зданий

Воеводин Д.И. (студ. гр. ТГВ-51),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент)

Значимым мероприятием по экономии энергии является регулируемая система вентиляции зданий. Необходимо отметить, что современные здания обладают высокими показателями теплозащиты, и в дальнейшем эти показатели планируется еще более увеличить. В балансе теплотерь доля затрат тепловой энергии на подогрев вентиляционного воздуха будет еще более увеличиваться по сравнению с теплотерями через оболочку здания.

Напрашивается заключение о том, что поиски путей снижения расхода энергии, затрачиваемой на отопление здания, должны вестись в направлении уменьшения расхода тепловой энергии на подогрев вентиляционного воздуха.

В современных многоэтажных жилых зданиях с естественной вентиляцией и герметичными окнами зачастую имеет место очень низкое качество микроклимата из-за совершенно недостаточного воздухообмена. Энергосбережение и качество микроклимата непосредственно связаны между собой: плохие условия в помещении, плохое качество микроклимата субъективно воспринимаются как душный, спертый воздух, хотя температура воздуха в помещении вполне может укладываться в границы, которые врачами-гигиенистами считаются вполне комфортными. В результате открываются окна, и вся экономия энергии в буквальном смысле «пускается на ветер». Нормализация воздухообмена, обеспечение нормальной работы вентиляции во многих случаях может дать эффект энергосбережения даже без применения каких-либо дополнительных мероприятий.

Снижение затрат энергии на вентиляционный воздухообмен может быть достигнуто за счет следующих факторов: устранение сверхнормативных расходов вентиляционного воздуха (избыточного проветривания), регулирование вентиляции «по потребности», утилизация теплоты удаляемого воздуха, предварительный подогрев приточного воздуха в остекленных лоджиях или солнечных коллекторах,

применение «персональной» вентиляции (в общественных зданиях), применение гибридной вентиляции.

Так, например, при применении регулируемых приточных или вытяжных устройств эффект энергосбережения достигается за счет устранения сверхнормативных расходов приточного воздуха и затрат на его подогрев, а также уменьшения воздухообмена до минимального уровня в периоды, когда помещение не используется.

В системах механической вентиляции с утилизацией теплоты вытяжного воздуха эффект энергосбережения достигается за счет подогрева приточного воздуха теплотой удаляемого воздуха в пластинчатых воздухо-воздушных теплообменниках, в теплообменниках с вращающейся теплообменной насадкой (роторных рекуператорах), либо за счет подогрева приточного воздуха теплотой удаляемого воздуха посредством промежуточного теплоносителя в теплообменниках «жидкость – воздух».

При заборе приточного воздуха из остекленных лоджий эффект энергосбережения достигается за счет предварительного подогрева приточного воздуха в пространстве остекленных лоджий. Однослойное остекление лоджий при высокой воздухопроницаемости обеспечивает поступление наружного воздуха в пространство лоджии, при этом температура воздуха в лоджиях выше наружной температуры по двум причинам: за счет поступлений теплоты через ограждающую конструкцию, разделяющую помещение и лоджию, и за счет теплоты солнечной радиации.

Персональная вентиляция – подача приточного воздуха с заданными параметрами непосредственно в зону дыхания человека. Эффект энергосбережения достигается за счет индивидуального выбора температуры и расхода приточного воздуха, работы вентиляции в зависимости от фактического режима присутствия сотрудников, снижения потребного расхода воздуха за счет его повышенного качества.

Гибридная вентиляция – вентиляция, в холодный и переходный периоды года работающая по принципу естественной вентиляции под действием гравитационных сил и ветрового давления (например, при температуре наружного воздуха 5 °С и ниже). В теплый период года при температуре наружного воздуха выше 5 °С побуждение движения воздуха обеспечивается механическими устройствами. Помимо термина

«гибридная вентиляция» имеет место использование термина «естественно-механическая вентиляция». Эффект энергосбережения достигается за счет упорядочения вентиляционного воздухообмена, устранения сверхнормативных расходов приточного воздуха и затрат на его подогрев.

#### **Список литературы**

1. Малозатратные оперативные мероприятия по экономии энергии// [http://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=5404](http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5404)
2. Наумов А.Л., Капко Д.В. Вентиляция с переменным расходом воздуха для офисных зданий // АВОК. 2012. № 8. С. 13-18
3. Колубков А.Н., Шилкин Н.В. Реализация энергосберегающих мероприятий в инженерных системах многоквартирных жилых домов // АВОК. 2011. № 7. С.20-25

## **Ароматизация как новое направление в вентиляции**

Клевогин М.В. (студ. гр. ТГВд-32),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент)

«Люди могут закрыть глаза и не видеть величия, ужаса, красоты и заткнуть уши и не слышать слов. Но они не могут не поддаться аромату», – писал Патрик Зюскинд в романе «Парфюмер». 70-80% людей по запаху судят о таких качествах, как свежесть, изысканность и даже мощность. Это давно взяли на вооружение маркетологи: ароматы свежее испеченного хлеба или яблочного пирога привлекают покупателей в торговые развлекательные центры и супермаркеты. В продуктовых магазинах чаще используют свежие запахи – например, лесных ягод. В магазинах одежды увеличивают продажи запахи: ванили, мяты, базилика и лаванды, а в ювелирных салонах – легкий аромат цветочных духов.

А в Японии, например, запахи используют для повышения эффективности офисного труда, – утром работоспособность клерков улучшает аромат цитрусовых, после обеда помогает сосредоточиться цветочный запах, а вечером хвоя снимает усталость.

Ароматизация стала серьезным направлением в индустрии обработки воздуха. Для удовлетворения потребности в приятной атмосфере было разработано мощное оборудование, способное ароматизировать помещения объемом около 20000 м<sup>3</sup>.

Ароматизаторы имеют небольшие габариты, малошумны, просты в обслуживании, а, кроме того – экономичны. Питание прибора и вентиляционной машины обычно совмещается, чтобы в случае отключения вентиляции прекращалась и ароматизация.

Принцип действия может быть различен. В более старых моделях пахучая жидкость нагревается приблизительно до 54°С и, испаряясь, попадает в воздушный поток при помощи вентилятора. В более современных – ароматическое вещество подается в воздушный канал через форсунку, обеспечивающую распыление без образования капель. Некоторые устройства можно подключать сразу к нескольким вентиляционным машинам, расположенным поблизости друг от друга.

Управлять прибором можно и вручную, и используя таймер, который позволяет не только включать и выключать ароматизацию, но и в зависимости от времени суток и дня недели управлять ее интенсивностью. Для упрощения процедуры настройки предусмотрена

возможность подключения компьютера со специальным программным обеспечением.

Для систем ароматизации помещений через вентиляционную сеть разработано более 200 ароматов. Лидер европейского рынка в этом направлении – немецкая компания Reima AirConcept GmbH, основанная Йенсом Райсманном в 1998 году. На сегодняшний день ее представители действуют в России, Австрии, Швейцарии, Лихтенштейне, Франции, Бельгии, Голландии, Люксембурге, Польше, Венгрии, Латвии, Словении, Великобритании, Чехии, ОАЭ и на Украине.

Ароматы изготавливаются из натуральных и идентичных натуральным составляющих, поставляемых членами IFRA – Международной ассоциации производителей ароматических веществ. Высокое качество продукции подтверждено соответствующими сертификатами и санитарно-эпидемиологическими заключениями.

Помимо готовых запахов, компания может изготовить аромат на заказ, чтобы подчеркнуть индивидуальность и фирменную атмосферу компании-клиента.

В ароматических жидкостях приборов применяется система абсорбции неприятных запахов OM-Ega 4. Ее активная составляющая – рицинолеат цинка – обладает способностью связывать и поглощать любые запахи, особенно изовалериановую кислоту – самый пахучий ингредиент пота, а, кроме того, оказывает бактерицидное и противогрибковое действие. Борется с грибком, бактериями и вирусами и другой компонент OM-Ega 4 – бензалкониумхлорид.

Считается, что климатический рынок носит сезонный характер. Расширение сферы деятельности климатической компании за счет ароматизации позволит получать прибыль независимо от времени года и географического положения. Приятный запах нужен и зимой, и летом, и в Краснодаре, и в Мурманске.

#### **Список литературы**

1. Штокман Е.А. Очистка воздуха: учеб пособие.-М.:Издательство Ассоциации строительных вузов, 2007 с268-272
2. Западалов А. Ароматизация как новое направление в вентиляции / Мир климата, № 52
3. [http://www.mir-klimata.com/archive/number52/article/15\\_aroma](http://www.mir-klimata.com/archive/number52/article/15_aroma)

## **Энергосбережение в кондиционировании**

Ларина М.О. (студ. гр. ТГВ-51),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент)

Кондиционирование воздуха в помещениях предусматривается для создания и поддержания в них: установленных нормами допускаемых условий воздушной среды, если они не могут быть обеспечены более простыми средствами; искусственных климатических условий в соответствии с технологическими требованиями внутри помещения или части их круглогодично или в течение теплого, либо холодного периода года; оптимальных (или близких к ним) гигиенических условий воздушной среды в производственных помещениях, если это экономически оправдано увеличением производительности труда; оптимальных условий воздушной среды в помещениях общественных и жилых зданий, административных и многофункциональных, а также вспомогательных зданий промышленных предприятий.

В любом правильно организованном предприятии общественного питания работают системы поддержания микроклимата: вентиляция, кондиционирование и отопление. Все они требуют значительных затрат тепловой или электрической энергии. В условиях устанавливаемых энергетических лимитов и необходимости оптимизации производственных затрат приходится искать пути снижения потребления энергии. Задачи, решаемые климатическими системами в ресторанах, обычно сводятся к поддержанию комфортной температуры, подачей свежего воздуха, удалению запахов и теплоизбытков.

Существуют устройства, предназначенные для того, чтобы часть тепловой энергии вытяжного воздуха передать приточному, вернув долю затраченной на его подготовку энергии. Это рекуператоры тепла, они позволяют вытяжным воздухом подогреть наружный приточный зимой и охлаждать летом.

Теплообменники рекуператоров бывают разных конструкций, каждая из которых имеет свои достоинства и недостатки. Самым эффективным на сегодня является роторный теплообменник, он может вернуть до 75% тепловой энергии.

Любые мероприятия по улучшению энергоэффективности предприятия требуют дополнительных финансовых и организационных затрат. В каждом случае необходимо очень внимательно анализировать экономическую целесообразность того или иного решения.

К технологиям по снижению энергозатрат можно отнести метод испарительного охлаждения, применение чиллеров, тепловых насосов, а также энергосберегающие системы кондиционирования с аккумуляцией холода.

Использование метода испарительного охлаждения в холодильных системах и применительно к системам кондиционирования воздуха оптимально для местности с сухим и жарким климатом, однако при повышенной влажности этот метод неприменим. Предварительное осушение воздуха твердыми или жидкими сорбентами позволяет эффективно использовать испарительное охлаждение в любых климатических условиях.

В достаточно широком диапазоне начальных параметров воздуха альтернативная система кондиционирования воздуха вполне обеспечивает получение комфортных параметров воздуха только испарительными методами, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению, и может при этом опираться на солнечную энергию, как на основной греющий источник, обеспечивающий регенерацию абсорбента. Выбор типа солнечного коллектора для компоновки гелиосистемы определяется сложностью решаемой задачи, и, в любом случае, доля солнечной энергии в обеспечении регенерации абсорбента и поддержании непрерывности цикла может и должна быть значительной. Она определяется технико-экономическими соображениями.

Аккумуляция холода путем намораживания льда на поверхности испарителя. До наступления пиковой нагрузки на поверхности испарителя холодильной машины намораживается слой льда, который плавится в период пиковой нагрузки. Одним из недостатков аккумуляторов с намораживанием льда на поверхности испарителя являются небольшие площади теплообмена лед-вода.

При аккумуляция холода льдоводяной смесью лед вырабатывается при помощи льдогенератора и сыпается в аккумулятор. В аккумуляторе образуется смесь льда и воды — «шуга». Поверхность теплообмена лед-вода в этом способе значительно больше, чем в аккумуляторах с накоплением льда на поверхности испарителя, аккумуляция холода происходит при постоянной температуре кипения хладагента в льдогенераторе. Недостатком аккумуляторов с льдоводяной смесью является необходимость перемешивания льдоводяной смеси и низкая температура кипения холодильного агента, снижающая показатели работы холодильных машин.



Аккумуляция холода с использованием капсул-заполнителей. Этот способ состоит в том, что лед в аккумуляторе холода не имеет непосредственного контакта с охлаждающей жидкостью, а образуется в полиэтиленовых капсулах-накопителях. Используя различные жидкости, как для охлаждения, так и для заполнения капсул, можно задавать температуру льдообразования.

Современные системы кондиционирования представляют собой, при сравнении со старыми образцами, удобную и достаточно недорогую систему, удовлетворяющую многих потребителей. Постоянное усовершенствование и поиск новых идей позволяют успевать за все нарастающими требованиями к таким типам устройств, а внедрение новых технологий делает их более привлекательными. Что, в свою очередь, сказывается на спросе. С энергоэффективной точки зрения, современное оборудование позволяет экономить в 2, а то и в 3 раза по сравнению с системами прошлых поколений. Дальнейшее совершенствование позволит экономить все больше и больше и быть уверенным в надежности и качестве предоставляемых устройств.

#### **Список литературы**

1. Кокорин О. Я. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха. – М.: ООО «ЛЭС», 2007. 213 С.
2. [Электронный ресурс]: Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха в высотных зданиях// <http://www.abok.ru>.

## Энергосберегающие технологии в системах вентиляции

Насибуллов А.З. (студ. гр. ТГВ – 51),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент)

Существует несколько направлений снижения энергоемкости вентиляционных систем. Важнейшим из них является утилизация тепла вентиляционных выбросов. Современные энергосберегающие вентустановки используют низкоэнергетический потенциал тепла уходящего из здания воздуха с помощью специального оборудования на базе пластинчатых, батарейных и роторных рекуператорных систем. Это оборудование позволяет гибко управлять параметрами микроклимата в вентилируемых помещениях и существенно сокращать затраты энергии на тепловую обработку воздуха. По сравнению со сквозным проветриванием режим вентиляции с утилизацией тепла дает возможность в холодный период года значительное время обходиться без использования подогревателей воздушного потока. Для нашей страны экономия энергии при использовании теплоутилизирующих агрегатов достигает 85 % по сравнению с затратами энергии при традиционной вентиляции производственных помещений. В таких условиях подобное оборудование окупается за 4-5 лет. При этом срок службы установок составляет 15-20 лет. Таким образом, применение теплоутилизации в вентсистемах является основным средством снижения их стоимости в течение жизненного цикла.

Согласно правилам вентиляции, подаваемый в помещение приточный воздух необходимо подогревать. Для этого используют калориферы, на которые расходуется значительное количество энергии. Поэтому нужно максимально использовать тепло вытяжного воздуха, что достигается при внедрении роторных рекуператорных систем. Вентиляционные системы с рекуператором наиболее актуальны для больших помещений с большой проходимостью и высокими требованиями к воздухообмену. Также, вентиляционная система с рекуператором обязательна для индивидуальных энергосберегающих домов.

Поэтому следует обратить внимание на приточно-вытяжные агрегаты GOLD компании PM-LUFT (Швеция) – это комплектные агрегаты для комфортной вентиляции, которые производятся в 7-ми стандартных типоразмерах производительностью от 500 до 13000 м<sup>3</sup>/ч.

Установки оснащены уникальным роторным утилизатором тепла с КПД до 86%. Это достигается за счет увеличенной поверхности теплоотдачи и специальной конструкции утилизатора тепла. За счет того, что в изготовлении роторного утилизатора применяется новый метод механического крепления, он имеет более длительный срок службы по сравнению с утилизаторами от других производителей. Аксиально-радиальными вентиляторами GOLD WING с непосредственным приводом, обладающих высоким напором (до 1000 Па) при низком уровне шума. Вентиляторы дают ровный по скорости поток воздуха, что позволяет при монтаже подключать воздуховоды непосредственно к агрегату под углом 90 градусов.

Преимущества установок GOLD:

1. КПД теплоутилизации до 86% при равных расходах приточного и вытяжного воздуха;
2. Агрегаты работоспособны с сохранением всех функций до -50 оС наружного воздуха;
3. Возможность управления через сеть GSM при помощи сотового телефона;
4. Встроенное автоматическое управление агрегатом, на основе передовых технологий, учитывающее более 50 параметров;
5. Быстрая окупаемость затрат;
6. Возможность плавного регулирования расхода воздуха в широком диапазоне;
7. Низкий уровень шума и вибрации;
8. Полное отсутствие перетока отработанного воздуха в чистую полость;
9. Высокая степень очистки воздуха;
10. Компактные размеры агрегатов.

#### **Список литературы**

1. [Электронный ресурс]: Инжиниринг (главная страница). Эл. источник: <http://www.alfar.ru/smart/4/1203>
2. [Электронный ресурс]: Приточно – вытяжные агрегаты GOLD. Эл. источник: <http://www.rutena.ru/engineering/equipment/?/engineering/equipment/ventilation/gold>

## **Экологические аспекты использования СКВ с чиллерами и фэнкойлами**

Никитина Т.А. (студ. гр. ТГВд-42),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент).

Прогресс техники неизбежно связан с усилением вредного влияния на окружающую среду. Не исключение и холодильная техника. Влияние на окружающую среду двойное: глобальное на атмосферу и местное непосредственно на человека. Глобальное влияние на окружающую среду связано с разрушением озонового слоя, «парниковым» эффектом и «тепловым» загрязнением окружающей среды. Основными разрушителями озона являются атомы хлора и брома, отделившиеся под действием солнечной радиации от молекул синтезированных человеком химических веществ, относящихся к классу галогенизированных углеводородов.

Основные холодильные влияют на окружающую среду двумя путями: выбросом хладагентов (из числа глобальных утеплителей); косвенным выбросом CO<sub>2</sub>, вырабатываемым и попадающим в атмосферу в результате потребления энергии холодильной системой (для очень многих систем преобладающим является именно этот эффект).

В области кондиционирования воздуха в течение нескольких десятилетий вне конкуренции был R22 (ГХФУ), до сих пор он применяется почти всеми изготовителями, поскольку в большинстве стран его использование в новых установках пока разрешено (до 2020 и даже 2040 годах для стран, оговоренных в Статье Монреальского протокола). Многие изготовители, включая нескольких ведущих, предлагают ряд чиллеров, работающих на R407C. Альтернативный хладагент R407C представляет собой тройную смесь ГФУ-32, ГФУ-125 и ГФУ-134а (23% – ГФУ-32, 25% – ГФУ-125 и 52% – ГФУ-134а). По своей рецептуре она служит заменой ГХФУ-22 в системах кондиционирования воздуха при аналогичном давлении. Особенность R407C заключается в том, что он является смесью хладагентов и испаряется в некотором температурном диапазоне, а не при постоянной температуре (как происходит с другими хладагентами, не являющимися смесью). Это

явление называется температурной текучестью: R407C испаряется в температурном диапазоне 4,4°C, например, испарение начинается при температуре 3°C, а заканчивается при температуре выше 7°C. Явление температурной текучести при некотором усовершенствовании конструкции холодильного агрегата может быть использовано для снижения его энергопотребления. Усовершенствование связано с применением противоточного испарителя, генерирующего насыщенный пар с температурой выше конечной температуры охлаждаемой воды, и регенеративного теплообменника, в котором жидкий хладагент переохлаждается, отдавая теплоту газообразному хладагенту на пути от испарителя к компрессору. Более высокая температура на входе в компрессор уменьшает работу сжатия компрессора и снижает энергопотребление, сокращая эксплуатационные расходы. Таким образом, применение R407C повышает эффективность работы холодильной машины (чиллера) и уменьшает воздействие на окружающую среду, что связано с сокращением потребления электроэнергии, производимой электростанциями, которые работают на ископаемом топливе и являются основным источником выбросов CO<sub>2</sub>.

«Тепловое» и общее загрязнение окружающей среды можно снизить, полезно используя теплоту конденсации фреона в чиллере для нагревания воды в теплый период года, используя чиллер в режиме теплового насоса для отопления зданий в переходный период и при особых условиях эксплуатации в холодный период, при этом не только экономится топливо, но и уменьшается суммарное вредное воздействие на окружающую среду. Чиллер является типичным холодильным агрегатом, работающим по принципу компрессионного цикла охлаждения (основной принцип функционирования кондиционера, основанный на циклическом изменении консистенции теплоносителя при изменении давления и температуры).

Местное негативное влияние СКВ с системой охлаждения на человека может быть связано с аварийными ситуациями, возникающими при работе системы. Речь идет об утечках хладагента непосредственно в помещение, где установлен кондиционер, возможных при работе сплит-систем, систем VRF. Опасность возникает при пожаре, так как хладагенты разлагаются под действием высоких температур, развиваемых пламенем, либо при использовании электрических

нагревателей. При разложении могут выделяться токсичные и раздражающие соединения, в частности, хлористый водород и фтористый водород. Сами по себе хладагенты не огнеопасны и не взрывоопасны, однако многие хладагенты ГХФУ и ГФУ могут стать горючими при смешении их с большим количеством воздуха при давлении, превышающем атмосферное.

#### **Список литературы**

1. Белова Е.М. «Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами» М.: «Евроклимат». 2007. 201с.
2. Кокорин О. Я. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха. М.: ООО «ЛЭС». 2007. 180 С.

## Системы кондиционирования лечебных учреждений

Павлов В.А. (студ. гр. ТГВд-42),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент)

Лечебно-профилактические учреждения (ЛПУ) разнообразны по функциональному назначению, особенностям медико-технологических процессов, протекающих в них. Это приводит к формированию в объеме одного здания помещений различных классов чистоты и нормируемых уровней бактериальной обсемененности воздуха. Для обеспечения хорошего качества воздушной среды требуется организация рационального воздухообмена, эффективная работа систем вентиляции и кондиционирования воздуха и высококачественные способы управления этими системами и их эксплуатации. В помещениях, где предъявляются повышенные требования к состоянию воздуха, а именно операционных, реанимационных, наркозных, послеоперационных палатах, боксах для ожоговой терапии, родильных отделениях и т. п. в обязательном порядке должны устанавливаться системы кондиционирования. Причем для дополнительной очистки они комплектуются бактериологическими фильтрами.

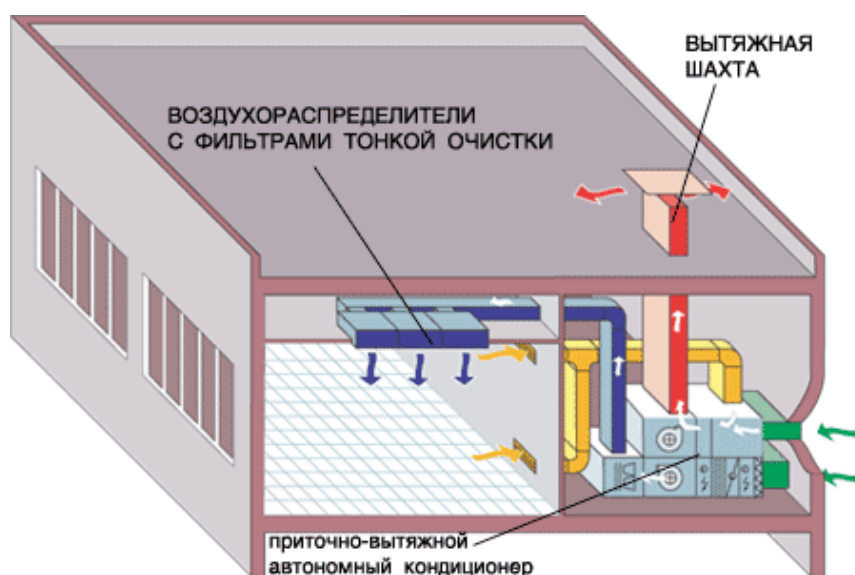


Рис. 1. Схема кондиционирования операционной

В структуре здания больницы одним из наиболее ответственных звеньев являются помещения операционных, из-за важности хирургического процесса, и обеспечения необходимых условий

микроклимата для того, чтобы этот процесс был удачно проведен и завершен.

Для кондиционирования операционных используется моноблочный приточно-вытяжной автономный кондиционер. В конструкции кондиционера использована двухярусная компоновка. Кондиционер с фреоновым воздухоохладителем расположен в нижнем ярусе. Наружный воздух поступает в кондиционер, охлаждается или нагревается в нем, в зависимости от температуры наружного воздуха, проходит две ступени очистки и по системе воздуховодов поступает в помещение операционной. Раздача воздуха осуществляется в верхнюю зону через специальные решетки, оснащенные специальными фильтрами тонкой очистки. Вытяжные решетки в помещениях установлены в верхней и нижней зонах операционной для удаления из нее легких и тяжелых наркотических газов. По сети воздуховодов вытяжной воздух поступает в секции кондиционера, расположенные во втором ярусе. Холодильная машина кондиционера имеет воздухоохлаждаемый конденсатор. Для охлаждения конденсатора используется воздух вытяжной системы с дополнительным подмесом наружного воздуха. Удаление вытяжного воздуха осуществляется в атмосферу через специальную шахту на кровле здания.

#### **Список литературы**

1. Борисоглебской А. П. Больничные операционные залы. Контроль воздушных потоков. АВОК. №8. 2009. С. 8-12.
2. [Электронные ресурсы]: <http://www.airclimat.ru/tipovye-resheniya-skv-razlichnyh-pomeshcheniy-zdaniy.htm>



## **Автоматизация и диспетчеризация систем вентиляции и кондиционирования**

Саранцева Е.И. (студ. гр. ТГВд-41),  
руковод. Ямлеева Э.У. (к.т.н., доцент)

Система диспетчеризации – это набор аппаратных и программных средств для централизованного контроля и управления инженерными системами. Информация о всем подключенном к системе диспетчеризации оборудовании выводится в режиме реального времени на экран компьютера.

Системы автоматики и диспетчеризации для систем кондиционирования, вентиляции и отопления решают следующие основные задачи:

- автоматическое обеспечение необходимого микроклимата;
- надежная и безотказная работа установленных систем;
- возможность снижения общих капитальных затрат и расходов на эксплуатацию (за счет уменьшения энергопотребления и повышения надежности работы оборудования);
- снижение затрат на использование высококлассных (и дорогих) специалистов;
- безопасность как установленных систем, так и их пользователей.

Установка современной системы автоматизации и диспетчеризации обеспечивает:

- реальную и полную картину состояния всех инженерных систем в любой момент времени;
- удобный графический интерфейс, где в виде мнемосхем представлено все установленное оборудование;
- быструю и адекватную реакцию на аварийные ситуации;
- возможность выдачи аварийных сообщений на экран монитора, принтер, удаленный компьютер, пейджер, мобильный телефон;
- регистрацию всех системных событий, что позволяет во многих случаях установить причину аварийной ситуации, ее виновника, а также предотвратить ее появление в дальнейшем;
- быструю и точную реакцию на изменение условий внешней среды;

- подсчет времени наработки оборудования и предупреждение о необходимости проведения профилактических и регламентных работ и, за счет этого, продление срока службы инженерных систем;
- более широкие возможности по управлению системами при сокращении штата обслуживающего персонала;
- возможность сбора статистической информации и прогнозирования.

В наше время уже трудно представить свою жизнь без систем вентиляции и кондиционирования, которые приобретают не только для промышленных зданий и офисов, но и для дома. Абсолютное большинство систем вентиляции имеет автоматические системы управления. Для промышленных систем используются шкафы автоматизированного управления вентиляцией. Подобную возможность предусматривает и кондиционирование, автоматика в этом случае также поможет контролировать работу одной или нескольких единиц климатического оборудования.

Автоматика вентиляции дает такие преимущества, как понятное и качественное управление работой всей системы, надежная защита оборудования и централизованный контроль температурного режима во всех помещениях. Автоматика систем вентиляции подразумевает наличие специальных датчиков, помогающих системе следить за температурными параметрами и при необходимости изменять их. Стабильность и надежность нашей автоматики обеспечивается защитой от перепадов напряжения и помех.

Автоматика для вентиляции очень проста в использовании и не требует дополнительного обучения персонала, а соответственно, затрат времени и средств. В настоящее время наибольшее распространение получила система «Умный Дом». Умный Дом (Smart House) — это интеллектуальная система управления, обеспечивающая согласованную и автоматическую работу всех инженерных сетей дома. Такая система грамотно распределяет ресурсы снижает эксплуатационные затраты и обеспечивает понятный интерфейс контроля и управления. Проекты Умный дом обладают множеством различных функций, охватывающих все сферы жизни.

Например, при чрезвычайном происшествии интеллектуальная система безопасности самостоятельно принимает все возможные меры для устранения опасности, оповещает о ЧП хозяина и все необходимые инстанции.

Максимальный комфорт в бытовом плане хозяину обеспечивают умные цифровые технологии, которые избавляют человека от каждодневных домашних обязанностей.

Благоприятный климат создают системы вентиляции, кондиционирования и отопления. Важно, что все происходит автоматически. Человеку не нужно задумываться о том, какой в данный момент должна быть температура и влажность воздуха и когда придет пора включать вентиляцию. Атмосфера в Умном доме всегда идеальная.

#### **Список литературы**

1. Парр Э. Программируемые контроллеры: руководство инженера. Пер. 3-го англ. изд. Б. И. Копылова. М.: Бином. Лаборатория знаний. 2007. 212 С.
2. [Электронные ресурсы]: Автоматика для систем вентиляции и кондиционирования// <http://www.electrotest.ru>
3. [Электронные ресурсы]: Автоматизация и диспетчеризация систем вентиляции и кондиционирования воздуха // <http://www.innovation-group.ua>

## **Локальные системы кондиционирования воздуха в офисных зданиях**

Шабанов И.С. (студ. гр. ТГВд-42),  
руковод. Шарапов В.И. (д.т.н., профессор)

Традиционные системы вентиляции и кондиционирования воздуха являются основными потребителями энергии в системах инженерного обеспечения административных и офисных зданий. Действующими нормативами в таких зданиях предусмотрено обеспечивать подачу на каждого сотрудника 60 м<sup>3</sup>/ч свежего наружного воздуха и поддерживать в помещениях оптимальные параметры микроклимата: относительную влажность воздуха 30–60% и температуру летом +22...+24 °С, зимой +20...+22 °С. Принципы организации кондиционирования воздуха в административных зданиях предполагают погодозависимое регулирование параметров микроклимата. С другой стороны, традиционные системы работают с постоянным воздухообменом в рабочем режиме. Так, если расчетная численность персонала в здании – 1000 человек, то системы должны подавать в помещение 60000 м<sup>3</sup>/ч свежего приточного воздуха.

Системы включаются в работу с приходом первых сотрудников и выключаются с уходом последних. Причем вместо односменного режима по регламенту функционирования здания (9 часов) инженерные системы фактически эксплуатируются 1,5–2,0 смены (12–15 часов) вне зависимости от числа работающих сотрудников.

Адаптивная вентиляция — особый вид систем вентиляции с переменным расходом воздуха (VAV), предусматривающий возможность глубокого регулирования воздухообмена по отдельным зонам и во времени, в зависимости от фактической заполняемости помещений людьми. В качестве главного индикатора качества состава воздуха используется концентрация углекислого газа – CO<sub>2</sub>. Датчики CO<sub>2</sub>, установленные в помещениях, в зависимости от величины порогового значения концентрации дают управляющие сигналы на уменьшение или увеличение подачи свежего наружного воздуха в обслуживаемую зону. Управляющие сигналы датчиков воспринимаются регулирующими органами воздухораспределителей и регулирующими клапанами на подводящих воздуховодах. Регулирующие клапаны разветвленной сети воздуховодов управляются контроллером таким образом, чтобы

возмущающие воздействия в отдельных зонах не вызывали разрегулировки ответвлений в других зонах и во всей системе в целом. Одним из средств энергосбережения зданий является использование систем вентиляции, регулируемой по уровню потребности. Влияние таких систем на жизнеобеспечение здания отражается на величине общего и пикового потребления энергии системой ОВК, а также на качестве внутреннего воздуха.

Наиболее распространенным способом внедрения системы вентиляции, регулируемой по уровню потребности, является регулирование количества наружного воздуха, подаваемого для вентиляции, в зависимости от уровня  $\text{CO}_2$  во внутреннем воздухе здания. Мониторинг уровня  $\text{CO}_2$  может осуществляться при помощи датчика, расположенного в зоне, в которой находятся люди, или в потоке вытяжного воздуха. Физическая задача состоит в организации воздушно-тепловых потоков, включая подачу свежего воздуха на рабочее место, при минимальных энергетических затратах, но при сохранении оптимальных условий комфортности. Устройства для локальных систем кондиционирования микроклимата включают в себя следующие блоки оборудования:

- воздухоприготовительная установка приточного воздуха. В ее функцию входит подготовка наружного воздуха: очистка, нагрев (в холодный и переходный периоды года), охлаждение (в теплый период года), в случае необходимости увлажнение;

- воздухоприготовительная установка рециркуляционного воздуха. В ее функцию входит забор воздуха из помещения, его очистка, нагрев или охлаждение;

- воздухораспределитель приточного свежего воздуха на локальном рабочем месте. В его функцию входит подача свежего воздуха в зону дыхания человека;

- воздухораспределители рециркуляционного воздуха. В их функцию входит создание оазиса оптимальных параметров микроклимата на локальном рабочем месте;

- система воздуховодов приточного и рециркуляционного воздуха для транспортировки воздуха от воздухоприготовительных установок к воздухораспределителям на рабочих местах. Система воздуховодов прокладывается в фальшполах административных зданий;

- система регулирующих устройств разветвленной вентиляционной сети для балансировки расходов воздуха к каждому рабочему месту при

переменном режиме подачи воздуха, с учетом фактического наличия персонала на рабочих местах;

- система регулирования производительности вентиляторов воздухоприготовительных установок, предусматривающая изменение числа оборотов вентилятора либо с помощью частотного привода, либо с помощью электронного регулятора;

- система датчиков присутствия людей на рабочих местах, заблокированная с отключающими подачу воздуха заслонками;

- контроллер автоматического управления системами вентиляции и кондиционирования воздуха, обеспечивающий регулирование температуры воздуха в системах вентиляции и рециркуляции, расхода воздушных потоков на локальных рабочих местах;

- система управляемого освещения на локальных рабочих местах с датчиком освещенности.

В зависимости от сигнала датчика присутствия сотрудников на рабочем месте свежий наружный воздух подается в зону дыхания человека, или его подача блокируется регулируемыми заслонками при отсутствии сотрудника. В рециркуляционный блок воздух поступает из верхней зоны помещения, очищается, нагревается или охлаждается в зависимости от отклонения температуры окружающей среды от заданных оптимальных параметров микроклимата и вентилятором подается в сеть воздуховодов к рециркуляционным воздухораспределителям. Опять же в зависимости от сигнала датчика присутствия персонала на рабочем месте воздух подается в объем локальной рабочей зоны, либо его подача блокируется.

По такому принципу может быть построена система локального кондиционирования индивидуальных рабочих мест в помещениях с большим количеством персонала и многокомнатных зонах. Оценка воздушно-теплого режима на локальном рабочем месте показала возможность:

- экономии теплоты в системе отопления за счет поддержания за пределами локальных рабочих мест допустимых условий микроклимата (температура воздуха может быть ниже оптимальной примерно на 2 °С);

- экономии теплоты и холода в системах вентиляции за счет сокращения воздухообмена по наружному воздуху примерно в 2 раза;

- экономии холода в рециркуляционных системах за счет поддержания за пределами рабочих мест температуры воздуха на 2–3 °С выше оптимальных значений;

– сокращения производительности основного инженерного оборудования (приточные и вытяжные установки, холодильный центр, тепловой пункт);

– снижения установленной мощности инженерного электрооборудования.

Оценка выполнена для климатических условий Москвы в расчете на 1 офисное место (10 м<sup>2</sup>). Экономия тепла может составлять до 70 кВт·ч/м<sup>2</sup>·год, а электроэнергии – 18 кВт·ч/м<sup>2</sup>·год. Пиковые нагрузки на тепловую и электрическую энергию могут быть снижены в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха на 40%.

#### **Список литературы**

1. Lawrence T. Системы вентиляции, регулируемые по уровню потребности // АВОК.– 2005.– № 5.
2. Warden D. Регулирование расхода приточного воздуха по концентрации CO<sub>2</sub> // АВОК.– 2005.– № 2.
3. Наумов А.Л. Выбор энергоэффективных систем кондиционирования воздуха офисных зданий // АВОК.– 2005.– № 5.
4. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. М. : Стройиздат, 1978.

*Раздел 2. Разработка новых энергосберегающих технологий теплоснабжения и строительства*

УДК 697.34

**Регулирование расхода горячей воды поступающей на циркуляцию в закрытых системах теплоснабжения**

Емельянова А.О. (студ. гр. МТГВд–51), Орлов М.Е. (к.т.н., доцент), Ротов П.В. (к.т.н., доцент), Шарапов В.И. (д.т.н., профессор)

В существующих системах теплоснабжения существует значительный нереализованный потенциал энергосбережения. Одним из направлений энергосбережения в системе теплоснабжения, а именно в системах горячего водоснабжения должно стать автоматическое регулирование расхода горячей воды поступающей на циркуляцию.

Присоединения установок горячего водоснабжения системы теплоснабжения разделяют на **открытые** и **закрытые**.

В **закрытых** водяных системах теплоснабжения воду из тепловых сетей используют только как греющую среду для нагревания в подогревателях поверхностного типа водопроводной воды, поступающей затем в местную систему горячего водоснабжения. В **открытых** водяных системах теплоснабжения горячая вода к водоразборным приборам местной системы горячего водоснабжения поступает непосредственно из тепловых сетей.

В больших жилых зданиях с неравномерным потреблением горячей воды при продолжительном прекращении водоразбора происходит остывание воды, вследствие чего возникает необходимость ее слива. Остывание воды в разводящих трубопроводах предупреждается непрерывной или кратковременной естественной или принудительной циркуляцией теплоносителя в местной системе. Естественная циркуляция наиболее эффективна в системах с верхней разводкой, так как с устройством замкнутого контура непрерывно действующая циркуляция возникает естественным путем. Естественное движение воды происходит за счет разной плотности горячей и остывшей воды.

В зданиях с длиной разводящих трубопроводов, превышающей допустимые пределы, применяется принудительная циркуляция с



помощью насосов. Она допускается в системах с нижней разводкой трубопроводов (рис. 1) [1].

Системы горячего водоснабжения с непрерывной циркуляцией работают с постоянным подогревом воды, что является необходимым условием применения полотенцесушителей. Поэтому в жилых домах и зданиях, перечень которых установлен нормами проектирования [2], горячее водоснабжение должно проектироваться с циркуляцией и полотенцесушителями. Полотенцесушители размещаются в ванных комнатах и душевых помещениях на трубопроводах, в которых обеспечивается постоянное протекание горячей воды [1].

Таким образом, для обеспечения постоянной температуры горячей воды, подаваемой потребителям, независимо от режима ее потребления предусматривается циркуляция части горячей воды.

На рис. 1. показана традиционная схема системы горячего водоснабжения с подогревателем, по которому водопроводную воду из трубопровода холодной воды направляют в подогреватель, в котором нагревают сетевой водой из теплосети до нормативной температуры, устанавливаемой с помощью регулятора температуры. Горячую воду требуемой температуры направляют в подающий трубопровод горячей воды и далее к водоразборным приборам потребителей. Тепловые потери в системе горячего водоснабжения компенсируют за счет постоянной циркуляции части горячей воды по циркуляционному трубопроводу с помощью циркуляционного насоса.

Подогреватели горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения обходятся значительно дороже смесителей, применяемых в открытых системах теплоснабжения. Но при непосредственном большом водоразборе из тепловых сетей затраты на подготовку подпиточной воды на тепловой станции и перекачку теплоносителя в сетях иногда превышает экономию, получаемую от замены подогревателей в тепловых пунктах смесительными приборами [1].

В ряде случаев традиционные системы горячего водоснабжения работают неудовлетворительно, основной недостаток системы ГВС это остывание воды в трубопроводах при перерывах в водоразборе. Открывая кран после перерыва в водопотреблении, потребитель получает воду с пониженной температурой и начинает сливать эту воду в канализацию до появления воды с нужной ему температурой. Это происходит из-за недостаточного количества циркулирующей воды, что

приводит к нерациональному расходу воды и существенно повышает плату за воду.

Также понижается экономичности работы системы ГВС при постоянном завышенном расходе циркулирующей воды, при котором возрастают энергозатраты на ее циркуляцию.

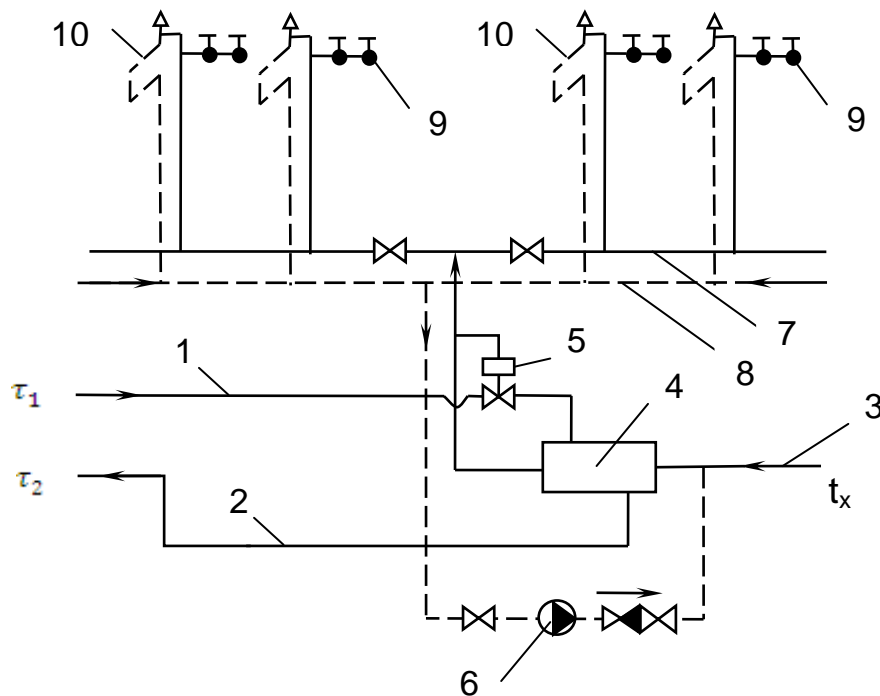


Рис. 1. Схема горячего водоснабжения с подогревателем и принудительной циркуляцией: 1,2 – подающий и обратный трубопровод теплосети; 3 – трубопровод холодной воды; 4 – подогреватель; 5 – регулятор температуры; 6 – циркуляционный насос; 7,8 – подающая и циркуляционная линии; 9 – водоразборные приборы; 10 – полотенцесушители

Для устранения недостатков традиционной схемы сотрудниками НИЛ ТЭСУ УлГТУ под руководством профессора Шарапова В.И., были предложены новые технологии регулирования системы ГВС для открытой [3,4,5] и закрытой [6,7] систем теплоснабжения, обеспечивающие поддержание нормативной температуры горячей воды у всех потребителей при минимально необходимом расходе циркулирующей горячей воды.

Суть новой технологии регулирования системы ГВС заключается в следующем: при максимальном разборе горячей воды из водоразборных приборов расход циркулирующей воды снижают с помощью регулятора и датчика, благодаря чему снижаются энергозатраты и повышается экономичность системы горячего водоснабжения, а при минимальном разборе горячей воды потребителями расход циркулирующей в

циркуляционном трубопроводе воды увеличивают для поддержания нормативной температуры горячей воды в водоразборных приборах потребителей, благодаря чему повышается качество работы системы горячего водоснабжения.

Таким образом, происходит поддержание нормативной температуры горячей воды у всех потребителей при минимально необходимом расходе циркулирующей горячей воды.

На рис. 2 показана предложенная схема регулирования системы горячего водоснабжения для закрытой системы теплоснабжения.

Водопроводную воду из трубопровода холодной воды 5 направляют в подогреватель 6, в котором нагревают сетевой водой из подающего 1 трубопровода теплосети, поступающей по подводящему трубопроводу прямой сетевой воды 3, до нормативной температуры, устанавливаемой с помощью регулятора температуры 8 и датчика 9. Охлажденную в подогревателе 6 сетевую воду по трубопроводу охлажденной сетевой воды 4 направляют в обратный трубопровод 2 теплосети. Горячую воду требуемой температуры из подогревателя 6 направляют в подающий трубопровод горячей воды 7, и далее к водоразборным приборам 10 потребителей. Тепловые потери в системе горячего водоснабжения компенсируют за счет циркуляции горячей воды по циркуляционному трубопроводу 11, циркуляцию осуществляют с помощью циркуляционного насоса 12. По импульсу от датчика температуры горячей воды 14 с помощью регулятора температуры 13 производят регулирование расхода горячей воды, поступающей на циркуляцию.

Новый способ работы системы горячего водоснабжения в закрытой системе теплоснабжения позволит повысить качество и экономичность работы системы горячего водоснабжения путем обеспечения постоянной нормативной температуры горячей воды, поступающей к водоразборным приборам потребителей при минимально необходимом для этого расходе воды на циркуляцию.

При оценке эффективности новой технологии регулирования температуры воды в системе ГВС рассмотрим 19-ти этажный жилой дом с административными помещениями на первом этаже, в Московской области, г. Лыткарино. Присоединение системы теплоснабжения проектируемого жилого дома к наружным тепловым сетям осуществляется от существующей котельной.

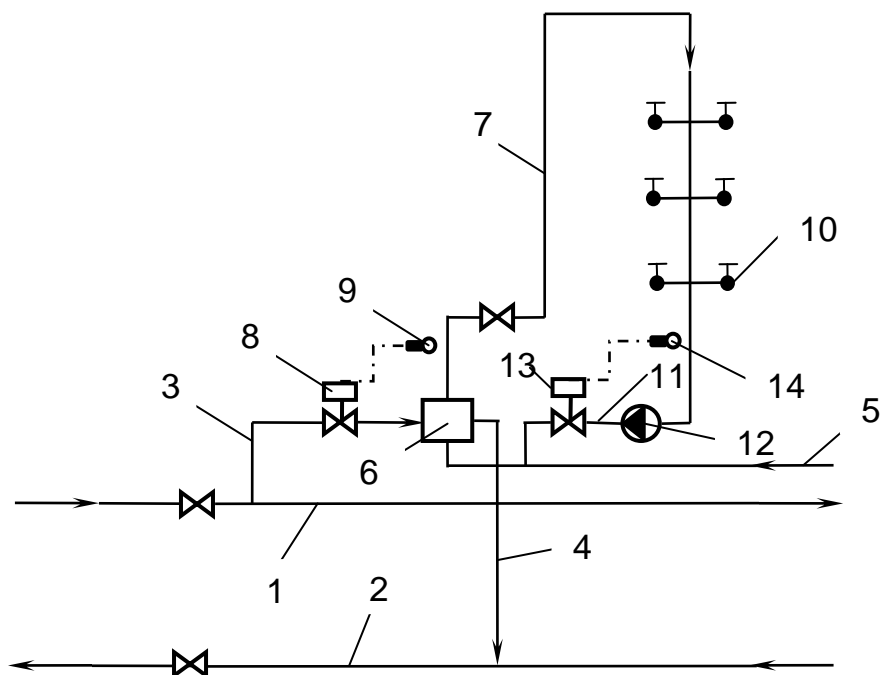


Рис. 2. Схема регулирования системы горячего водоснабжения для закрытой системы теплоснабжения: 1,2 – подающий и обратный трубопровод теплосети; 3,4 – подводящие трубопроводы прямой и охлажденной сетевой воды; 5 – трубопровод холодной воды; 6 – подогреватель; 7 – подающий трубопровод горячей воды; 8 – регулятор температуры; 9 – датчик температуры; 10 – водоразборные приборы; 11 – циркуляционный трубопровод; 12 – циркуляционный насос; 13 – регулятор температуры; 14 – датчик температуры, установленный в начальной части циркуляционного трубопровода, после водоразборных приборов

Система горячего водоснабжения проектируемого 19-и этажного жилого дома присоединена к закрытой системе теплоснабжения. Температура воды в системе горячего водоснабжения  $T_3=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для системы горячего водоснабжения приняты два параллельно включенных водоподогревателя в каждой ступени подогрева. После теплообменников система ГВС разделена на две гидравлические зоны: 1 зона – с 1 по 9 этажи, 2 зона – с 10 по 19 этажи.

Для циркуляции воды в системе ГВС на обратном трубопроводе перед водоподогревателями ГВС установлены циркуляционные насосы CRE 5-2 фирмы GRUNDFOS (1осн.+1резерв.) для обеспечения нормальной циркуляции через полотенцесушители.

Циркуляционные насосы предназначены для циркуляции части горячей воды по циркуляционным стоякам для поддержания нормативной температуры горячей воды у всех потребителей. Насосы CRE фирмы GRUNDFOS созданы на основе насосов CR и принадлежат семейству E-

насосов. Отличительной особенностью этого типа насосов являются электродвигатели с частотным регулированием скорости вращения.

Рассчитаем мощность насоса при различных расходах на циркуляцию, а именно в размере 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 75% и 100% от максимального часового расхода горячей воды.

Рассчитаем часовые расходы горячей воды, для жилой части здания, для 1-ой и 2-ой зоны ГВС, но с учетом того, что на первом этаже располагаются офисы и магазины, расчет выполняем по нормам расхода воды из таблицы 1 [8, прил.3], полученные данные сведем в таблицу 2.

Таблица 1

Нормы расхода воды

	$q_u^{tot}$ , л/сут	$q_u^h$ , л/сут	$q_u^c$ , л/сут	$q_{hru}^{tot}$ , л/ч	$q_{hru}^h$ , л/ч	$q_{hru}^c$ , л/ч
1	2	3	4	5	6	7
Жители	400	130	270	20	10,9	9,1
Сотрудники	16	7	9	4	2	2
Магазин	16	7	9	4	2	2
	8	9	10	11	12	13
	$q_o^{tot}$ , л/с	$q_o^h$ , л/с	$q_o^c$ , л/с	$q_{ohr}^{tot}$ , л/ч	$q_{ohr}^h$ , л/ч	$q_{ohr}^c$ , л/ч
Жители	0,3	0,2	0,2	300	200	200
Сотрудники	0,14	0,1	0,1	80	60	60
Магазин	0,14	0,1	0,1	80	60	60

где  $q_u^{tot}$  – норма расхода холодной и горячей воды в сутки наибольшего водопотребления, л/сут;  $q_u^h$  – норма расхода горячей воды в сутки наибольшего водопотребления, л/сут;  $q_u^c$  – норма расхода холодной воды в сутки наибольшего водопотребления, л/сут;  $q_{hru}^{tot}$  – норма расхода холодной и горячей воды в час наибольшего водопотребления, л/ч;  $q_{hru}^h$  – норма расхода горячей воды в час наибольшего водопотребления, л/ч;  $q_{hru}^c$  – норма расхода холодной воды в час наибольшего водопотребления, л/ч;  $q_o^{tot}$  ( $q_{ohr}^{tot}$ ) – расхода холодной и горячей воды прибором, л/с (л/ч);  $q_o^h$  ( $q_{ohr}^h$ ) – расхода горячей воды прибором, л/с (л/ч);  $q_o^c$  ( $q_{ohr}^c$ ) – расхода холодной воды прибором, л/с (л/ч).

1 зона	{	Жители	U	2 зона	{	Жители	U
		Офисы	133			Офисы	166
		Магазин	38			Магазин	0
			9				0

$U$ , чел. — общее число потребителей горячей воды.

Определение максимальных часовых расходов горячей воды 1 зоны: при отличающемся водопотреблении расход горячей воды определяем по формуле:

$$q_{\text{ohr}}^h = \frac{q_{\text{hru1}}^h \cdot U_1 + q_{\text{hru2}}^h \cdot U_2 + q_{\text{hru3}}^h \cdot U_3}{\frac{q_{\text{hru1}}^h \cdot U_1}{q_{\text{ohr1}}^h} + \frac{q_{\text{hru2}}^h \cdot U_2}{q_{\text{ohr2}}^h} + \frac{q_{\text{hru3}}^h \cdot U_3}{q_{\text{ohr3}}^h}} = \frac{10,9 \cdot 133 + 2 \cdot 38 + 2 \cdot 9}{\frac{10,9 \cdot 133}{200} + \frac{2 \cdot 38}{60} + \frac{2 \cdot 9}{60}} = 175 \text{ л/ч} \quad (1)$$

$$NP_{\text{hr}}^h = \sum_1^i \frac{q_{\text{hru}i}^h \cdot U_i}{q_{\text{ohr}i}^h} = \frac{10,9 \cdot 133}{200} + \frac{2 \cdot 38}{60} + \frac{2 \cdot 9}{60} = 8,815 \quad (2)$$

Безразмерный коэффициент  $\alpha_{\text{hr}} = 3,773$  [8, прил. 4], тогда максимальный часовой расход горячей воды для 1-й зоны составляет:

$$q_{\text{hr}}^h = 0,005 \cdot q_{\text{ohr}}^h \cdot \alpha_{\text{hr}} = 0,005 \cdot 175 \cdot 3,773 = 3,30 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (3)$$

Определение максимальных часовых расходов горячей воды 2 зоны:

$$NP_{\text{hr}}^h = \sum_1^i \frac{q_{\text{hru}i}^h \cdot U_i}{q_{\text{ohr}i}^h} = \frac{10,9 \cdot 166}{200} = 9,047 \quad (4)$$

Безразмерный коэффициент  $\alpha_{\text{hr}} = 3,842$  [8, прил. 4], тогда максимальный часовой расход горячей воды для 2-й зоны составляет:

$$q_{\text{hr}}^h = 0,005 \cdot q_{\text{ohr}}^h \cdot \alpha_{\text{hr}} = 0,005 \cdot 200 \cdot 3,842 = 3,84 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (5)$$

Циркуляционный расход составит:

$$q^{\text{cir}} = b \cdot q_{\text{hr}}^h, \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (6)$$

где  $b$  - доля циркуляционного расхода;  $q_{hr}^h$  – максимальный часовой расход горячей воды, м<sup>3</sup>/ч. Результаты расчетов циркуляционных расходов сведем в таблицу 2.

Мощность электродвигателя насоса определяем по формуле:

$$N = \frac{k \cdot \gamma \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_H \cdot \eta_p}, \quad (7)$$

где  $k$  – коэффициент запаса мощности электродвигателя (при  $Q \leq 100$  м<sup>3</sup>/ч,  $k = 1,2 \div 1,3$  при  $Q > 100$  м<sup>3</sup>/ч  $k = 1,1 \div 1,15$ );  $\gamma$  – удельный вес перекачиваемой жидкости, ( $\gamma = g \cdot \rho = 9,81 \cdot 1000 = 9810$  Н/м<sup>3</sup>);  $Q$  – производительность насоса, м<sup>3</sup>/ч;  $H = 7$  м – напор насоса;  $\eta_H$  - КПД насоса (по диаграмме характеристики принятого насоса CRE-5-2:  $\eta_H^{10\%} = 19\%$ ;  $\eta_H^{20\%} = 35\%$ ;  $\eta_H^{30\%} = 45\%$ ;  $\eta_H^{40\%} = 55\%$ ;  $\eta_H^{50\%} = 60\%$ ;  $\eta_H^{75\%} = 65\%$ ;  $\eta_H^{100\%} = 63\%$ );  $\eta_p$  – КПД передачи (при непосредственном соединении насоса с двигателем  $\eta_p = 1$ ).

Также в данной таблице 2 представлены значения потребления электроэнергии за сутки, кВт·ч и значения потребления электроэнергии за год, кВт·ч, рассчитаем стоимость электроэнергии на привод насоса, по тарифу на электрическую энергию для населения и приравненных к нему категорий потребителей на территории Московской области на 2013 год (Распоряжение Комитета по ценам и тарифам Московской области от 14.12.2012 г. № 130-Р). Городское население, проживающее в домах, оборудованных в установленном порядке стационарными электроплитами и (или) электроотопительными установками в период с 1 июля по 31 декабря 2013 года составляет 1 кВт·ч=2,81 руб., значения стоимости электроэнергии сведем в эту же таблицу 2.

Из таблицы 2 видно, что со снижением расхода воды на циркуляцию, уменьшается потребляемая циркуляционным насосом электрическая мощность, а в следствии и уменьшение потребления электроэнергии за сутки и за год. Для наглядности по полученным значениям построим график зависимости мощности насоса от величины относительного расход на циркуляцию (рис. 3).

Таблица 2

**Результаты расчетов системы ГВС  
для закрытой системы теплоснабжения**

Доля циркуляционного расхода, %	Циркуляционный расход, м <sup>3</sup> /ч	Мощность циркуляционного насоса, кВт	Потребление электроэнергии за сутки, кВт·ч	Потребление электроэнергии за год, кВт·ч	Стоимость электроэнергии за сутки, руб.	Стоимость электроэнергии за год, руб.
100%	7,14	0,259	6,23	2272,52	17,50	6385,78
75%	5,36	0,189	4,53	1653,49	12,73	4646,30
50%	3,57	0,136	3,27	1193,07	9,19	3352,53
40%	2,86	0,119	2,86	1042,69	8,03	2929,95
30%	2,14	0,109	2,61	953,57	7,34	2679,52
20%	1,43	0,094	2,24	819,25	6,31	2302,10
10%	0,71	0,086	2,05	749,30	5,77	2105,53

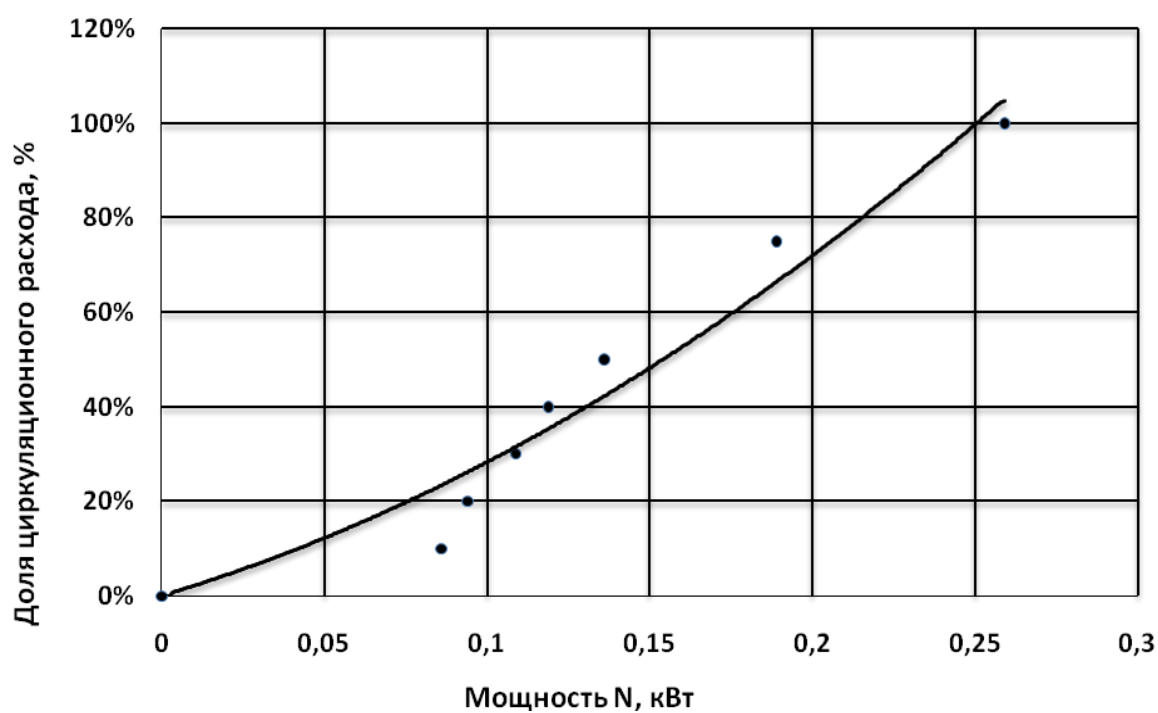


Рис. 3. График зависимости потребляемой электрической мощности насоса от относительного расхода на циркуляцию



Таким образом, предложенный способ регулирования системы ГВС позволит снизить энергозатраты, а также повысить качество и экономичность работы системы ГВС путем обеспечения постоянной нормативной температуры горячей воды, поступающей к водоразборным приборам потребителей при минимально необходимом для этого расходе воды на циркуляцию. При снижении расхода воды на циркуляцию, уменьшается потребляемая циркуляционным насосом электрическая мощность.

### **Выводы**

1. Существующие системы горячего водоснабжения из-за недостаточного количества циркулирующей воды очень часто работают с температурой горячей воды у потребителей ниже нормативной, или, наоборот – для обеспечения требуемой температуры воды вынуждены работать с постоянным завышенным расходом циркулирующей воды, при котором возрастают энергозатраты на циркуляцию этой воды, что снижает качество и экономичность теплоснабжения.
2. Применение современных технологий регулирования тепловой нагрузки в системах ГВС сможет обеспечить значительный энергосберегающий эффект.
3. Предложены новые технологии регулирования систем ГВС, которые обеспечивают поддержание нормативной температуры горячей воды у всех потребителей при минимально необходимом расходе циркулирующей горячей воды.
4. Сущность предложенных технологий состоит в том, что циркуляционный расход при максимальном разборе горячей воды из водоразборных приборов снижается, вследствие этого снижаются энергозатраты, повышается качество и экономичность работы системы ГВС.
5. При использовании предложенного способа регулирования системы ГВС годовая экономия электроэнергии, потребляемой циркуляционным насосом ГВС, в расчете на 19-этажный жилой дом достигает 2272,52 кВт·ч в год или 6385,78 руб. в год.

### **Список литературы**

1. Козин В.Е. Теплоснабжение/ В.Е.Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков и др. -М.: Высшая школа. 1980. 408 с.
2. СНиП 2.04.07-86\*. Тепловые сети. М.: Минстрой России. 1994. 46с.

3. Заявка на изобретение №2011146947 от 18.11.2011. Способ работы системы горячего водоснабжения для открытой системы теплоснабжения / П.В. Ротов, М.Е. Орлов, В.И. Шарапов, А.О. Емельянова, М.В. Кунин.
4. Заявка на изобретение №2011148343 от 25.11.2011. Открытая система теплоснабжения / П.В. Ротов, М.Е. Орлов, В.И. Шарапов, А.О. Емельянова, М.В. Кунин.
5. Энергосберегающая технология работы систем ГВС/А. О. Емельянова, М.Е. Орлов, П.В. Ротов, В. И. Шарапов//Теплоэнергетика и теплоснабжение: сборник научных трудов научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки». УлГТУ Выпуск 9. –Ульяновск: УлГТУ, 2012.-С.70-80.
6. Заявка на изобретение №2011146948 от 18.11.2011. Способ работы системы горячего водоснабжения для закрытой системы теплоснабжения / П.В. Ротов, М.Е. Орлов, В.И. Шарапов, А.О. Емельянова, М.В. Кунин.
7. Заявка на изобретение №2011148348 от 25.11.2011. Закрытая система теплоснабжения / П.В. Ротов, М.Е. Орлов, В.И. Шарапов, А.О. Емельянова, М.В. Кунин.
8. СНиП 2.04.01-85\*. Внутренний водопровод и канализация зданий. М.: Госстрой России. 1998. 60с.

## **К оценке надежности комбинированных систем теплоснабжения**

Кунин М.В. (студ. гр. ТГВд-42), Орлов М.Е. (к.т.н., доцент),  
Ротов П.В. (к.т.н., доцент), Шарапов В.И. (д.т.н., профессор)

Необходимым условием создания и функционирования теплоснабжающих систем является надежное обеспечение потребителей тепловой и электрической энергией надлежащего качества, в требуемом количестве, в течение определенного периода времени и недопущение ситуаций, опасных для людей и окружающей среды [1].

Комбинированные системы теплоснабжения являются одними из наиболее перспективных систем, поскольку объединяют в себе элементы централизованных и децентрализованных систем, сохраняя при этом все преимущества теплофикации [2]. Рассматриваемые комбинированные системы теплоснабжения предназначены для выработки и обеспечения электроэнергией и теплотой потребителей и представляют собой структурно-сложные многофункциональные системы, связанные между собой различными технологическими процессами.

Многофункциональность комбинированных энергоустановок обусловлена не только комбинированным характером производства различных видов энергии, но и энергообеспечением различных типов потребителей, каждый из которых предъявляет специфические требования по надежности энергообеспечения. Это обстоятельство определяет и особенности расчета и обеспечения надежности теплоэнергоснабжения потребителей.

Ключевым вопросом надежности системы теплоснабжения является понятие отказа. Учитывая то обстоятельство, что теплоэнергетические установки и системы являются восстанавливаемыми объектами, отказы элементов, агрегатов и систем следует делить на отказы работоспособности и отказы функционирования. Первая категория отказов связана с переходом элемента или системы в момент времени  $t$  из работоспособного состояния в неработоспособное (или частично неработоспособное). Отказы функционирования связаны с тем, что система в данный момент времени  $t$  не обеспечивает (или частично не обеспечивает) заданный потребителем уровень теплоэнергоснабжения. Очевидно, что отказ работоспособности элемента или системы не

означает отказа функционирования. И наоборот, отказ функционирования может произойти в случае, когда отказа работоспособности не произошло.

Указанные положения определяют и выбор показателей надежности теплоэнергетических установок и систем. В качестве единичных показателей надежности элементов или энергоустановок в целом могут быть использованы известные показатели:

- интенсивность (параметр потока отказов) отказов –  $\lambda(t)$ ;
- интенсивность восстановлений –  $\mu(t)$ ;
- вероятность безотказной работы в течение периода времени  $t$  –  $P(t)$ ;
- вероятность восстановления за период времени  $t$  –  $F(t)$  [1].

Среди комплексных показателей надежности элементов, теплоэнергетических установок и систем рекомендовано использование следующих показателей:

-динамический коэффициент готовности

$$k_r(t) = \frac{\mu(t)}{\mu(t) + \lambda(t)}; \quad (1)$$

или его стационарное значение при  $\lambda(t)=\lambda=const$  и  $\mu(t)=\mu=const$

$$k_r = \mu / (\mu + \lambda); \quad (2)$$

-коэффициент эффективности  $k_{эф}$

$$k_{эф} = \sum_{i=1}^n P_i \cdot \bar{\Phi}_i. \quad (3)$$

Здесь  $P_i$  – вероятность  $i$ -го состояния системы с соответствующим относительным значением выходного эффекта в  $i$ -м состоянии  $\bar{\Phi}_i = \Phi_i / \Phi_{ном}$ ;  $\Phi_i$  –  $i$ -тое значение выходного эффекта системы  $\Phi_{ном}$  – номинальное значение выходного эффекта системы;  $i=1...n$  – число возможных состояний системы.

Также используется коэффициент эффективности функционирования системы  $k_3(t)$ , рассчитываемый по формуле

$$k_3(t) = P\{t, \Phi \geq \Phi_s\} \times P\{t, \Phi_s \geq \Phi_p\}, \quad (4)$$

где  $P\{t, \Phi \geq \Phi_s\}$  – вероятность того, что в момент времени  $t$  значение выходного эффекта системы (уровень отпускаемой энергии)  $\Phi$  будет не ниже некоторого заданного значения  $\Phi_s$ ;  $P\{t, \Phi_s \geq \Phi_p\}$  – вероятность того, что в момент времени  $t$  величина выходного эффекта  $\Phi_s$  будет не ниже требуемого графиком нагрузок потребителя  $\Phi_{тр}$  [3].

Первый множитель этого выражения определяется структурой системы, показателями надежности отдельных ее элементов, принятыми способами резервирования и т.д. Второй множитель определяется графиками потребления электрической и тепловой энергии. Такое представление  $k_3(t)$  позволяет анализировать теплоснабжающую систему как с позиции ее структуры, так и с точки зрения графиков энергопотребления. Поэтому использование коэффициента  $k_3(t)$  предполагает применение методов декомпозиции при расчете надежности сложных систем комбинированного теплоснабжения.

Следует отметить, что в расчетах надежности структурно сложных многофункциональных систем невозможно пользоваться лишь одним из приведенных выше показателей. В различных задачах расчеты надежности комбинированных систем теплоснабжения используются различные показатели. Так, например, при расчете показателей надежности комбинированных энергоустановок используются единичные показатели, а при расчете систем – интегральные и комплексные показатели.

В основу определения нормированных значений показателей надежности теплоснабжения коммунально-бытовых потребителей является уровень температуры воздуха внутри отапливаемых помещений. Отказы систем теплоснабжения ранжируются в соответствии с достигаемой в случае нарушения теплоснабжения температурой внутри помещений в наиболее холодный период отопительного сезона следующим образом 1-й ранг отказа –  $t_b \leq 0$  °С; 2-й ранг отказа –  $t_b < 10$  °С; 3-й ранг отказа –  $t_b < 15$  °С; 4-й ранг  $t_b < 20$  °С [4].

Нормированные значения показателей надежности теплоснабжения коммунально-бытовых потребителей для указанных рангов представляют собой вероятности достижения температур, соответствующих первому и второму рангам отказа, равны  $P_1=0,97$  и  $P_2=0,86$  [4]. Третий и четвертый ранги отказов не являются отказами, приводящими к большому ущербу, а характеризуют степень комфортности жизнедеятельности людей. Вследствие этого третий и четвертый ранги отказов нормируются коэффициентом эффективности функционирования системы, соответственно  $k_{э3}=0,97$  и  $k_{э4}=0,89$  [4].

В соответствии с этими показателями определяются меры по обеспечению нормированных значений резервирования основных элементов системы теплоснабжения. Средства обеспечения надежности систем теплоснабжения во многом определяются принятой структурной схемой, способами резервирования, а также нагрузочным

резервированием отдельных ее элементов. Схема теплоснабжения должна обладать гибкостью и резервами на случай отказов ее отдельных элементов.

Важнейшим условием проектирования и эксплуатации систем теплоснабжения является надежное обеспечение потребителей энергией. При этом уровень электрической мощности, как правило, определяется тепловой нагрузкой. Функциональное назначение систем теплоснабжения является основой для формирования понятия надежности теплоснабжения. Как правило, теплофикационные установки ТЭЦ, являющиеся элементом системы теплоснабжения, являются комбинированными установками, на которых осуществляется комбинированная выработка электрической и тепловой энергии. Многофункциональность ТЭЦ определяется не только многоцелевым характером использования, но и снабжение электрической и тепловой энергией большого числа разнородных потребителей, предъявляющих различные требования по надежности энергоснабжения. Таким образом, надежность систем теплоснабжения – комплексное свойство, которое определяется функциональным назначением и условиями эксплуатации и характеризуется единичными и комплексными показателями, рассмотренными выше.

Принципиальная структурная схема комбинированной системы теплоснабжения приведена на рис. 1. Схема включает основной источник теплоснабжения (ТЭЦ), систему транспорта теплоносителя и децентрализованный пиковый источник теплоты (крышная или блочная котельная, индивидуальный источник у потребителя), потребителя [2].

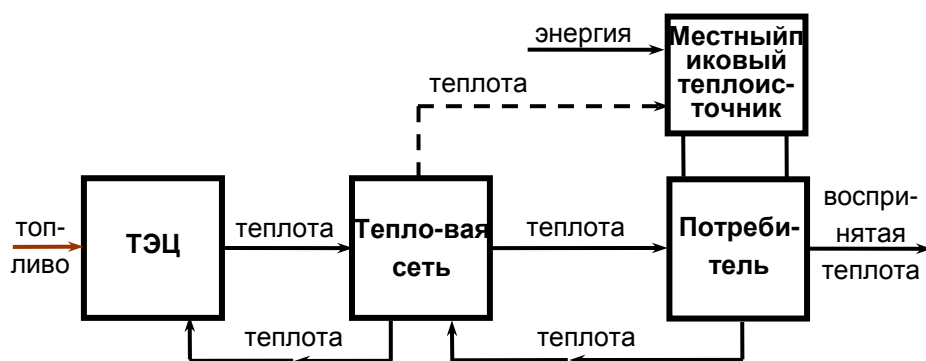


Рис. 1. Структурная схема комбинированной системы теплоснабжения

Анализ надежности систем теплоснабжения проводят с позиций способности и выполнения заданных функций. Способность системы теплоснабжения выполнять заданные функции определяется ее

состояниями с соответствующими уровнями мощности, производительности. В соответствии с этим, необходимо различать работоспособное состояние, частичный отказ и полный отказ системы в целом.

Как видно из рис. 1. комбинированная система теплоснабжения представляет собой сложную структуру. Расчет показателей надежности такой многофункциональной системы является достаточно трудной задачей не только методического, но и расчетного характера. Поэтому для расчета показателей надежности такой теплофикационной системы используют метод декомпозиции, в соответствии с которым математическая модель расчета показателей надежности системы делится на ряд подмоделей. Это деление осуществляется по технологическому и функциональному признакам. В соответствии с этим в комбинированной системе теплоснабжения выделены основной источник (ТЭЦ), система транспорта теплоты от ТЭЦ к потребителям, децентрализованный пиковый источник теплоты и система распределительных сетей для покрытия отопительных нагрузок. Такой подход позволяет проводить расчет показателей надежности для отдельных подсистем независимо. Решение координирующей задачи расчета показателей надежности всей системы теплоснабжения осуществляется как для параллельно-последовательной структуры [5].

Теплофикационный блок ТЭЦ с точки зрения надежности представляет собой сложную структуру последовательно соединенных элементов: котлоагрегата, турбоагрегата, теплофикационной установки. Для такой структурной схемы отказ одного из агрегатов приводит к отказу всей установки. Поэтому коэффициент готовности установки определится по формуле:

$$k_{Г}^{ТЭЦ} = \prod_{i=1}^n k_{Гi} = k_{Г}^K \cdot k_{Г}^T \cdot k_{Г}^{ТУ}, \quad (5)$$

где  $k_{Г}^K, k_{Г}^T, k_{Г}^{ТУ}$  – соответственно, коэффициенты готовности указанных элементов [5]. По аналогичной формуле вычисляется вероятность безотказной работы.

Оценим надежность комбинированных систем теплоснабжения района с общей тепловой нагрузкой 418,7 МВт, из которых базовая нагрузка в размере 203,1 МВт обеспечивается на ТЭЦ с турбиной Т-100-30 (расход сетевой воды 4500 т/ч) [2], а пиковая нагрузка в размере 215,6 МВт пиковыми теплоисточниками абонентов (расход воды через местные пиковые теплоисточники 4731 т/ч [7]). В одной системе пиковый

теплоисточник установлен непосредственно у абонента, в другой пиковым теплоисточником является районная котельная. ТЭЦ и потребитель связаны двухтрубной тепловой сетью протяженностью 10 км. Районная котельная связана с ТЭЦ двухтрубной тепловой сетью протяженностью 7 км, а с потребителем двухтрубной сетью протяженностью 3 км. В котельной у потребителя устанавливается 3 водогрейных котла, 1 из которых резервный, в районной котельной устанавливается 6 котлов, 2 из которых резервные.

Изложенная в [5] методика расчета показателей надежности была использована для определения показателей надежности теплофикационного блока с турбиной Т-100-130. В расчетах приняты следующие исходные единичные показатели надежности энергоблока [4]:

- для котлоагрегата  $\lambda_k=6,25 \cdot 10^{-4}$  1/ч,  $\mu_k=1,66 \cdot 10^{-2}$  1/ч;
- для турбоагрегата  $\lambda_T=1,25 \cdot 10^{-4}$  1/ч;  $\mu_T=2 \cdot 10^{-2}$  1/ч;
- для теплофикационной установки  $\lambda_{TY}=0,15 \cdot 10^{-4}$  1/ч,  $\mu_{TY}=1 \cdot 10^{-2}$  1/ч.

Наименее надежным элементом в системах теплоснабжения являются магистральные трубопроводы. Частота (интенсивность) отказов каждого участка тепловой сети измеряется с помощью показателя  $\lambda$  который имеет размерность 1/(км·год) или 1/(км·ч).

Интенсивность отказов всей тепловой сети (без резервирования) по отношению потребителю представляется как последовательное (в смысле надежности) соединение элементов, при котором отказ одного из всей совокупности элементов приводит к отказу всей системы в целом. Средняя вероятность безотказной работы системы, состоящей из последовательно соединенных элементов будет равна произведению вероятностей безотказной работы элементов:

$$P_c = \prod_{i=1}^n P_i = e^{-\lambda_1 L_1 t} \times e^{-\lambda_2 L_2 t} \times \dots \times e^{-\lambda_n L_n t} = e^{-\lambda_c L_c t}, \quad (6)$$

где  $e$  – основание натурального логарифма,  $\lambda$  – интенсивность отказов на участке трубопровода,  $L$  – длина участка трубопровода,  $t$  – время,  $\lambda_c$  – интенсивность отказов сети [6].

Для описания параметрической зависимости интенсивности отказов используется зависимость от срока эксплуатации следующего вида:

$$\lambda(t) = \lambda_0 (0,1 \cdot t)^{1-\alpha}, \quad (7)$$

где  $\lambda_0$  – интенсивность отказов в конкретной системе теплоснабжения,  $t$  – срок эксплуатации участка.



Характер изменения интенсивности отказов зависит от параметра  $\alpha$ : при  $\alpha < 1$  она монотонно убывает, при  $\alpha > 1$  – возрастает. Принимается по следующей формуле [8]:

$$\alpha = \begin{cases} 0,8 & \text{при } 1 < \tau < 3; \\ 1 & \text{при } 3 < \tau < 17 \\ 0,5 \times e^{(\tau/20)} & \text{при } \tau > 17 \end{cases} \quad (8)$$

Интенсивность отказов магистральных трубопроводов составляет  $\lambda_0 = 0,035$  1/(км·год) [8].

Для местного децентрализованного источника коэффициент готовности определяется аналогично коэффициенту готовности ТЭЦ, исходя из оборудования.

В расчетах приняты следующие исходные единичные показатели надежности [4]:

- для водогрейного котла  $\lambda_{\text{БК}} = 3,3 \cdot 10^{-4}$  1/ч,  $\mu_{\text{К}} = 1,32 \cdot 10^{-2}$  1/ч;
- для насосного оборудования  $\lambda_{\text{Н}} = 1,02 \cdot 10^{-4}$  1/ч;  $\mu_{\text{Т}} = 1,2 \cdot 10^{-2}$  1/ч;

В случае, когда на децентрализованном источнике установлено в общем случае  $m$  агрегатов, из которых  $n$  рабочих и  $(m-n)$  резервных, вероятность того, что в любой момент времени  $t$  отопительного периода тепловая мощность источника  $Q_r$  будет больше или равна некоторого фиксированного уровня  $Q_{rs}$ , определится по формуле [6]:

$$P\{Q_r \geq Q_{rs} (m+n-l) \cdot Q'_r\} = \sum_{S^+} \frac{(m+n)!}{l!(m+n-l)!} \cdot k_r^{(m+n-l)} \cdot (1-k_r)^l, \quad (9)$$

где  $m$ ,  $n$  – количество рабочих и резервных установок по отпуску  $r$ -го теплоносителя с единичной производительностью  $Q'_r$ ;  $k_r$  – коэффициент готовности установки по отпуску  $r$ -го теплоносителя;  $l$  – количество отказавших установок;  $S^+$  – подмножество состояний, в которых реализуется условие  $Q_r > Q_{rs}$ .

Вероятность безотказной работы систем распределения теплоты абонента принята по [8] и равна 0,99.

В результате расчетов по формулам (5)-(9) вероятность безотказной работы комбинированной системы теплоснабжения с теплоисточником у каждого абонента составила 0,988, а вероятность безотказной работы комбинированной системы с районной котельной составила 0,906. Таким образом, несмотря на возрастание надежности районной котельной в сравнении с домовой, появление тепловых сетей между пиковым

источником теплоты и потребителем ведет к значительному уменьшению надежности системы.

#### Список литературы

1. Сапрыкин, Г.С. Надежность оборудования тепловых электростанций / Г.С. Сапрыкин. – Саратов: Изд-во Саратов. политехн. ин-та, 1972. – 121 с.
2. Орлов, М.Е. Повышение надежности и энергетической эффективности теплофикационных систем / М.Е. Орлов, П.В. Ротов, В.И. Шарапов // Надежность и безопасность энергетики. – 2012. – №1. – С. 22-26.
3. Ларин, Е.А. Метод расчета надежности теплоснабжающих систем / Е.А. Ларин, А.В. Петрушкин, А.В. Рыжов // Межвузовский научный сборник /Под общ. редакцией А.И. Андрущенко. – Саратов: СГТУ, 1996. – С. 32-42.
4. Надежность систем энергетики и их оборудование. Справочник /Г.Н. Антонов и др., под общ. редакцией Ю.Н. Руденко. М.: Энергоатомиздат, 1994. – 480 с.
5. Петрушкин, А.В. Эффективность комбинированных систем теплоснабжения: дис. ... кандидата техн. наук: 05.14.01/ Петрушкин Александр Викторович. – Саратов: СГТУ, 1998. – 196 с.
6. Китушин В.Г. Надежность энергетических систем. Часть 1. Теоретические основы: Учебное пособие / В.Г. Китушин. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 256 с.
7. Орлов, М.Е. Совершенствование комбинированных теплофикационных систем / М.Е. Орлов, П.В. Ротов, В.И. Шарапов, М.В. Кунин. // Теплоэнергетика и теплоснабжение: Сборник научных трудов НИЛ ТЭСУ УлГТУ. Вып.9. – Ульяновск: УлГТУ, 2012. – С. 81-91.
8. Методические указания по разработке схем теплоснабжения // Утверждены приказом Госстроя и Минэнерго от 29.12.2012 г.

## **Повышение эффективности ТЭЦ за счет полезного использования теплоты охлаждающей воды конденсаторов турбин**

Салихов А.А. (аспирант), Япаров И.В. (аспирант),  
Замалеев М.М. (к.т.н., доцент)

Энергетическая безопасность страны непосредственно зависит от эффективности топливоиспользования на тепловых электростанциях, являющихся основными потребителями первичных энергоносителей. Комбинированное производство электрической и тепловой энергии на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ), позволявшее в советское время существенно экономить топливно-энергетические ресурсы страны, на современном этапе оказывается недостаточно эффективным. Одной из основных причин снижения экономичности ТЭЦ является существенное сокращение выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

В этой связи актуальной задачей является разработка достаточно универсальных, высокоэкономичных технологий, не требующих значительных инвестиций на модернизацию тепловых схем действующих ТЭЦ, направленных на увеличение доли выработки электроэнергии на тепловом потреблении с соответствующим снижением доли конденсационной мощности.

Кроме того, выработка тепловой и электрической энергии на тепловых электростанциях является одним из главных источников вредного антропогенного воздействия. По оценкам специалистов в обозримом будущем не предвидится переориентирования в мировом топливно-энергетическом балансе и изменения в структуре мирового потребления будут характеризоваться расширением использования возобновляемых источников энергии лишь в абсолютном выражении [1]. Их удельный вес в мировом потреблении первичных энергоносителей до 2020 г., по прогнозам Немецкого национального комитета Мирового совета по энергетике, не превысит 5%.

В соответствии с «Концепцией технической политики в электроэнергетике России на период до 2030 года» предполагается диверсификация топливного баланса электроэнергетики, за счет максимально возможного использования потенциала развития атомной, гидро- и угольной генерации и соответственного уменьшения доли газовой генерации в топливном балансе отрасли. Таким образом, объем

выработки электрической и тепловой энергии на ТЭС, сжигающих твердое топливо, будет расти. Следовательно, наряду с разработкой и внедрением технологий использования энергии солнца, ветра, биомассы и др. даже в большей степени необходимо усовершенствование уже существующих схем работы оборудования тепловых электрических станций за счет использования альтернативных источников энергии, таких как теплонасосные установки (ТНУ).

Перспективным сосредоточением скрытых резервов повышения энергоэффективности станций представляются системы охлаждения конденсаторов паровых турбин ТЭС.

Известно, что тепловые электрические станции потребляют значительное количество воды для конденсации пара в конденсаторах паровых турбин, обеспечиваемое техническим водоснабжением. Наиболее распространены две схемы организации технического водоснабжения для охлаждения конденсаторов паровых турбин: прямоточная (вода, взятая из реки, проходит через конденсаторы турбин, а затем сливается обратно ниже по течению реки) и оборотная (с многократным использованием воды после ее охлаждения в градирнях или брызгальных бассейнах).

Типовые схемы организации охлаждения конденсаторов паровых турбин неминуемо связаны с большими потерями теплоты в окружающую среду, что ведет к снижению экономичности ТЭС, увеличению степени вредного воздействия на окружающую среду (тепловое загрязнение рек при прямоточной схеме организации охлаждения конденсаторов паровых турбин и загрязнение атмосферы парниковыми газами, в частности CO<sub>2</sub>, при использовании оборотных систем охлаждения с градирнями или брызгальными бассейнами). Кроме того, типовые схемы нуждаются в мощных системах обеспечения конденсаторов турбин охлаждающей водой, таких как массивные башни градирен с большой площадью орошения, циркуляционные насосы оборотных систем или береговые насосные станции и водосбросы прямоточных систем.

Для уменьшения бесполезных потерь теплоты, вредного воздействия на окружающую среду и снижения мощности систем охлаждения конденсаторов турбин предлагается усовершенствовать схемы систем охлаждения.

В данной работе представлены новые технологии, разработанные в НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» Ульяновского государственного технического университета – схемы реконструкции систем охлаждения ТЭС, реализуемые по двум основным направлениям:

утилизации «сбросной» теплоты нагретой охлаждающей воды за счет прямого теплообмена, а также организации использования «сбросной» теплоты для стационарных нужд после повышения ее потенциала с помощью теплонасосных установок.

### **Применение технологии с теплонасосными установками**

На современном этапе развития науки и техники удалось достичь таких показателей совокупной экономичности, надежности и единичной мощности отдельных элементов теплонасосных установок, что зачастую становится оправданным использование ТНУ в целях теплоснабжения даже мелких индивидуальных коммунально-бытовых потребителей.

Наибольшую же пользу тепловые насосы способны принести при использовании на ТЭС, то есть объектах, имеющих как колоссальные объемы «сбросной» низкопотенциальной теплоты, так и множество технологических процессов, для которых была бы целесообразной замена греющего агента более низкопотенциальным.

Усовершенствование схемы систем охлаждения возможно путем внедрения теплонасосной установки, которая позволит отбирать теплоту от нагретой в конденсаторе турбины охлаждающей воды, повышать потенциал этой теплоты при сжатии рабочего хладагента ТНУ компрессором и полезно использовать ее для собственных нужд тепловой электрической станции. Таким образом, внедрение ТНУ позволит возвращать в цикл станции часть теплоты, которая ранее терялась впустую.

Для полезного использования теплоты после повышения ее потенциала теплонасосной установкой предлагается включить конденсатор ТНУ в воздухопровод дутьевого воздуха парового (рис.1) или водогрейного котла с целью предварительного подогрева дутьевого воздуха перед основными воздухоподогревателями до требуемой температуры, установленной [2].

Такая схема позволяет отказаться от неэкономичного предварительного подогрева воздуха в калориферах, греющим агентом в которых, как правило, является высокопотенциальный пар производственного отбора, и, соответственно, увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Кроме того, аномально жаркое лето 2010 года в РФ проявило еще одну проблему отечественных тепловых электрических станций, работающих по электрическому графику с максимальной загрузкой существующих систем охлаждения оборотных вод конденсаторов

паровых турбин, заключающуюся в неспособности станций нести необходимую (причем расчетную) электрическую мощность [3].

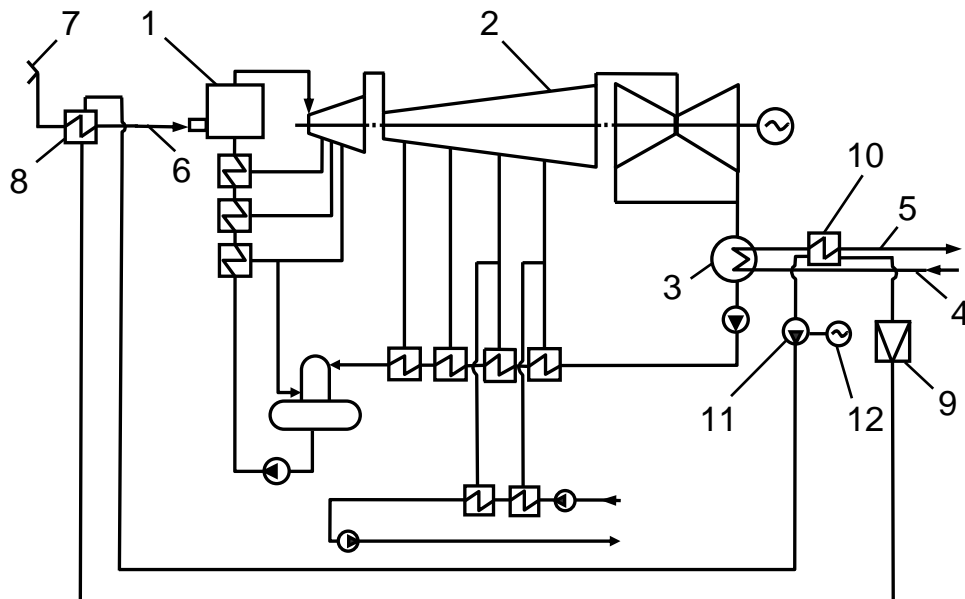


Рис. 1. Принципиальная схема ТЭС с ТНУ для предварительного подогрева дутьевого воздуха парового котла: 1 – паровой котел; 2 – турбина; 3 – конденсатор; 4 и 5 – трубопроводы холодной и нагретой охлаждающей воды; 6 -воздуховод дутьевого воздуха котла; 7 – воздухозаборное устройство; 8 – конденсатор ТНУ; 9 – дросселирующее устройство; 10 – испаритель ТНУ; 11 – компрессор ТНУ, 12 – электродвигатель

Для таких ТЭС внедрение предлагаемой технологии охлаждения оборотной воды позволит снизить ограничения электрической мощности.

Следует отметить, что предложенная схема включения в технологическую цепочку ТЭС теплонасосной установки имеет резервы для дальнейшего совершенствования за счет замены электродвигателя компрессора ТНУ более экономичной приводной турбиной, рабочий пар к которой подается из отбора основной турбины и, выработав в приводной турбине необходимую механическую работу, возвращается в нижележащий отбор. Такое усовершенствование схемы ТНУ тепловой электростанции позволит значительно снизить затраты электроэнергии на собственные нужды станции и соответственно увеличить ее отпуск потребителям.

Разработанная технология применима на ТЭС, сжигающих уголь и мазут. В этом случае затраты мощности на привод компрессора ТНУ будут скомпенсированы дополнительной выработкой электроэнергии конденсационным потоком пара, высвобождаемым за счет исключения из работы паровоздушных калориферов предварительного подогрева дутьевого воздуха.

Проведенные расчеты показывают, что применение предложенного решения на ТЭС с энергоблоком мощностью 100 МВт позволяет полезно утилизировать более 9 Гкал/ч сбросной теплоты охлаждающей воды за счет подогрева дутьевого воздуха парового котла от 5 до 70 °С в конденсаторе ТНУ. При этом мощность конденсатора ТНУ составляет 12,0 Гкал/ч, а компрессора – 3,3 МВт. Коэффициент трансформации ТНУ принят равным 4 [4]. Количество сэкономленного топлива от полезной утилизации 9 Гкал/ч низкопотенциальной теплоты составляет более 7 000 тонн условного топлива в год.

В настоящее время направление энергетики с применением газотурбинных (ГТУ) и парогазовых (ПГУ) энергетических установок достаточно хорошо изучено и освоено, но не смотря на весьма высокие теплоэнергетические показатели используемых схем ТЭС с такими установками, имеются большие резервы для повышения их тепловой экономичности. Одним из таких резервов является полезное использование тепловой энергии конденсации отработавшего пара.

Как известно, возможность повышения эффективности парогазовых установок ограничена ввиду многих факторов. Одним из возможных и в тоже время весьма доступным способом улучшения характеристик (ПГУ) является поддержание оптимальной температуры атмосферного (циклового) воздуха предназначенного для питания ГТУ в ходящей в состав ПГУ. Существует достаточно большое количество решений для реализации данной технологии. Но практически все они используют для этих целей либо высокопотенциальную теплоту (уходящие дымовые газы; отбор воздуха из ступеней компрессора; отбор пара из паровой турбины), либо прямой холодильный цикл с охлаждением конденсатором классическими способами с применением «сухих» и «мокрых» градирен. Применение данных технологий в конечном итоге приводит либо к падению производительности ПГУ, либо к высокому расходу электрической энергии [5].

Как было отмечено выше, использование колоссальных источников низкопотенциальных источников теплоты присутствующих на ТЭС и применение их для подготовки циклового воздуха позволяет повысить эффективность, экономичность и надежность ТЭС на базе ПГУ за счет повышения КПД и тепловой мощности. Охлаждение воздуха на входе в ГТУ ТЭС широко применяется для повышения КПД и мощности. Используя преимущества систем охлаждения воздуха в условиях роста электропотребления, мощность энергоблока такого типа можно повысить

на 10–26 % , исключая собственные затраты мощности в системе, особенно в летний период [6].

Применение ТНУ для утилизации низкопотенциальных потоков энергии имеющих место в цикле ПГУ, позволяет ощутимо повысить эффективность всей системы.

Одним из таких решений является разработанная нами технология использования низкопотенциальных источников теплоты путем сообщения теплоте более высокого потенциала с помощью ТНУ, и использования полученной тепловой энергии в схеме подогрева атмосферного (циклового) воздуха ПГУ [7,8].

Особенность разработанного решения (см. рис. 2) заключается в том, что в трубопровод нагретой циркуляционной воды включен испаритель ТНУ, конденсатор которой по нагреваемой среде включен в воздуховод атмосферного (циклового) воздуха перед компрессором ГТУ.

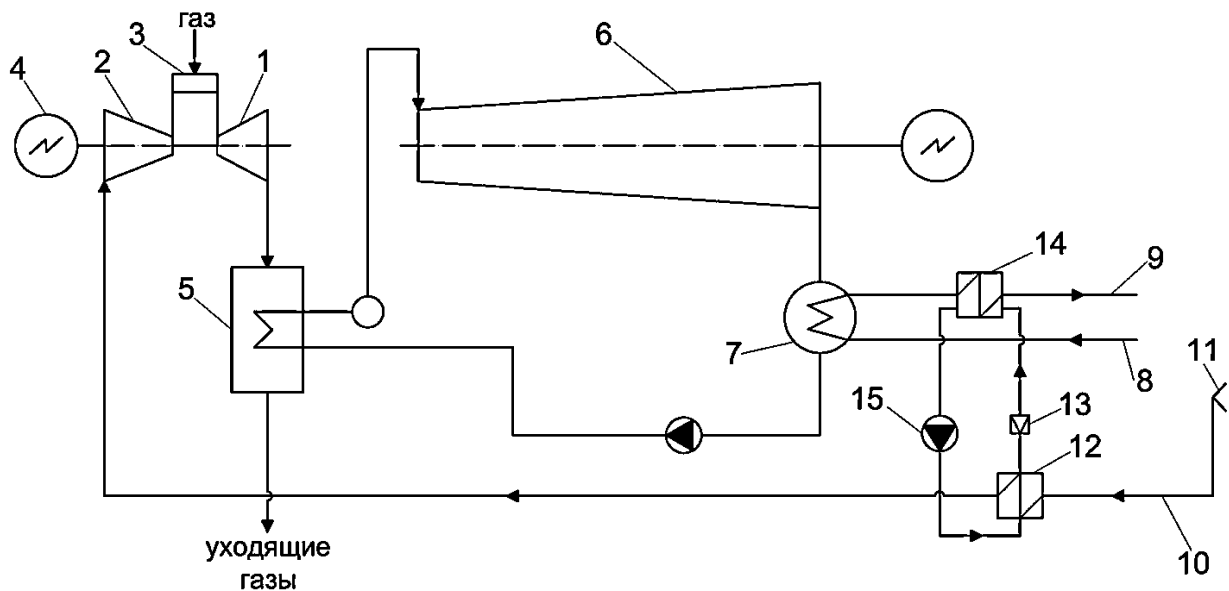


Рис. 2. Схема ПГУ с подогревом циклового воздуха: 1 – газовая турбина; 2 – компрессор ГТУ; 3 – камера сгорания ГТУ; 4 – электрический генератор; 5 – котел-утилизатор; 6 – паровая турбина; 7 – конденсатор паровой турбины; 8 – трубопровод охлажденной циркуляционной воды; 9 – трубопровод нагретой циркуляционной воды; 10 – воздуховод атмосферного воздуха; 11 – воздухозаборное устройство; 12 – конденсатор ТНУ; 13 – дросселирующее устройство ТНУ; 14 – испаритель ТНУ; 15 – компрессор ТНУ

Представленная на рис. 2 схема ТЭС на основе ПГУ позволяет повысить экономичность и надежность электростанции за счет эффективного использования теплоты нагретой циркуляционной воды после конденсатора паровой турбины при одновременном уменьшении мощности устройств для охлаждения нагретой циркуляционной воды и исключения обледенения входной части компрессора ГТУ.



В компрессионной ТНУ процесс конденсации хладагента можно разделить на несколько ступеней. Используя несколько ступеней конденсации возможно осуществить передачу теплоты нескольким разнородным потокам.

Нами предложена технология, в основе которой применение двухцелевой ТНУ, применяемой для одновременного подогрева циклового воздуха и дополнительного подогрева потока теплоносителя.

Особенность технологии заключается в одновременном подогреве атмосферного (циклового) воздуха и дополнительном подогреве потока теплоносителя. 1-я ступень конденсатора ТНУ обеспечивает подогрев атмосферного (циклового) воздуха, а 2-ая ступень конденсатора ТНУ обеспечивает нагрев потока воды предназначенного для горячего водоснабжения.

На рис. 3 представлена принципиальная схема ТЭС, работающей по предложенной технологии.

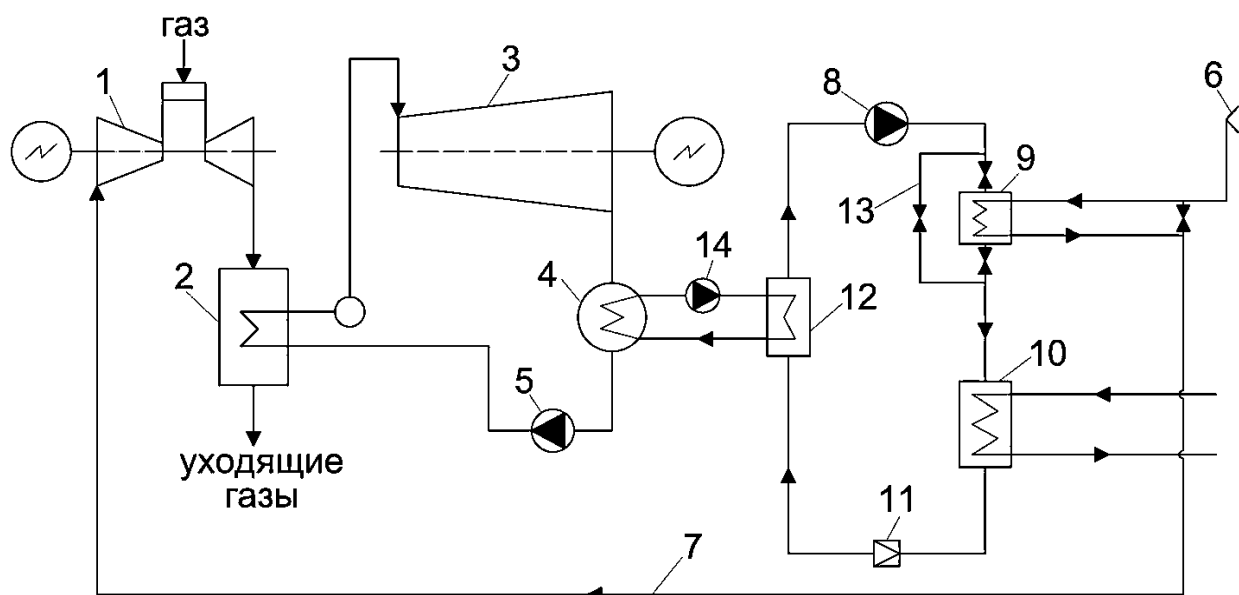


Рис. 3. Схема ПГУ с двухступенчатой ТНУ: 1 – газотурбинная установка; 2 – котел-утилизатор; 3 – паровая турбина; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – конденсатный насос; 6 – воздухозаборное устройство; 7 – воздуховод атмосферного воздуха; 8 – ком-прессор ТНУ; 9 – 1-ая ступень конденсатора ТНУ; 10 – 2-ая ступень конденсатора ТНУ; 11 – дросселирующее устройство ТНУ; 12 – испаритель ТНУ; 13 – обходная линия; 14 – циркуляционный насос

### Применение технологии с прямым теплообменом

В качестве решения, не требующего значительных материальных затрат на реконструкцию тепловой схемы электростанции, авторами предложена новая схема работы городских ТЭЦ, представленная на рис. 4. Особенностью решения, позволяющего наиболее полно

использовать теплоту отработавшего пара турбин, является использование в качестве охлаждающей среды конденсаторов турбин питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения (ЦХВС) перед подачей потребителям. Реализация предложенного решения осуществляется путем включения встроенного пучка конденсатора паровой турбины по охлаждающей среде в трубопровод питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения перед подачей потребителям и предполагает регулируемый подогрев этой воды до 20 °С. Причем регулируемый подогрев питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения в конденсаторе паровой турбины перед подачей потребителям производится в течение всего года при использовании артезианских источников холодного водоснабжения и в течение холодного времени года – при водозаборе из поверхностных водоемов.

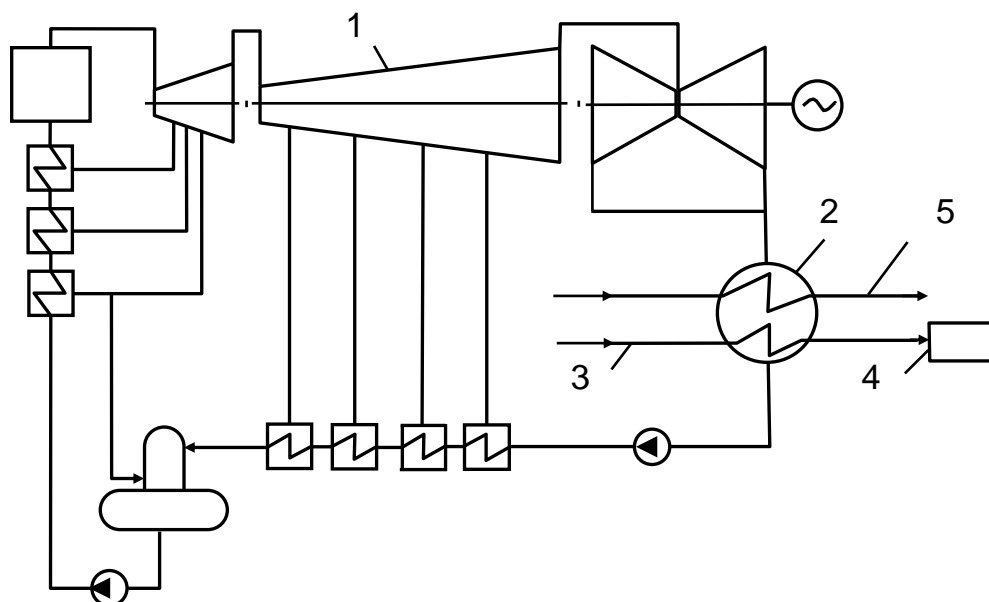


Рис. 4. Новая схема охлаждения конденсатора турбины: 1 – теплофикационная турбина; 2 – конденсатор; 3 – трубопровод питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения; 4 – потребители питьевой воды; 5 – трубопровод охлаждающей воды оборотной системы технического водоснабжения

Одним из основных достоинств предложенной технологии охлаждения конденсаторов турбин ТЭЦ является существенное повышение тепловой экономичности электростанции, достигаемое за счет увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении при одновременном снижении расхода теплоты на подогрев воды системы горячего водоснабжения как открытых, так и закрытых систем теплоснабжения. В закрытых системах теплоснабжения снижение

расхода теплоты достигается за счет использования у потребителей для приготовления горячей воды более теплой исходной питьевой воды, подогретой на ТЭЦ до 20 °С. Повышение экономичности открытых систем теплоснабжения достигается за счет уменьшения количества горячей воды, используемой потребителями, при ее смешении в водоразборных устройствах с более теплой водой системы холодного водоснабжения.

Важнейшими преимуществами разработанной технологии являются, во-первых, повышение эффективности комбинированного производства электрической и тепловой энергии на ТЭЦ за счет увеличения доли выработки электроэнергии на тепловом потреблении (без потерь теплоты в окружающую среду), во-вторых, возможность реализации значительных резервов тепловой экономичности на действующих ТЭЦ путем несложной и недорогостоящей реконструкции тепловой схемы электростанции, в-третьих, незначительные сроки окупаемости инвестиций, не превышающие двух лет.

Реализация разработанного решения экономичного охлаждения конденсаторов турбин возможна на большинстве отечественных ТЭЦ, установленных в городах с централизованными системами холодного водоснабжения. Практически в каждом крупном городе Российской Федерации имеются как ТЭЦ, так и централизованные системы холодного водоснабжения, а значит с достаточной точностью можно говорить о нескольких десятках объектов теплоэнергетики, для которых внедрение разработанной технологии позволит реализовать скрытые резервы тепловой экономичности и обеспечить существенную экономию первичных энергоносителей.

Для оценки энергетической эффективности предложенной технологии охлаждения конденсаторов турбин ТЭЦ применена разработанная в НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ методика, предусматривающая использование в качестве критерия тепловой экономичности величины удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении [7]. Так, применительно к реальным условиям работы Ульяновской ТЭЦ-1 экономический эффект от применения новой технологии составляет более 9800 тонн условного топлива в год [8]. В расчете учитывалось, что предложенная схема эксплуатируется в течение 8 месяцев (кроме летних месяцев и сентября), а среднечасовой расход питьевой воды составляет 1500 м<sup>3</sup>/ч. В расчете также учитывались фактические данные по температурам питьевой воды для различных месяцев года. Для Ульяновской ТЭЦ-1 также проведена предпроектная оценка стоимости прокладки трубопроводов питьевой

воды от ТЭЦ до существующего трубопровода системы централизованного холодного водоснабжения. Протяженность проектируемого водовода  $D_u = 600$  мм составляет 1 км, а стоимость прокладки с применением полиэтиленовых труб – 30 млн. руб. С учетом стоимости условного топлива 3200 руб./т экономия в денежном выражении от реализации предлагаемого решения составляет более 31 млн. руб., а срок окупаемости не превышает 1 года.

Помимо достижения существенной экономии топлива на ТЭЦ реализация предложенного решения позволяет повысить надежность систем централизованного холодного водоснабжения, а также улучшить экологические показатели электростанции за счет снижения выбросов парниковых газов, в частности  $CO_2$ , вследствие ограничения мощности устройств для охлаждения нагретой циркуляционной воды конденсаторов турбин.

Представленные в работе технические решения являются частью разрабатываемого комплекса мер по регенерации низкопотенциальной теплоты оборотных вод ТЭС.

### **Выводы**

1. Значительные резервы повышения экономичности и экологической безопасности тепловых электрических станций связаны с организацией полезного использования имеющегося значительного низкопотенциального источника энергии – теплоты конденсации отработавшего пара турбин.

2. Наиболее эффективно утилизировать «сбросную» теплоту конденсаторов турбин паротурбинных и парогазотурбинных установок ТЭС, позволяют новые решения с использованием теплонасосных установок и обменом теплотой с низкопотенциальным потоком воды системы централизованного холодного водоснабжения и/или с потоком атмосферного (циклового) или дутьевого воздуха.

3. Выполнена оценка энергетической эффективности новых технологий. Установлено, что количество сэкономленного топлива от полезной утилизации 9 Гкал/ч низкопотенциальной теплоты охлаждающей оборотной воды с помощью ТНУ составляет более 7000 тонн условного топлива в год или 22,4 млн. руб. в год на энергоблок мощностью 100 МВт. При охлаждении конденсаторов турбин питьевой водой системы централизованного холодного водоснабжения, применительно к реальным условиям работы Ульяновской ТЭЦ-1,

экономический эффект составляет более 9800 тонн условного топлива в год или более 31,3 млн. руб. в год.

#### Список литературы

1. Бушуев, В.В. Мировая энергетика: Состояние, проблемы, перспективы [Текст] / под общ. ред. В.В. Бушуева. -М.: Энергия. 2007. 654 с.
2. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации [Текст]. – 16-е изд. – Екатеринбург: Уральское юридическое изд-во, 2003. – 256 с.
3. Калатузов, В.А. Низкопотенциальная часть тепловых электростанций одна из причин ограничения их мощности [Текст] / В.А. Калатузов // Энергосбережение и водоподготовка. 2010. №3.
4. Салихов, А.А. Технология регенерации сбросной теплоты охлаждающей воды конденсаторов паровых турбин / А.А. Салихов, М.М. Замалеев, В.И. Шарапов // Сб. науч. трудов науч.-исслед. лаборатории «Тепло-энергетические системы и установки» УлГТУ «Теплоэнергетика и тепло-снабжение». Выпуск 6. – Ульяновск: ГОУ ВПО «Ульян. гос. техн. ун-т», 2009.
5. Антипов, Ю.А. Улучшение характеристик газотурбинных установок при повышенных температурах воздуха [Текст] / Ю.А. Антипов, И.А. Барский, И.К. Шаталов, Д.В. Терехов // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2009. №2. С. 75-79.
6. Япаров, И.В. Повышение эффективности газотурбинных и парогазовых установок ТЭС путем охлаждения циклового атмосферного воздуха / И.В. Япаров, М.М. Замалеев // Теплоэнергетика и теплоснабжение: сб. науч. тр. науч. – исслед. лаб. «Тепло-энергетические системы и установки» УлГТУ. – Ульяновск: УлГТУ, 2012. Вып. 9. С. 226-231.
7. Шарапов, В.И. Методика расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды на тепловых электростанциях / В.И. Шарапов, П.Б. Пазушкин, Д.В. Цюра и др. // Проблемы энергетики. Известия вузов. 2002. № 7-8.
8. Замалеев, М.М. Повышение эффективности использования теплоты отработавшего пара турбин городских ТЭЦ / М.М. Замалеев, В.И. Шарапов, А.А. Салихов // Сб. науч. трудов науч.-исслед. лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ «Теплоэнергетика и теп-лоснабжение». Выпуск 6. – Ульяновск: ГОУ ВПО «Ульян. гос. техн. ун-т», 2009.

## **Технологии утилизации снега за счет использования инфраструктуры городских ТЭЦ**

Салихов А.А. (аспирант), Япаров И.В. (аспирант), Белов Д.В.,  
Назыров И.З. (студ. гр. ТГВмд-51), Замалеев М.М. (к.т.н., доцент)

Эксплуатируемые в настоящее время снегоплавильные установки имеют следующие принципиальные технологические схемы [1,2]:

1. Стационарные снегоплавильные пункты (ССП) с погружными горелками: погружные горелки, работающие на различных видах топлива (пропан-бутан, метан, дизельное топливо), встраиваются в емкость с водой куда и загружают привозимый снег. Вода из охлаждающих горелки рубашек также направляется на утилизируемый снег. Талая вода сливается после предочистки в городскую канализационную сеть. Главное преимущество схемы – мощность ССП ограничена только площадью для размещения технологического оборудования и возможностями канализационной сети.

2. Мобильные снегоплавильные установки с встроенными горелками: имеют два вида мобильного исполнения – на базе буксируемого колесного полуприцепа и на базе грузового автомобиля. Греющим агентом в таких установках так же как и в схеме 1 является теплота, вырабатываемая горелками при сжигании различных видов топлива. В установках разных производителей могут различаться как вид и параметры греющих потоков, так и схемы взаимодействия теплоты с утилизируемым снегом. Талая вода сливается в ближайший приемный колодец городской ливневой канализации. Основные преимущества – сравнительно большая единичная мощность, относительное удобство эксплуатации, обусловленное мобильностью.

3. Стационарные снегоплавильные пункты на базе тепловой сети: состоят, как правило, из снегоплавильной камеры, которая заполняется водой и в которую вносят утилизируемый снег, и теплового пункта с теплообменным оборудованием, передающим теплоту от прямой и/или обратной воды сети централизованного теплоснабжения к воде, циркулирующей по контуру теплообменник-снегоплавильная камера. Талая вода сливается в городскую канализационную сеть.

4. Стационарные снегоплавильные пункты на базе котельной установки: отличие от схемы 3 заключается в том, что греющий агент для

теплообменников теплового пункта вырабатывает котельная установка (паровая или водогрейная, стационарная или мобильная).

Общим и важнейшим недостатком снегоплавильных установок, описанных выше и аналогичных им, является то, что при всем совершенстве технологических циклов и основного оборудования установки эти имеют мало общего с рациональным использованием первичных энергоресурсов. Для плавления снега с температурой ниже 1°С используются высокопотенциальные потоки теплоты, полученные, прямо или косвенно, путем сжигания углеводородного топлива.

Реализация на ТЭЦ снегоплавильных установок позволит решить сразу несколько проблем: во-первых, значительно увеличить количество утилизируемого снега без задействования новых площадей под новое строительство СПП, во-вторых, обеспечить наиболее экономичную работу снеготаялок за счет использования теплоты нагретой воды системы оборотного технического водоснабжения. Более эффективного решения по использованию теплоты оборотной воды, чем для плавления снега, вероятно, и не существует.

В пользу организации утилизации снега на ТЭЦ говорят еще и такие факторы как исторически равномерное распределение теплоэлектроцентралей по территории городов, что повышает удобство их оперативного использования для нужд жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ).

Кроме того, процесс термической переработки снега, в случае организации на базе ТЭЦ, получит преимущества, которыми характеризуются теплоэнергетические процессы с высоким уровнем централизации: повышенную аварийную надежность, а также возможность, пусть и с некоторым снижением экономичности, кратковременного значительного повышения производительности при острой на то необходимости за счет использования более высокопотенциальных источников теплоты (например, обратной или прямой сетевой воды).

Авторами определены наиболее перспективные пути организации использования теплоты потока нагретой оборотной воды ТЭЦ для снегоплавления: прямой теплообмен между оборотной водой и смесью снежно-ледяной массы с талой водой с использованием теплообменного устройства, встроенного в снегоплавильную камеру (рис. 1,а), а также теплообмен по аналогичной схеме, отличающейся дополнительным введением теплонасосной установки (ТНУ) для повышения потенциала

теплоты обратной воды и снабжения этой теплотой стационарного СП (рис. 1,б).

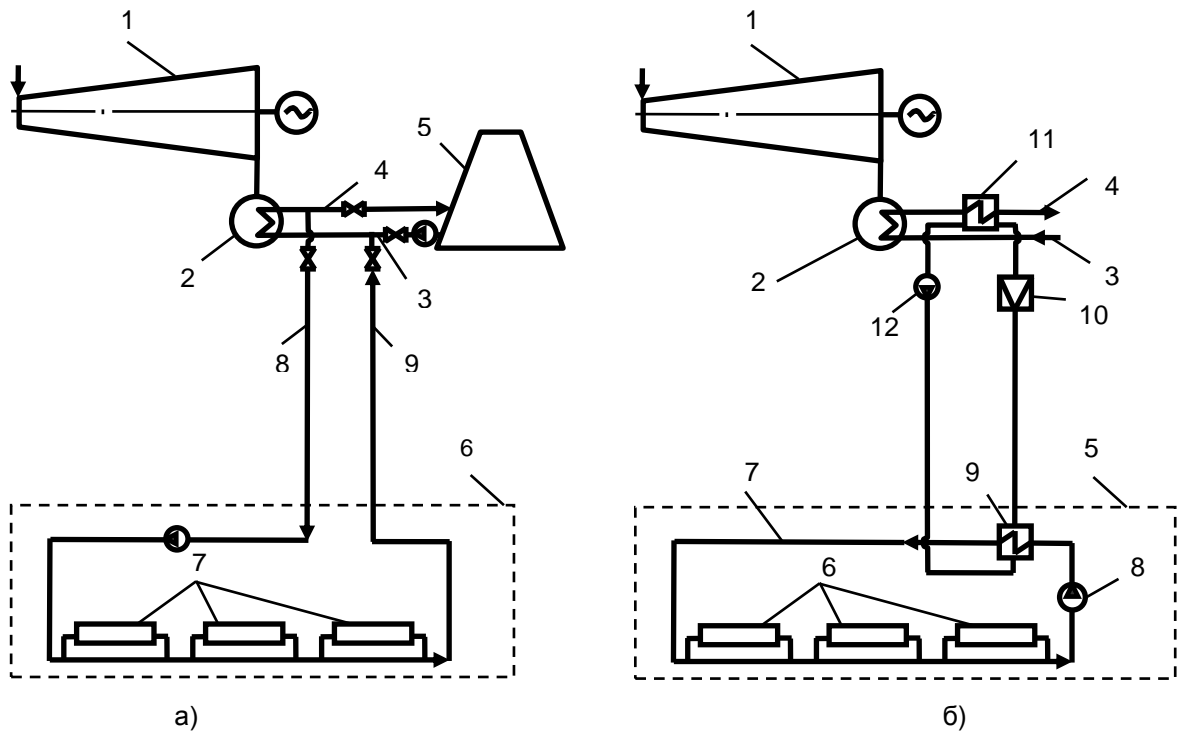


Рис. 1. Схемы организации теплоснабжения стационарного снегоплавильного пункта: а) путем прямого теплообмена между обратной водой ТЭЦ и смесью снежно-ледяной массы с талой водой: 1 – паровая турбина; 2 – конденсатор; 3 – трубопровод охлажденной обратной воды; 4 – трубопровод нагретой обратной воды; 5 – охладитель обратной воды (градирня); 6 – снегоплавильный пункт; 7 – теплообменные аппараты; 8 и 9 – подающий и обратный трубопроводы системы теплоснабжения снегоплавильного пункта; б) с использованием ТНУ: 1-4 – те же, что на рис. 1, а); 5 – снегоплавильный пункт; 6 – теплообменные аппараты; 7 – трубопровод циркуляции промежуточного теплоносителя; 8 – циркуляционный насос; 9 – конденсатор ТНУ; 10 – дросселирующее устройство; 11 – испаритель ТНУ; 12 – компрессор ТНУ

Другим эффективным способом утилизации снега на ТЭЦ является новая технология, предполагающая использование бетонных резервуаров (прудов охладителей) для контактного теплообмена между снежно-ледяной массой и нагретой обратной водой. Основными преимуществами предложенной технологии утилизации снега контактным способом являются:

1. Возможность использования создаваемой инфраструктуры для утилизации снега в течение всего года. Летом бетонные резервуары используются в качестве прудов охладителей для охлаждения обратной воды по традиционной технологии, а зимой – для утилизации снега.



2. Возможность отказа от покупки воды у водоканала для подготовки подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов за счет использования талой воды после соответствующей очистки на водоподготовительной установке ТЭЦ.

Таким образом, технология утилизации снега контактным способом на ТЭЦ позволяет организовать эффективное снеготаяние за счет «бросовой» теплоты оборотной воды, а также отказаться от закупки воды для собственных нужд тепловой электростанции.

В настоящее время наиболее распространены стационарные снеготаяльные пункты на базе тепловой сети и на базе котельной установки, а также мобильные снеготаяльные установки с встроенными горелками. При этом в условиях крупного города возможности нового строительства стационарных СП быстро достигают предела и реальным путем увеличения мощности городской системы переработки снега остается лишь расширение парка мобильных снеготаяльных установок с встроенными горелками, что и происходит сейчас в коммунальном хозяйстве Москвы. Таким образом, прямым конкурентом технологии утилизации снега по схемам, предложенным авторами, являются именно мобильные снеготаяльные установки.

Сравним энергетическую эффективность разработанных решений низкпотенциального теплоснабжения СП и мобильную снеготаялку одного из ведущих мировых производителей подобной техники – Trecan 350-PD. Заявленные производителем Trecan 350-PD технические характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные технические характеристики передвижной снеготаяльной машины Trecan 350-PD

Расчетная производительность по снегу, м <sup>3</sup> /ч при средней плотности снега 300 кг/м <sup>3</sup>	825
Вид топлива	дизельное зимнее
Расход топлива на горелку В, л/ч	1512
Количество получаемой воды при температуре 3°С G <sub>в</sub> , л/мин	5300

Для сопоставления эффективности работы трех установок утилизации снега (мобильных, ССП с прямым теплообменом и СПП с ТНУ) приведем их характеристики к общим показателям:

производительности по талой воде, затратам на первичные энергоресурсы, длительности работы.

Часовой расход получаемой талой воды при температуре 3°C принят равным 318 т, что соответствует максимальной производительности мобильной установки. Длительность работы – 1 час.

1. Мобильные установки снегоутилизации.

Определим затраты дизельного топлива, кг, в мобильной снеготаялке для получения заданного количества воды:

$$V_{д.т.}^{моб.} = V^{моб.} \cdot \rho_{диз.т.з.} = 1512 \cdot 10^{-3} \cdot 840 = 1270,1 \text{ ,} \quad (1)$$

где  $\rho_{диз.т.з.} = 840$  – плотность зимнего дизельного топлива, кг/м<sup>3</sup>.

Денежные затраты, руб., на 1 час работы установки:

$$Z_{д.}^{моб.} = C_{д.т.} \cdot V_{д.т.}^{моб.} = 23035 \cdot 1,27 = 29254 \text{ ,} \quad (2)$$

где  $C_{д.т.} = 23035$  – цена дизельного топлива, руб./т.

2. Стационарный снегоплавильный пункт с прямым теплообменом.

Задаваясь величиной коэффициента полезного действия теплообменного оборудования стационарного СП  $\eta_{ТО} = 0,8$  и предполагаемой расчетной глубиной охлаждения оборотной воды  $\Delta t = 7^\circ\text{C}$ , из уравнения теплового баланса находим необходимый расход нагретой оборотной воды, т/ч, через теплообменное оборудование стационарного СП:

$$G_{об.в.} = \frac{G_{в.} \cdot \Delta h}{c \cdot \Delta t \cdot 0,8} = \frac{318 \cdot 347,6}{4,2 \cdot 7 \cdot 0,8} = 4700 \text{ ,} \quad (3)$$

где  $\Delta h = 347,6$  (кДж/кг) – изменение энтальпии льда в процессе утилизации;  $c = 4,2$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·°C).

Затраты электроэнергии, кВт, на привод циркуляционного насоса для перекачки необходимого расхода оборотной воды:

$$\Delta N_{сн} = \frac{\Delta P \cdot G_{об.в.}}{1000 \cdot \eta_{эм}} = \frac{225,6 \cdot 4700}{3600 \cdot 0,85} = 346 \quad (4)$$

где  $\Delta P = 225$  – номинальный напор циркуляционного насоса типа 48Д-22, кПа; 0,85 – КПД насосной установки.

Расход условного топлива, т у.т., на выработку электроэнергии, необходимой для перекачивания  $G_{об.в.}$ :

$$V_{у.т.}^{ССП} = b_{э} \cdot \Delta N_{СН} = 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot 346 = 0,11 \quad (5)$$

где  $b_{э} = 0,32 \cdot 10^{-3}$  – удельный расход условного топлива, т у.т./кВт·ч, на выработку электроэнергии, для ТЭЦ-1 г. Ульяновска.

Денежные затраты, руб., на 1 час работы снегоплавильного пункта:

$$З_{д.}^{СП.прям.} = Ц_{у.т.} \cdot V_{у.т.}^{ССП.прям.} = 3000 \cdot 0,11 = 330 \quad (6)$$

где  $Ц_{у.т.} = 3000$  – цена условного топлива (природный газ), руб./т.

Следует отметить, что в случае утилизации 825 м<sup>3</sup> снега контактным способом затраты условного топлива будут составлять 0,089 тонн или в денежном выражении 267 руб./ч.

3. Стационарный снегоплавильный пункт с ТНУ.

Задаваясь величинами коэффициента преобразования ТНУ – 3,7, коэффициента полезного действия теплообменного оборудования ССП (включая конденсатор ТНУ) – 0,85 определим необходимую тепловую мощность, МВт, конденсатора ТНУ:

$$Q_{кон.ТНУ} = \eta_{ТО.ССП} \cdot G_{в.} \cdot \Delta h = (318 \cdot 347,6) / 0,85 = 36,1 \quad (7)$$

и электрическую мощность, МВт, компрессора ТНУ:

$$N_{комп.}^{ТНУ} = \frac{Q_{кон.ТНУ}}{3,7} = 9,76 \quad (8)$$

Расход условного топлива, т у.т., на выработку электроэнергии, необходимой для привода компрессора ТНУ:

$$V_{у.т.}^{ССП.ТНУ} = b_{э} \cdot N_{комп.}^{ТНУ} = 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot 9760 = 3,12 \quad (9)$$

Денежные затраты, руб, на 1 час работы снегоплавильного пункта с ТНУ:

$$З_{д.}^{СП.ТНУ.} = Ц_{у.т.} \cdot V_{у.т.}^{ССП.ТНУ.} = 3000 \cdot 3,12 = 9360 \quad (10)$$

С учетом затрат электроэнергии на перекачивание нагретой оборотной воды через испаритель ТНУ денежные затраты по третьему варианту составят  $9360 + 330 = 9690$  (руб./ч).

Приведенные расчеты показывают, что даже для достаточно энергоемкой технологии с применением ТНУ затраты на утилизацию 825 м<sup>3</sup> снега в 3 раза меньше, чем для передвижной снегоплавильной машины Тресан 350-PD.

Предложенные технологии, являющиеся частью разрабатываемого комплекса решений по утилизации «бросовой» теплоты охлаждающей воды конденсаторов паровых турбин ТЭС, находятся в стадии патентования в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. По трем решениям получены патенты на изобретение РФ (№2449133, 2460888, 2461721).

### **Выводы**

1. В крупных городах северной части нашей страны растет потребность в эффективных и высокотехнологичных системах переработки снежно-ледяной массы, удаляемой в зимний период со значительных площадей городских автомагистралей и прилегающих территорий.
2. Существующие технологии, зачастую, не в состоянии обеспечить достаточную производительность снегоутилизационных процессов на основе принципов сбережения первичных энергетических ресурсов.
3. Перспективным направлением развития существующих и проектируемых систем принудительной термической переработки снега является организация его утилизации на ТЭЦ с использованием низкопотенциального потока теплоты – воды системы оборотного технического водоснабжения.
4. Приведенные расчеты показывают, что даже для достаточно энергоемкой технологии с применением ТНУ затраты на утилизацию 825 м<sup>3</sup> снега в 3 раза меньше, чем для передвижной снегоплавильной машины Trecan 350-PD.

### **Список литературы**

1. Лагунов, А.Я. Снеготаялки: московский опыт эксплуатации / А.Я. Лагунов // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 1. С. 1-7.
2. Лагунов, А.Я. Снеготаялки: московский опыт эксплуатации / А.Я. Лагунов // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 2. С. 56-61.

## **Возможности применения водородных технологий на ТЭЦ**

Белов Д.В., Назыров И.З. (студ. гр. ТГВмд-51),  
Замалеев М.М. (к.т.н., доцент)

В последние годы в энергетических системах России, за счет повысившейся суточной неравномерности электрических нагрузок обострилась проблема покрытия пиков электропотребления и использования электрической энергии во время провалов суточного графика электропотребления. Особенно актуальна эта проблема для ТЭЦ, поставляющих электроэнергию на оптовый рынок, как правило, в ущерб теплофикации.

Ситуация осложняется значительным возрастанием стоимости электроэнергии на балансирующем рынке в моменты наибольшего спроса (электропотребления), особенно при превышении запланированных объемов поставки генерации. В подобных случаях стоимость за 1МВт·ч поставляемой на оптовый рынок электроэнергии существенно увеличивается, а в периоды наименьшего электропотребления, соответственно снижается до минимальных значений (см. рис. 1). Это обстоятельство является определяющим при планировании диспетчерских графиков генерации электрической энергии и обуславливает пики вырабатываемой на ТЭЦ электрической мощности. В ряде случаев покрытие задаваемых системным оператором пиковых электрических нагрузок осуществляется в ущерб теплофикационной нагрузке ТЭЦ за счет снижения отбора пара на сетевые подогреватели теплофикационных турбин и замещения дефицита теплотой от пиковых водогрейных котлов, а также включением редуционно-охладительных установок (РОУ).

Для решения проблемы неравномерности электропотребления в энергосистемах России начали применяться гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) (рис. 2), строительством и эксплуатацией которых занимается энергетический холдинг ОАО «РусГидро». Такие электростанции представляют собой комбинацию гидротурбины с электрогенератором и насосной установки [1]. С помощью двух плотин создаются два водохранилища, расположенных на различных уровнях.

Они взаимно связываются по воде через гидравлические турбины и насосную установку.

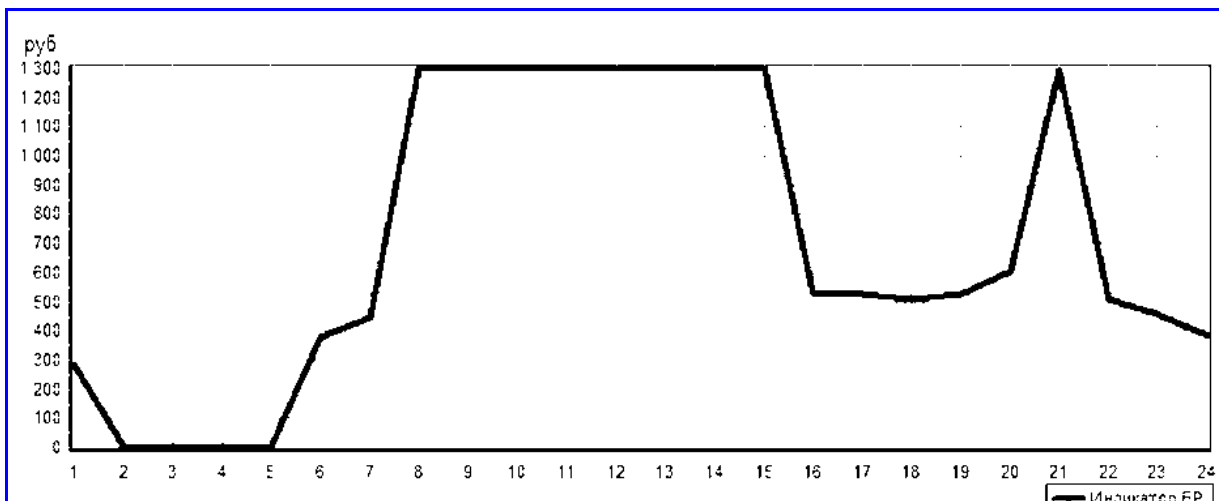


Рис. 1. Фактический график изменения стоимости электроэнергии за сутки

При дефиците мощности в энергосистеме гидротурбины с электрогенератором включаются в работу, используя перепад уровней воды в водохранилищах, и, перегоняя воду из верхнего водохранилища в нижнее, генерируют недостающую энергию. В периоды провалов электрической нагрузки в энергосистеме в работу включаются насосные установки, перегоняющие воду обратно из нижнего водохранилища в верхнее, за счет чего выравнивается электрическая нагрузка в энергосистеме и снова накапливается запас воды в верхнем водохранилище.

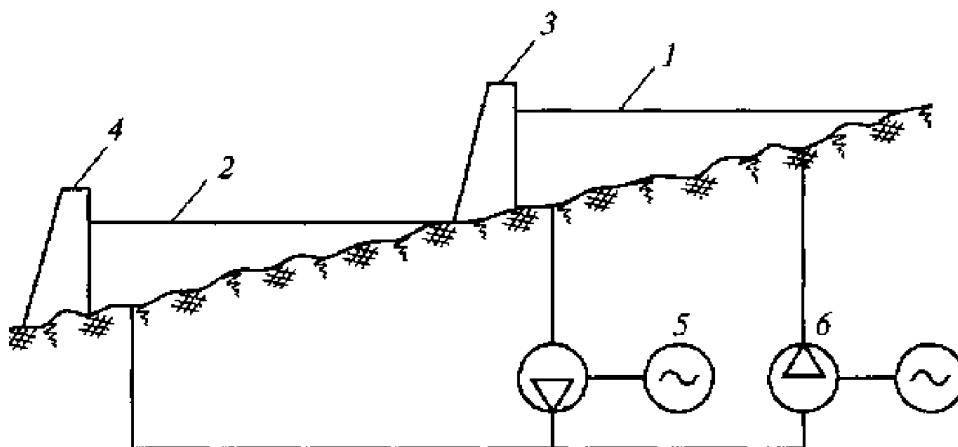


Рис. 2. Принципиальная схема ГАЭС: 1 – верхнее водохранилище; 2 – нижнее водохранилище; 3, 4 – плотины верхнего и нижнего водохранилища; 5 – гидротурбина с электрогенератором; 6 – насосная установка с электроприводом

В настоящее время в мире существует уже более 460 ГАЭС суммарной мощностью более 300 ГВт. Из них две ГАЭС принадлежат России (Загорская ГАЭС мощностью 1200 МВт и Кубанская ГАЭС мощностью 15,9 МВт). Также в России ведется строительство еще трех ГАЭС (Загорская ГАЭС-2 мощностью 840 МВт (стоимость строительства более 70 млрд. руб.), Зеленчугская ГАЭС мощностью 140 МВт и Ленинградская ГАЭС мощностью 1560 МВт) и еще пять находятся в проектной стадии.

Интересный проект разработан эстонской компанией Энергиясалв. Предполагается строительство подземной ГАЭС мощностью 500 МВт, размещенной в 10-15 км от г. Тиллин в Эстонии. В качестве верхнего бассейна будет выступать балтийское море, а нижний бассейн планируется вырубить в гранитной плите на глубине 500 м. На той же глубине будет располагаться турбинный зал. Зал управления и электроподстанции будут находиться на поверхности. Стоимость проекта оценивается в 304 млн. евро.

Основными недостатками ГАЭС являются: большие капитальные затраты, большой срок окупаемости, огромные территории затопления, требуют особый рельеф местности, малая удельная энергоемкость.

По нашему мнению, альтернативным способом решения вопроса выравнивания графика суточной неравномерности электропотребления является использование водородных технологий на ТЭЦ.

Особенностью предлагаемого решения является применение водородно-кислородных парогенераторов для надстройки тепловых схем отечественных ТЭЦ (рис. 3).

Во время провалов суточного графика ТЭЦ не нужно будет разгружать ниже технологического минимума, а вырабатываемая электроэнергия будет использоваться для производства кислорода и водорода в электролизных установках. Во время пиков электропотребления тепловая электростанция будет работать на номинальной мощности и поставлять электричество на оптовый рынок по максимальной цене без дополнительного сжигания органического топлива. При этом выработанные кислород и водород будут сжигаться в водородно-кислородном парогенераторе, пар после которого предполагается направлять в общий паропровод станции.

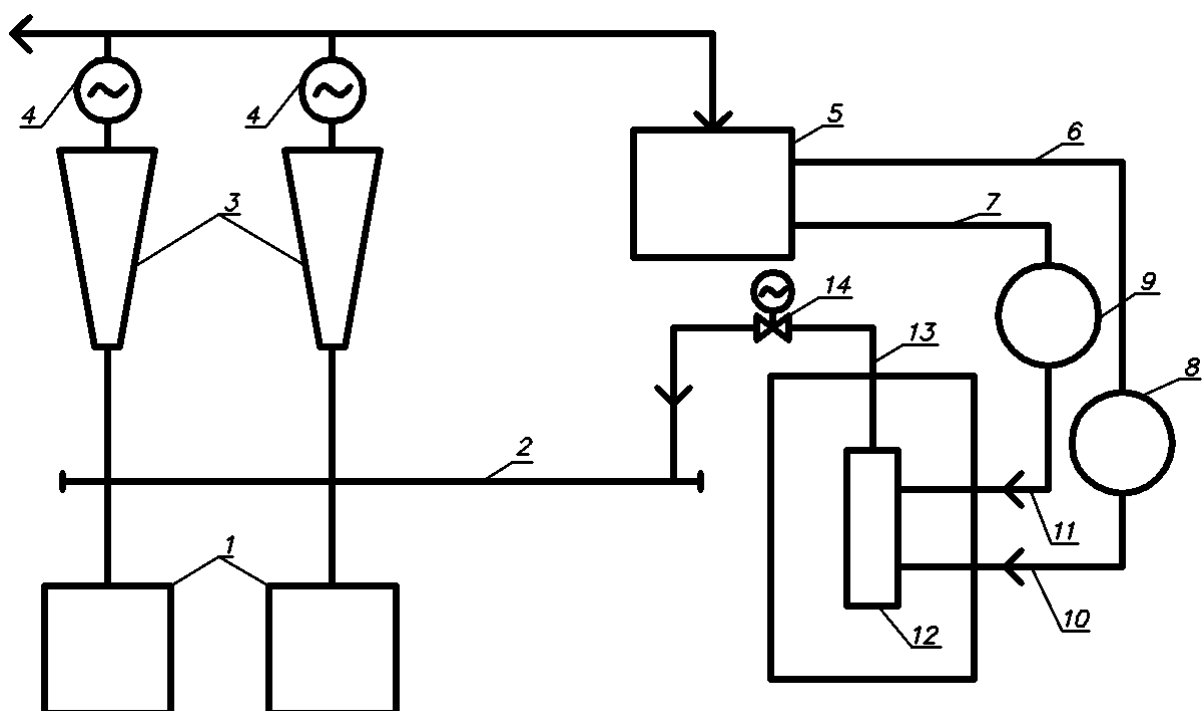


Рис. 3. Схема включения водородно-кислородного парогенератора в общий паропровод ТЭЦ: 1 – паровой котел; 2 – общий паропровод; 3 – паровая турбина; 4 – электрогенераторы; 5 – электролизная установка; 6 – трубопровод водорода от электролизной установки до емкости хранения водорода; 7 – трубопровод кислорода от электролизной установки до емкости хранения кислорода; 8 – емкость хранения водорода; 9 – емкость хранения кислорода; 10 – трубопровод подачи водорода в водородно-кислородный парогенератор; 11 – трубопровод подачи кислорода в водородно-кислородный парогенератор; 12 – водородно-кислородный парогенератор; 13 – трубопровод подачи пара в общий паропровод; 14 – отсечное устройство

Такой способ работы ТЭЦ позволяет существенно повысить эффективность поставок электроэнергии на оптовый рынок без снижения тепловой экономичности теплоэлектроцентрали.

В настоящее время уже разработаны и испытаны экспериментальные водородно-кислородные парогенераторы (см. рис. 4) Объединенным Институтом Высоких Температур РАН совместно с ОАО «КБ Химв Автоматики» и Российским Научным Центром им. Келдыша [2, 3].

К настоящему времени выполнен обширный цикл расчетно-теоретических исследований термодинамической и технико-экономической эффективности водородных энергоустановок различного уровня мощности и различных типов: на базе топливных элементов (в том числе высокотемпературных), энергоустановок паротурбинного цикла, автономных энергоустановок на базе дизельгенераторов и т.д. Результаты расчетно-теоретических исследований показывают, что при



уровне мощностей более 1 МВт(т) высокотемпературные водородные паротурбинные и парогазовые энергоустановки термодинамически и технико-экономически более эффективны, чем энергоустановки на базе топливных элементов. При этом эффективность использования водородного топлива в системах энергообеспечения (включая покрытие неравномерностей графика нагрузки) для различных типов водородо-кислородных и водородо-воздушных паротурбинных и парогазовых энергоустановок (КПД) может достигать 60 %, что превышает КПД энергоустановок на базе топливных элементов, работающих на электрические сети. С увеличением мощности преимущества водородных энергоустановок паротурбинного цикла перед установками на базе топливных элементов возрастают [2].

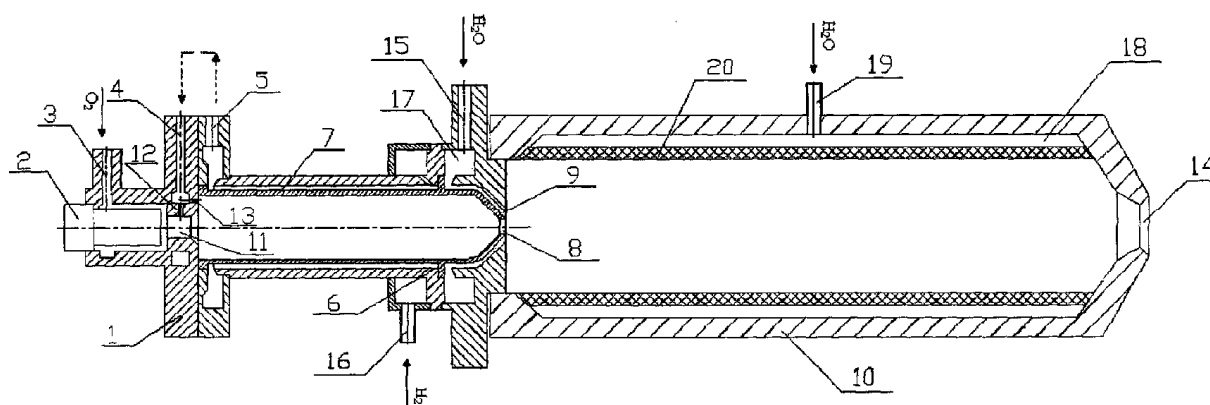


Рис. 4. Водородно-кислородный парогенератор: 1 – объединенный узел зажигания и смесительной головки; 2 – запальная свеча; 3 – магистраль подвода кислорода; 4 – магистраль подвода водорода в смесительную головку; 5 – магистраль отвода водорода из тракта охлаждения цилиндрической части камеры сгорания; 6 – отверстия для поступления водорода из коллектора в тракт охлаждения; 7 – тракт охлаждения цилиндрической части камеры сгорания; 8 – промежуточное сопло; 9 – тракт охлаждения промежуточного сопла; 10 – камера смешения; 11 – подсвечной канал; 12 – отверстия для подачи водорода в подсвечной канал; 13 – струйные форсунки для подачи водорода в камеру сгорания; 14 – выходное сопло; 15 – магистраль подвода балластировочной воды ( $H_2O$ ) в тракт охлаждения промежуточного сопла; 16 – магистраль подвода водорода в коллектор охлаждающего тракта цилиндрической части камеры сгорания; 17 – коллектор балластировочной воды; 18 – коллектор воды охлаждения камеры смешения 10; 19 – магистраль подачи воды в коллектор воды охлаждения камеры смешения 10; 20 – цилиндрический пористый вкладыш [4]

Водородно-кислородные парогенераторы отличаются компактностью, высокой маневренностью и эффективностью, являются ключевым элементом дальнейшего развития паротурбинных

энергоустановок (см. табл. 1). Путем сжигания стехиометрической смеси водорода с кислородом с использованием пара или воды в качестве балласта они производят высокотемпературный (до 1700 К) пар высокого давления (до 75 атм), что позволяет обеспечивать высокий КПД утилизации водорода (60% и выше).

Таблица 1

Преимущества водородно-кислородных парогенераторов

Параметр	Традиционные парогенерирующие устройства	Водородно-кислородные парогенераторы
Максимальная температура пара, °С	500 – 600	1000 – 1700
Передача теплоты рабочему веществу	Непрямая, через стенку	Прямая, перемешиванием
КПД, %	90 – 94	98 – 99,5
Размеры устройств, м <sup>3</sup> /МВт	Не менее 100	Менее 0,001
Тепловая мощность на единицу объема, МВт/м <sup>3</sup>	менее 0,2	более 2000
Материалоемкость, кг/МВт	более 2000	менее 2
Температура на стенках, °С	600 – 850	200 – водяное пленочное охлаждение 500 – 1000 – охлаждение паром
Старт, с	более 10 000	менее 10
Смена нагрузки на 50%, с	500	менее 1
Загрязнения	CO <sub>2</sub> , NO <sub>x</sub> , SO <sub>x</sub> и т.д.	Отсутствуют

Принцип работы таких парогенераторов достаточно прост (рис. 5.). В агрегат подается водород, кислород и низкотемпературный пар или вода на пленочное охлаждение. Водородно-кислородная смесь поджигается при помощи запального устройства. В результате на выходе получаем высокотемпературный пар.

Технологию водородно-кислородных парогенераторов можно гибко использовать в различных термодинамических циклах с уже существующими и перспективными типами паровых турбин.

По результатам испытаний экспериментальных изделий и исследований процессов генерации пара в различных режимах разработаны предложения и программа разработки опытно-промышленных образцов (табл. 2). Реализация этого проекта позволит обеспечить лидерство России в создании эффективных, безопасных и экологически чистых новых энергетических технологий.

Таблица 2

Характеристики экспериментальных парогенераторов

Модель	Тепловая мощность	Параметры пара	
		T, К	P, МПа
20 К	20-100 кВт	1100	0,5
100 К	100-150 кВт	1000	4
10 М	10-20 МВт	1200	7,0
25 М	25-30 МВт	1300	7,5

### Выводы

1. В последние годы в энергетических системах России, за счет повысившейся суточной неравномерности электрических нагрузок обострилась проблема покрытия пиков электропотребления и использования электрической энергии во время провалов суточного графика электропотребления.

2. Для выравнивания неравномерности электропотребления в настоящее время предлагаются различные методы решения этой проблемы. Одним из них является применение гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС). Однако основными недостатками ГАЭС являются: большие капитальные затраты, большой срок окупаемости, огромные территории затопления.

3. Сотрудниками НИЛ «ТЭСУ» предложена новая технология эффективного покрытия неравномерности электрического графика за счет применения водородных технологий.

4. Предложенная технология с использованием водородно-кислородных парогенераторов позволяет существенно повысить эффективность поставок электрической энергии на оптовый рынок без снижения тепловой экономичности теплоэлектростанций.

### Список литературы

1. Тепловые электрические станции: учебник для ВУЗов. / В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров и др.; под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. – 3-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 466 с.
2. Малышенко С.П. Исследования и разработки ОИВТ РАН в области технологий водородной энергетики // Водородная экономика, 2009.
3. Ильичев В.А., Пригожин В.И., Савич А.Р., Лешов А.Н., Малышенко С.П. Экспериментальные исследования рабочих процессов водородных высокотемпературных мини-парогенераторов с вихревыми камерами сгорания // Альтернативная энергетика и экология. ISJAEE. 2009. № 8. С. 72-77.
4. Патент № 2358190. Водородный высокотемпературный парогенератор с комбинированным испарительным охлаждением камеры смешения / А.Н. Грязнов, С.П. Малышенко // Бюллетень изобретений. 2009. № 16.

## **Новые технологии покрытия тепловой нагрузки водоподготовительной установки ТЭЦ**

Кузьмин А.В. (аспирант)

### **Описание разработанных решений**

Существующие технологии подогрева подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов перед водоподготовительной установкой и деаэраторами на многих ТЭЦ не обеспечивают необходимого температурного режима водоподготовки и не обладают достаточной энергетической эффективностью. В частности, подогрев исходной воды перед водоподготовительной установкой во встроенных пучках конденсаторов теплофикационных турбин при малых пропусках пара в конденсаторы нередко не обеспечивает технологически необходимой температуры этой воды перед декарбонизаторами и вакуумными деаэраторами. В связи с этим на большинстве отечественных ТЭЦ применяется крайне неэкономичный подогрев исходной воды перед водоподготовительной установкой паром высокопотенциального производственного отбора турбин типа ПТ [1, 2].

Разработанные автором под руководством профессора В.И. Шарипова технологии обеспечения тепловых нагрузок водоподготовительных установок ТЭЦ [3-8] предусматривают использование для подогрева исходной воды теплоту низкопотенциального потока основного конденсата турбоустановки. Тем самым обеспечивается повышение эффективности системы регенерации и экономичности электростанции за счет дополнительной выработки электрической энергии на тепловом потреблении [1, 2].

Так, для ТЭЦ с относительно малыми расходами подпиточной воды теплосети разработана схема подогрева исходной воды перед водоподготовительной установкой и вакуумными деаэраторами [3, 4] (рис.1). Основной особенностью этого решения является включение подогревателя исходной воды по греющей среде в трубопровод основного конденсата турбины после охладителя пара из уплотнений турбины (ОУ) и охладителя эжекторов (ОЭ) и перед ПНД 1. Исходная вода, проходя через поверхностный теплообменник, включенный по греющей среде в трубопровод основного конденсата турбины после ОУ и ОЭ, нагревается до температуры 35-40 °С, достаточной для эффективной

работы водоподготовительной установки и вакуумного деаэрата. Из деаэрата подпиточная вода подается в сетевой трубопровод, где смешивается с обратной сетевой водой, возвращающейся от потребителей. Сетевая вода подогревается в сетевых подогревателях (НСП и ВСП) и подается потребителям.

Снижение температуры основного конденсата, которым подогревается исходная вода, приводит к увеличению расхода и понижению энтальпии пара регенеративных отборов турбины, которым подогревается этот конденсат, и к соответствующему повышению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

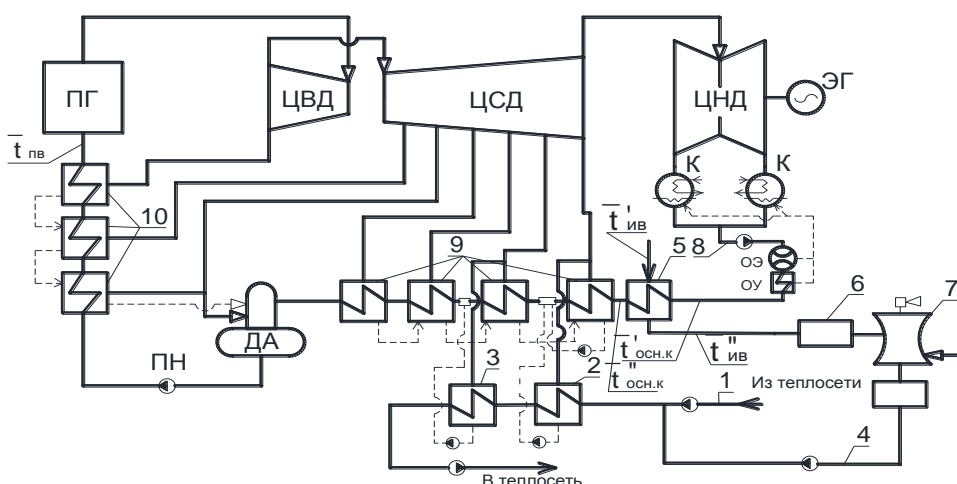


Рис. 1. Схема подогрева исходной воды на ТЭЦ в поверхностном теплообменнике основным конденсатом турбоустановки: 1- сетевой трубопровод; 2,3 – нижний и верхний сетевые подогреватели; 4 – трубопровод подпиточной воды; 5 – подогреватель исходной воды (ПИВ); 6 - водоподготовительная установка; 7 - вакуумный деаэратор; 8 – трубопровод основного конденсата турбоустановки; 9 - регенеративные подогреватели низкого давления; 10 - регенеративные подогреватели высокого давления

На рис. 1 представлен один из вариантов схем, обеспечивающих повышение эффективности систем регенерации турбин путем использования низкопотенциальной теплоты основного конденсата турбины для подогрева исходной воды. Разработаны также варианты включения теплообменника в трубопровод основного конденсата турбины между ПНД 1 и ПНД 2, а также между ПНД 2 и ПНД 3.

На рис. 2 представлена схема подогрева потока исходной воды в поверхностном теплообменнике, который включен по греющей среде в трубопровод основного конденсата турбины после регенеративного подогревателя (ПНД 1) [5, 6]. При использовании данного решения в

поверхностном теплообменнике может нагреваться несколько большее количество исходной воды до температуры 35-50 °С, так как по тракту количество основного конденсата и его температура увеличиваются.

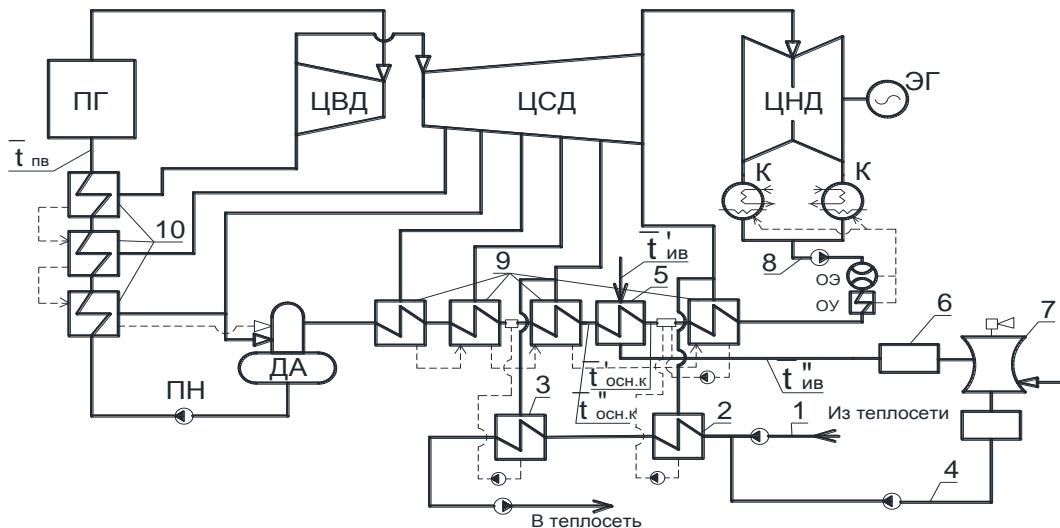


Рис. 2. Схема подогрева исходной воды на ТЭЦ в поверхностном теплообменнике основным конденсатом турбоустановки: обозначения как на рис. 1

Высокоэкономичный технологически необходимый подогрев больших расходов исходной воды, характерных для ТЭЦ с открытыми системами теплоснабжения, обеспечивается при использовании решений [7, 8] (рис. 3). В соответствии с этими решениями в схему тепловой электрической станции после встроенного пучка конденсатора включен поверхностный теплообменник, в котором нагревается исходная вода до температуры 35-50 °С, при этом греющим агентом является основной конденсат турбины после регенеративного подогревателя (ПНД 2)

Поддержание технологически необходимого температурного режима подогрева исходной воды в предложенных решениях достигается при высокой тепловой экономичности электростанции, поскольку для подогрева подпиточной воды используется теплота низкопотенциальных отборов турбины, получаемая конденсатом, прошедшим ступенчатый подогрев паром низкопотенциальных отборов в теплообменниках системы регенерации турбины.

Аналогичные решения по использованию низкотемпературных источников теплоты путем прямого теплообмена предложены для технологий подготовки добавочной питательной воды. В соответствии с ними основной конденсат турбины охлаждают в поверхностном теплообменнике исходной водой, которую подают в

водоподготовительную установку или непосредственно в вакуумный деаэратор добавочной питательной воды.

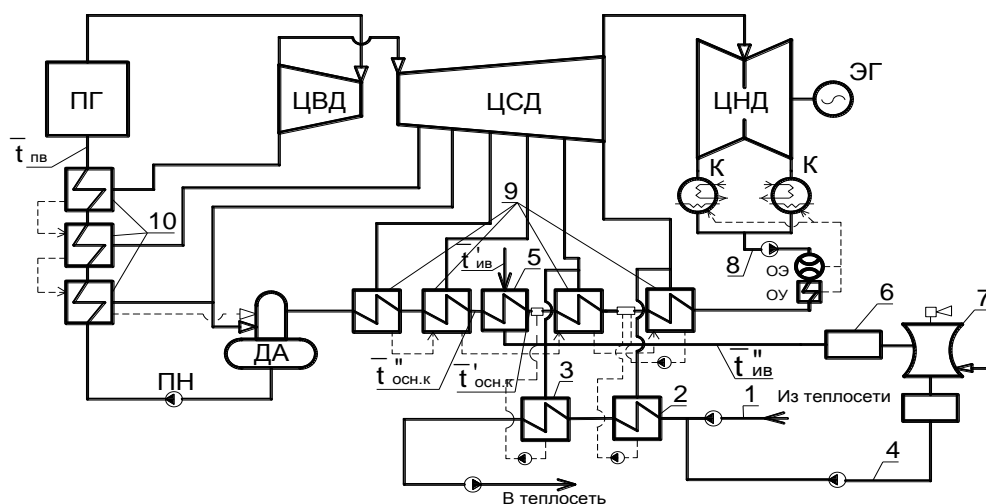


Рис. 3. Схема подогрева исходной воды на ТЭЦ в поверхностном теплообменнике основным конденсатом турбоустановки: обозначения как на рис. 1

На рис. 4 представлена принципиальная схема тепловой электрической станции, работающей по одной из предложенных технологий.

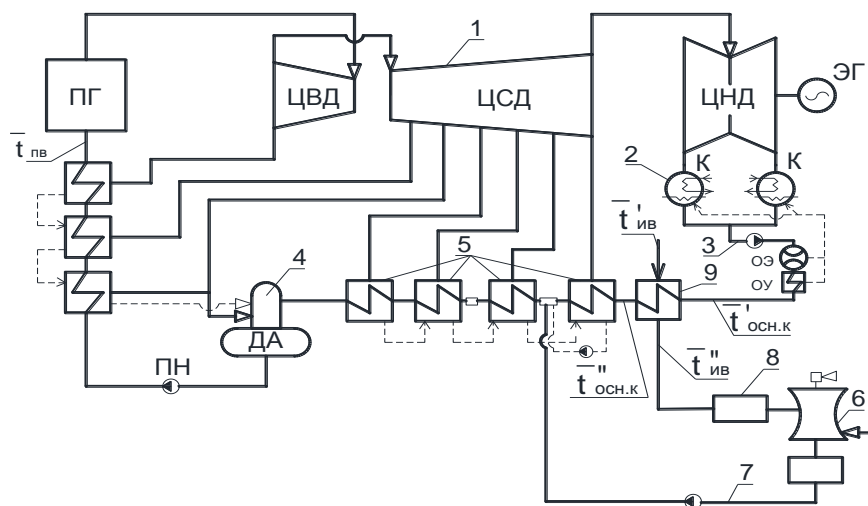


Рис. 4. Тепловая электрическая станция: 1 - паровая турбина Т-100/120-130; 2 - конденсатор; 3 - трубопровод основного конденсата; 4 - деаэратор питательной воды (повышенного давления); 5 - подогреватели низкого давления; 6 – деаэратор добавочной питательной воды; 7 - трубопровод добавочной питательной воды; 8 - водоподготовительная установка; 9 - поверхностный теплообменник

### Экспериментальное доказательство применимости новых технологий



Для оценки применимости технических решений [3-8] важно знать диапазон изменения параметров основного конденсата после каждой ступени его регенеративного подогрева в подогревателях низкого давления (ПНД), который зависит от расхода свежего пара на турбоустановку, пропуска пара в конденсатор, расхода пара в отопительные отборы, режима работы турбоустановки (конденсационный или теплофикационный).

Для оценки параметров основного конденсата произведено экспериментальное исследование на трех турбоустановках с агрегатами Т-100/120-130-2 ст. № 7, Т-100/120-130-3 ст. № 8 и ПТ-80-130/13 ст. № 9, установленных в филиале ОАО «Волжская ТГК» «Ульяновская ТЭЦ-1». Испытания проводились в течение девяти месяцев – с сентября 2011 по июнь 2012 года.

При проведении эксперимента на оборудовании УлТЭЦ-1 каждый час работы на установившемся режиме и при изменении режима одновременно регистрировались десятки параметров. В результате этого сформированы многомерные матрицы параметров, которые можно впоследствии использовать для оценки и прогнозирования надежности и экономичности эксплуатации турбоустановок ТЭЦ. При постановке эксперимента применены модели так называемого «многофакторного прогнозирования». Эти модели отличаются сравнительной простотой алгоритмов, слабой зависимостью результатов от точности исходной информации, возможностью получить достоверные прогнозные результаты при сложном характере связей между зависимой и независимой переменными [9]. Многофакторное прогнозирование позволяет получить функциональную зависимость прогнозируемого параметра от нескольких независимых переменных.

Поскольку условия работы электростанции не позволяют применить методы активного управляемого эксперимента, для проведения экспериментального исследования выбран метод многофакторного пассивного эксперимента. Этот метод предполагает фиксацию изменений нескольких значимых параметров, характеризующих текущие режимы работы турбоустановки в течение длительного времени эксплуатации, а также результатов этих изменений.

Результаты эксперимента обобщены в виде уравнений регрессии, в которых определены коэффициенты регрессии (параметры регрессии).

В виде уравнений регрессии получены зависимости температуры основного конденсата после каждой ступени регенеративного подогрева турбин Т-100/120-130 ст. № 7 и ст. № 8 от количества пара, подаваемого

в турбины, и от расхода пара, идущего в отопительные отборы, в режимах работы турбин с одно и двухступенчатым подогревом сетевой воды.

Так, в результате обработки экспериментальных данных по турбине Т-100/120-130-2 ст. № 7 при одноступенчатом подогреве сетевой воды получены следующие уравнения регрессии:

$$Y_1=12,9549+0,0821 \cdot X_1+0,0234 \cdot X_2-2,5359e^{-6} \cdot X_1^2-0,0003 \cdot X_1 \cdot X_2+0,0003 \cdot X_2^2; \quad (1)$$

$$Y_2=36,6409+0,1743 \cdot X_1-0,1231 \cdot X_2-0,0001 \cdot X_1^2+0,0001 \cdot X_1 \cdot X_2-7,1469e^{-5} \cdot X_2^2; \quad (2)$$

$$Y_3=66,8887+0,0851 \cdot X_1-0,0503 \cdot X_2-1,3948e^{-5} \cdot X_1^2+6,1571e^{-5} \cdot X_1 \cdot X_2-4,5878e^{-5} \cdot X_2^2;$$

(3)

$$Y_4=98,4118+0,0476 \cdot X_1-0,0314 \cdot X_2+1,357e^{-5} \cdot X_1^2+4,659e^{-5} \cdot X_1 \cdot X_2-1,5434e^{-6} \cdot X_2^2;$$

(4)

$$Y_5=112,299+0,0908 \cdot X_1-0,1045 \cdot X_2-6,22e^{-5} \cdot X_1^2+0,0002 \cdot X_1 \cdot X_2-9,8873e^{-5} \cdot X_2^2,$$

(5)

где  $Y_1$  - температура основного конденсата перед ПНД 1, °С;  $Y_2$  - температура основного конденсата перед ПНД 2, °С;  $Y_3$  - температура основного конденсата перед ПНД 3, °С;  $Y_4$  - температура основного конденсата перед ПНД 4, °С;  $Y_5$  - температура основного конденсата после ПНД 4, °С;  $X_1$  - расход свежего пара на турбину, т/ч;  $X_2$  - расход пара в отопительный отбор, т/ч.

Для визуализации данных эксперимента использована разработанная компанией StatSoft компьютерная программа «Statistica», применение которой позволило наглядно отразить в трехмерном пространстве зависимость температуры основного конденсата турбины от расхода свежего пара на турбину и расхода пара в отопительный отбор (рис. 5-8).

Для оценки достоверности аппроксимации результатов эксперимента использованы коэффициенты множественной корреляции  $R$  и достоверность аппроксимации  $R^2$  [10]. Результаты вычислений  $R$  и  $R^2$ , представленные на рис. 5-8, указывают на очень сильную корреляционную связь, поскольку для всех опытов  $R$  больше 0,9.

Рис. 5. Зависимость температуры основного конденсата турбины Т-100/120-130 ст. № 7 перед ПНД 1 от расхода свежего пара на турбину и расхода пара в нижний отопительный отбор при одноступенчатом нагреве сетевой воды

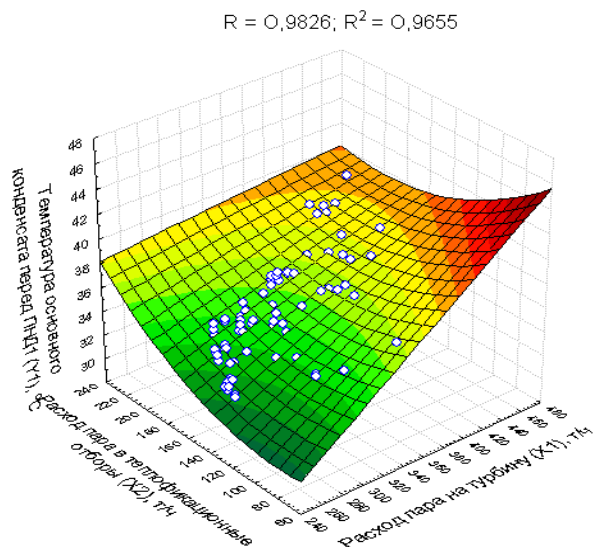


Рис. 6. Зависимость температуры основного конденсата турбины Т-100/120-130 ст. № 7 перед ПНД 2 от расхода свежего пара на турбину и расхода пара в нижний отопительный отбор при одноступенчатом нагреве сетевой воды

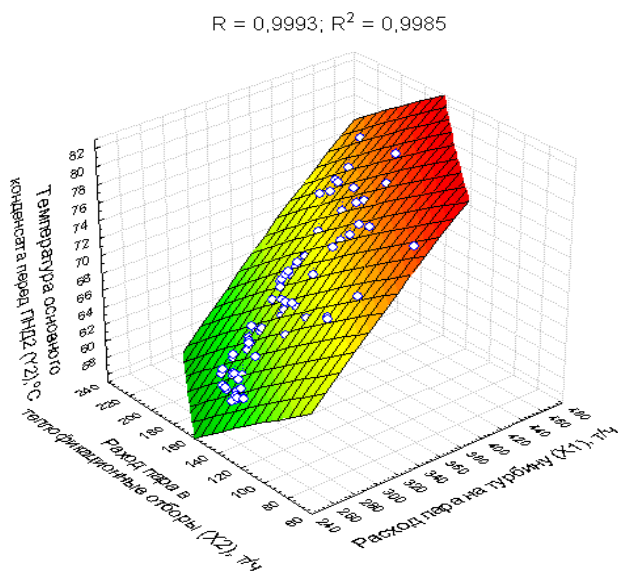
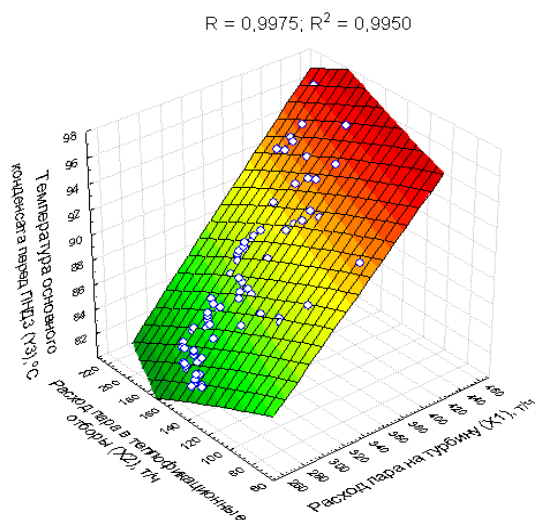


Рис. 7. Зависимость температуры основного конденсата турбины Т-100/120-130 ст. № 7 перед ПНД 3 от расхода свежего пара на турбину и расхода пара в нижний отопительный отбор при одноступенчатом нагреве сетевой воды



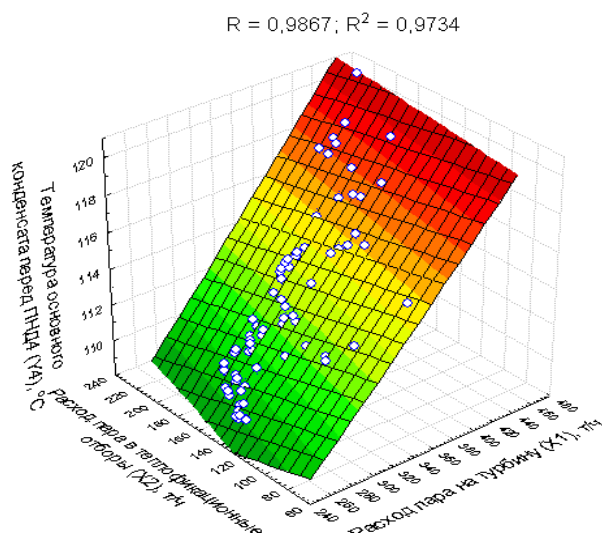


Рис. 8. Зависимость температуры основного конденсата турбины Т-100/120-130 ст. № 7 перед ПНД 4 от расхода свежего пара на турбину и расхода пара в нижний отопительный отбор при одноступенчатом нагреве сетевой воды

Полученные для данного режима графические зависимости (рис. 5-8) показывают, что в случае недостаточности температуры основного конденсата после какого-либо ПНД на требуемом уровне при одновременном росте тепловой нагрузки необходимо увеличение расхода пара на турбину.

Противоположное влияние на температуру основного конденсата оказывает рост теплофикационной нагрузки при работе турбины Т-100/120-130 с постоянным расходом пара, что ведет к закрытию поворотной диафрагмы и снижению расхода пара в конденсатор турбины.

Однако практически во всех реально осуществимых рабочих режимах работы турбины температура основного конденсата турбины достаточна для нагрева исходной воды перед водоподготовительной установкой до технологически необходимой температуры 35-40 °С, что подтверждает промышленную применимость решений [3-8].

Аналогичные зависимости получены для турбины ПТ-80-130/13, в том числе в режимах с переменным расходом пара производственного отбора.

### **Оценка энергетической эффективности новых технологий**

Для оценки энергетической эффективности новых схем, связанных с применением отборов пара турбоагрегатов для подогрева теплоносителей водоподготовительных установок ТЭЦ, а также других внутристанционных потоков воды, применена методика, разработанная в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического

университета [12]. Методика, названная в лаборатории «Методикой ВИШ», утверждена Департаментом науки техники РАО «ЕЭС России» в качестве основной для расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды на ТЭЦ.

Оценка тепловой экономичности разработанных технологий проведена по величине удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении  $v_{\text{тф}}$ , кВт·ч/м<sup>3</sup>, получаемой за счет отборов пара на подогрев 1 м<sup>3</sup> или 1 т обрабатываемой воды (УВЭТП):

$$v_{\text{тф}} = \frac{\left( \sum_{i=1}^n N_{\text{тф},i} + N_{\text{рег},i} - N_{\text{сн}} \right)}{G_{\text{в}}}, \quad (6)$$

где  $G_{\text{в}}$  - расход обрабатываемой воды, м<sup>3</sup>/ч;  $N_{\text{сн}}$  - мощность, затрачиваемая на привод насосов, перекачивающих воду или конденсат в схемах водоподготовительных установок, кВт,

$$N_{\text{сн}} = \frac{\Delta P \cdot G}{\eta_{\text{н}}}, \quad (7)$$

где  $\Delta P$  - давление, создаваемое насосом, МПа;  $G$  - расход учитываемого потока, кг/с;  $\eta_{\text{н}}$  - КПД насоса;  $\sum_{i=1}^n N_{\text{тф},i}$  - сумма мощностей, развиваемых теплофикационной турбоустановкой на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей, кВт,

$$N_{\text{тф},i} = D_i \cdot (i_o - i_i) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (8)$$

где  $D_i$ ,  $i_i$  - расход, кг/с, и энтальпия, кДж/кг, пара, используемого в качестве греющего агента на  $i$ -м участке схемы;  $i_o$  - энтальпия свежего пара, кДж/кг;  $\eta_{\text{эм}}$  - электромеханический КПД турбогенератора;  $N_{\text{рег},i}$  - мощность, вырабатываемая на тепловом потреблении за счет отбора пара на условный эквивалентный регенеративный подогреватель, кВт,

$$N_{\text{рег},i} = D_{\text{рег}} \cdot (i_o - i_{\text{рег}}^{\text{э}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (9)$$

где  $D_{\text{рег}}$  - расход пара условного регенеративного отбора, которым заменены все реальные регенеративные отборы, кг/с;  $i_{\text{рег}}^{\text{э}} = 0,5 \cdot (i_o + i_j)$  - энтальпия условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг;  $i_j$  - энтальпия  $j$ -го отбора, перед которым конденсат греющего пара смешивается с основным конденсатом турбины, кДж/кг.

Так, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при использовании схемы, представленной на рис. 1, составляет:

$$v_{\text{тф}}^{\text{УВЭТП. 7.отб}} = \frac{0,2778 \cdot (\bar{t}_{\text{исх.в}}^{\text{II}} - \bar{t}_{\text{исх.в}}^{\text{I}}) \cdot (\bar{t}_{7.\text{отб}}^{\text{в}} - \bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{II}})}{\eta_{\text{т.о}} \cdot (\bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{I}} - \bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{II}}) \cdot (i_{7.\text{отб}} - \bar{t}_{7.\text{отб}}^{\text{д}})} \cdot [(i_o - i_{7.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}} + \frac{(\bar{t}_{\text{п.в.}} - \bar{t}_{7.\text{отб}}^{\text{д}}) \cdot (0,5 \cdot i_o - 0,5 \cdot i_{7.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}} - \Delta P}{(0,5 \cdot i_o + 0,5 \cdot i_{7.\text{отб}} - \bar{t}_{\text{п.в.}})} - \frac{\Delta P}{\eta_{\text{н}}}], \quad (10)$$

где  $\bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{I}}$  - энтальпия основного конденсата турбины перед подогревателем исходной воды, кДж/кг;  $\bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{II}}$  - энтальпия основного конденсата турбины после подогревателя исходной воды и перед ПНД 1, кДж/кг;  $\bar{t}_{7.\text{отб}}^{\text{в}}$  - энтальпия основного конденсата турбины после ПНД 1, кДж/кг;  $\bar{t}_{7.\text{отб}}^{\text{д}}$  - энтальпия конденсата пара 7-го регенеративного отбора, кДж/кг;  $\bar{t}_{\text{исх}}^{\text{I}}$  - энтальпия исходной воды после подогревателя исходной воды, кДж/кг;  $\bar{t}_{\text{исх}}^{\text{II}}$  - энтальпия исходной воды перед подогревателем исходной воды, кДж/кг;  $i_{7.\text{отб}}$  - энтальпия пара 7-го регенеративного отбора, кДж/кг;  $\bar{t}_{\text{п.в.}}$  - энтальпия питательной воды, кДж/кг;  $\eta_{\text{т.о}}$  - КПД подогревателя исходной воды.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при использовании схемы, изображенной на рис. 2, рассчитывается по выражению:

$$v_{\text{тф}}^{\text{УВЭТП. 6.отб}} = \frac{0,2778 \cdot (\bar{t}_{\text{исх.в}}^{\text{II}} - \bar{t}_{\text{исх.в}}^{\text{I}}) \cdot (\bar{t}_{6.\text{отб}}^{\text{в}} - \bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{II}})}{\eta_{\text{т.о}} \cdot (\bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{I}} - \bar{t}_{\text{осн.к}}^{\text{II}}) \cdot (i_{6.\text{отб}} - \bar{t}_{6.\text{отб}}^{\text{д}})} \cdot [(i_o - i_{6.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}} + \frac{(\bar{t}_{\text{п.в.}} - \bar{t}_{6.\text{отб}}^{\text{д}}) \cdot (0,5 \cdot i_o - 0,5 \cdot i_{6.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}} - \Delta P}{(0,5 \cdot i_o + 0,5 \cdot i_{6.\text{отб}} - \bar{t}_{\text{п.в.}})} - \frac{\Delta P}{\eta_{\text{н}}}], \quad (11)$$

где  $\bar{t}_{6.\text{отб}}^{\text{в}}$  - энтальпия основного конденсата турбины после ПНД 2, кДж/кг;  $\bar{t}_{6.\text{отб}}^{\text{д}}$  - энтальпия конденсата пара 6-го регенеративного отбора, кДж/кг.

Для схемы на рис. 3 удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении равна:

$$v_{\text{тф}}^{\text{УВЭТП.5.отб}} = \frac{0,2778 \cdot (t_{\text{исх.в}}^{\text{II}} - t_{\text{исх.в}}^{\text{I}}) \cdot (t_{5.\text{отб}}^{\text{B}} - t_{\text{осн.к}}^{\text{II}})}{\eta_{\text{т.о}} \cdot (t_{\text{осн.к}}^{\text{I}} - t_{\text{осн.к}}^{\text{II}}) \cdot (i_{5.\text{отб}}^{\text{D}} - t_{5.\text{отб}}^{\text{D}})} \cdot [(i_0 - i_{5.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}} + \frac{(t_{\text{п.в}}^{\text{D}} - t_{5.\text{отб}}^{\text{D}}) \cdot (0,5 \cdot i_0 - 0,5 \cdot i_{5.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}}}{(0,5 \cdot i_0 + 0,5 \cdot i_{5.\text{отб}} - t_{\text{п.в}})} - \frac{\Delta P}{\eta_{\text{н}}}] \quad (12)$$

где  $t_{5.\text{отб}}^{\text{B}}$  - энтальпия основного конденсата турбины после ПНД 3, кДж/кг;  
 $t_{5.\text{отб}}^{\text{D}}$  - энтальпия конденсата пара 5-го регенеративного отбора, кДж/кг.

Результаты оценки энергетической эффективности новых технологий, предусматривающих использование в подогревателе исходной воды в качестве греющего агента основного конденсата турбины, в сравнении с известными схемами подогрева исходной воды перед водоподготовительной установкой и вакуумным деаэратором представлены в виде диаграммы на рис. 9.

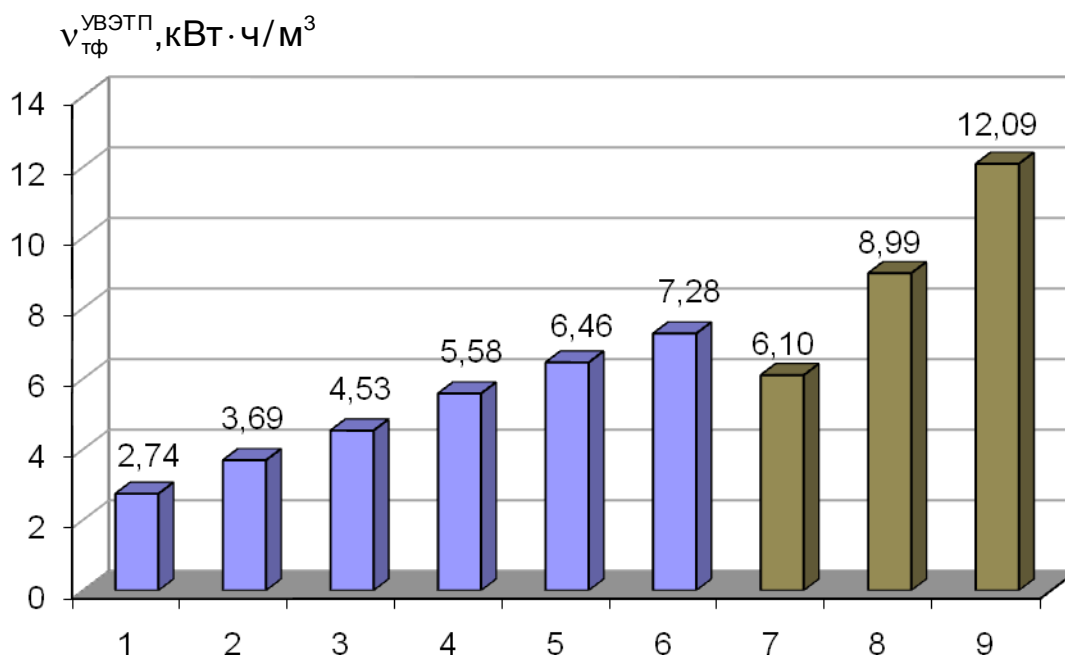


Рис. 9. Удельная выработка электроэнергии для технологий подогрева исходной подпиточной воды: 1 - подогрев исходной воды паром производственного отбора турбоустановки ПТ-135/165-130/15; 2 - подогрев исходной воды паром 4-го регенеративного отбора со сбросом конденсата в деаэратор питательной воды; 3 - подогрев исходной воды паром 5-го регенеративного отбора со сбросом конденсата в линию основного конденсата турбоустановки перед ПНД 3; 4 - подогрев исходной воды

паром 6-го отбора (верхнего отопительного) со сбросом конденсата в линию основного конденсата турбоустановки перед ПНД 2; 5 - подогрев исходной воды паром 7-го отбора (нижнего отопительного) со сбросом конденсата в линию основного конденсата турбоустановки перед ПНД 1; 6 - подогрев исходной воды сетевой водой, отобранной после нижнего сетевого подогревателя (НСП); 7 - подогрев исходной воды в ПИВ, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 3 [163, 165] (рис. 4.3); 8 - подогрев исходной воды в поверхностном теплообменнике, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 2 [164, 166] (рис. 4.2); 9 - подогрев исходной воды в поверхностном теплообменнике, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 1 [167, 168] (рис. 4.1)

## **Выводы**

1. Разработаны технологии подогрева подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов ТЭЦ, по которым исходная вода перед водоподготовительной установкой нагревается в подогревателе исходной воды основным конденсатом турбины.

2. Проведено экспериментальное исследование, в результате которого получены уравнения регрессии, описывающие зависимость температуры основного конденсата турбины после каждого ПНД от расхода свежего пара на турбину и от расхода пара в регулируемые отборы. Экспериментом подтверждена возможность обеспечения технологически необходимого нагрева исходной воды перед водоподготовительной установкой и вакуумными деаэраторами, т.е. доказана промышленная применимость разработанных технологий на ТЭЦ.

3. Выполнена оценка энергетической эффективности разработанных технологий, показавшая, что использование низкопотенциальной теплоты основного конденсата теплофикационных турбин для подогрева исходной воды позволяет получить дополнительную выработку электроэнергии на тепловом потреблении и повысить экономичность комбинированного производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ.

## **Список литературы**

1. Шарапов В.И., Кузьмин А.В. О подогреве подпиточной воды теплосети в теплофикационных турбоустановках в неоперительный период // Энергосбережение и водоподготовка, 2010. № 6, с. 30-32.
2. Шарапов В.И., Кузьмин А.В. Совершенствование технологии подготовки добавочной питательной воды промышленных ТЭЦ // Промышленная энергетика, 2011. № 4, с. 40-44.



3. Патент № 2422646 (RU). МПК F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин и др. // Бюллетень изобретений. – 2011. - № 18.
4. Патент № 2425988 (RU). МПК F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин и др. // Бюллетень изобретений. – 2011. - № 22.
5. Патент № 2428572 (RU). МПК F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин и др. // Бюллетень изобретений. – 2011. - № 25.
6. Патент № 2428574 (RU). МПК F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин и др. // Бюллетень изобретений. – 2011. - № 25.
7. Патент № 2422649 (RU). МПК F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин и др. // Бюллетень изобретений. – 2011. - № 18.
8. Патент № 2425228 (RU). МПК F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин и др. // Бюллетень изобретений. – 2011. - № 21.
9. Шарапов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов [Текст] / В.И. Шарапов. – М.: Энергоатомиздат, 1996. 176 с.
10. Рыбалко В.В. Математические модели контроля надежности объектов энергетики. СПб: ГОУ ВПО СПбГТУРП, 2010. – 151 с.
11. Богатова В.П. Регрессионный анализ данных на ПК. Воронеж: ВГУ. 2001. с. 10-35.
12. Шарапов, В.И. Методика расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды на тепловых электростанциях [Текст] / В.И. Шарапов, П.Б. Пазушкин, Д.В. Цюра и др. // Проблемы энергетики. Известия вузов. - 2002. - № 7-8. - С. 22-35.

## Определение инвестиционной привлекательности новых технологий покрытия тепловой нагрузки ВПУ ТЭЦ

Кузьмин А.В. (аспирант)

Практика показывает, что одним из наиболее используемых критериев эффективности инвестиционных проектов является чистый дисконтированный доход, который позволяет оценить ожидаемую максимальную доходность проекта из всех предложенных к рассмотрению

Интегральный метод чистого дисконтированного дохода основан на сопоставлении величины начальных инвестиций с общей суммой дисконтированных денежных поступлений, предполагаемых в течение срока использования инвестиций. Все денежные потоки при этом дисконтируются (приводятся) к расчетному году с помощью коэффициента дисконтирования (ставки дисконта).

В общем виде чистый дисконтированный доход NPV (англ. Net Present Value), руб., для однократного вложения инвестиций рассчитывается по формуле:

$$NPV = \sum_{t=1}^T \frac{\Pi_t}{(1+R)^t} - K_{\text{инв}}, \quad (1)$$

где  $\Pi_t$  - поступления денежных средств в конце периода  $t$ , руб.;  $t$  - рассматриваемый период времени, год;  $T$  - срок жизни проекта, год;  $R$  - ставка (норма) дисконта;  $K_{\text{инв}}$  - капиталовложения, руб.

Если инвестиции осуществляются в течение нескольких лет, капитальные вложения также дисконтируются к расчетному году:

$$NPV = \sum_{t=1}^T \frac{\Pi_t}{(1+R)^t} - \sum_{t=1}^T \frac{K_{\text{инв.}t}}{(1+R)^t}, \quad (2)$$

где  $K_{\text{инв.}t}$  - капиталовложения в году  $t$ , руб.

Если  $NPV > 0$ , дисконтированный приток денег больше дисконтированного оттока денег за весь расчетный период - вложение денежных средств в проект выгодно.

При  $NPV = 0$ , доходность инвестиций равна норме дисконта, т.е. дисконтированные притоки денег равны дисконтированным оттокам - доходность проект приносить не будет.

В случае  $NPV < 0$  проект рекомендуется отвергнуть при сравнении двух и более вариантов предпочтение следует отдать проекту с наибольшим  $NPV$ .

Определение срока окупаемости предполагает расчет дисконтированных элементов потока реальных денег и их последовательное суммирование по годам с учетом знаков до тех пор, пока интегральная величина дисконтированного потока реальных денег не изменит знак с «минуса» на «плюс». Срок окупаемости определяется графически или интерполяцией:

$$T_{ок}^A = t - \frac{NPV_t}{NPV_{(t+1)} - NPV_t}, \quad (3)$$

где  $NPV_t$  - интегральная сумма элементов потока реальных денег за период от нулевого года до года  $t$ , руб.;  $NPV_{(t+1)}$  - интегральная сумма элементов потока реальных денег за период от нулевого года до года  $(t+1)$ , руб.;  $t$  - срок жизни проекта, лет.

Сроку окупаемости соответствует точка, в которой  $NPV = 0$ , т.е. дисконтированный приток реальных денег равен дисконтированному оттоку.

Проведем сравнительную оценку экономичности разработанных автором под руководством профессора В.И. Шарапова схем подогрева потоков подпиточной и добавочной питательной воды, а также влияние параметров температурного режима водоподготовительной установки на экономичность ТЭЦ в различных схемах.

Для этого рассмотрим три варианта подогрева исходной добавочной питательной воды и три варианта подогрева исходной подпиточной воды.

#### **Подогрев исходной подпиточной воды:**

Вариант 1: подогрев исходной воды в подогревателе исходной воды (ПИВ), включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 1 [1,2];

Вариант 2: подогрев исходной воды в поверхностном теплообменнике, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 2 [3,4];

Вариант 3: подогрев исходной воды в поверхностном теплообменнике, включенном в трубопровод основного конденсата перед ПНД 3 [5,6].

**Подогрев исходной добавочной питательной воды:**

Вариант 1: поверхностный теплообменник включен в трубопровод основного конденсата турбины перед ПНД 1, а смешение потоков деаэрированной питательной воды и основного конденсата происходит перед ПНД 2 [7,8];

Вариант 2: поверхностный теплообменник включен в трубопровод основного конденсата турбины перед ПНД 2, а смешение потоков деаэрированной питательной воды и основного конденсата происходит перед ПНД 3 [9,10];

Вариант 3: поверхностный теплообменник включен в трубопровод основного конденсата турбины перед ПНД 3, а смешение потоков деаэрированной питательной воды и основного конденсата происходит перед ПНД 2 [11,12].

Экономия условного топлива  $\Delta B$ , т.у.т., при реализации предложенных нами технологий подготовки добавочной питательной и подпиточной воды на ТЭЦ определяется по разности  $\Delta v_{ТФ}^{УВЭТП}$ , кВт·ч/м<sup>3</sup>, можно определить по формуле:

$$\Delta B = \Delta v_{ТФ} (b_{э.к} - b_{э.т}) G_B^{реж} \cdot 10^{-3}, \quad (4)$$

где  $b_{э.к}$  - удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч);  $b_{э.т}$  - удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч);  $G_B^{реж}$  – общий расход подготавливаемой воды в исследуемом режиме, м<sup>3</sup>.

Примем удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии  $b_{э.т} = 0,15$  кг/кВт·ч, а на конденсационную -  $b_{э.к} = 0,40$  кг/кВт·ч.

Расход исходной воды за период работы турбоустановки  $G_{исх.в}^{реж}$ , м<sup>3</sup>, определяем по формуле:

$$G_{исх.в}^{реж} = G_{исх.в} \cdot h, \quad (5)$$

где  $h$  - продолжительности работы водоподготовительной установки в данном температурном режиме, ч/год.

Для сравнения предложенных и стандартных технологий подогрева исходной подпиточной и добавочной питательной воды на ТЭЦ принимаем, что продолжительность работы водоподготовительной установки для всех технологий одинакова и равна  $h = 8000$  ч/год.

Также следует учесть увеличение расхода топлива на дополнительную выработку пара в котле  $V_{\Delta D}$ , который находится по формуле (4), при КПД котла  $\eta_k = 0,92$  и низшей теплоте сгорания топлива  $Q_H^p = 29300$  кДж/кг.

Таким образом, экономия условного топлива  $V_{\text{эк}}$ , т/год, на ТЭЦ определяется по выражению:

$$V_{\text{эк}} = \Delta V - V_{\Delta D}. \quad (6)$$

О целесообразности перехода с одного варианта подогрева исходной воды на другую можно судить по полученному значению экономии условного топлива  $V_{\text{эк}}$ , т/год.

Экономичность предложенной нами технологии в денежном выражении можно определить по формуле:

$$\Delta \mathcal{E} = V_{\text{эк}} \cdot C_T, \quad (7)$$

где  $C_T$  - цена условного топлива,  $C_T = 2000$  руб./т.

Итоги расчета экономичности новых схем подогрева подпиточной воды теплосети и новых схем подогрева добавочной питательной воды котлоагрегатов в зависимости от расхода исходной воды  $G_{\text{исх.в}}$ , м<sup>3</sup>/ч, представлены в табл. 1.

Величина капитальных затрат при внедрении предлагаемых технологий является сложным параметром, который включает в себя ряд составляющих, но в большей мере определяется суммой затрат на основные конструктивные элементы и затрат, связанных с изготовлением и монтажом этих элементов.

Капитальные затраты для предложенных технологий в общем виде определяются как:

$$K_{\text{инв}} = K_{\text{ПИБ}} + K_{\text{с.т}}, \quad (8)$$

где  $K_{\text{ПИБ}}$  - капитальные затраты на подогреватель исходной воды, руб.;

$K_{с.т}$  - капитальные затраты на систему трубопроводов, обвязывающих ПИВ, руб.

Таблица 1

Оценка экономичности технологий подогрева низкопотенциальных теплоносителей в системах регенерации турбин ТЭЦ

		Экономия условного топлива $V_{эк}$ , т/год при $G_{исх.в}$ , м <sup>3</sup> /ч				Экономия в денежном выражении $\Delta Э$ , млн. руб. при $G_{исх.в}$ , м <sup>3</sup> /ч			
		200	400	800	1000	200	400	800	1000
Подпиточная вода теплосети	Вариант 1	1251,7	2503,4	5007,1	6258,9	2,504	5,007	10,014	12,518
	Вариант 2	909,7	1819,5	3638,9	4548,7	1,819	3,639	7,278	9,098
	Вариант 3	556,8	1113,7	2227,4	2784,2	1,114	2,227	4,454	5,568
Добавочная питательная вода	Вариант 1	1209,5	2418,9	4837,8	6047,3	2,419	4,834	9,668	12,085
	Вариант 2	733,75	1467,5	2935,0	3668,8	1,468	2,935	5,87	7,338
	Вариант 3	655,3	1310,6	2621,3	3276,6	1,311	2,621	5,242	6,553

Также необходимо учесть затраты на фонд оплаты труда рабочих, его мы принимаем равный 30 % от капитальных затрат:  $Z_{фот} = 0,3 \cdot K_{инв}$ , руб.

Целью настоящего технико-экономического исследования является определение экономической эффективности реализации новых технологий подогрева исходной воды перед водоподготовительными установками.

Стоимость оборудования (теплообменник и трубопровод) для установки нагревающей 400 м<sup>3</sup>/ч исходной воды составит 850 тыс. руб. Заработная плата рабочих будет равна 255 тыс. руб.

Принимаем ставку дисконтирования 10%. Инвестиционные вложения в проект принимаются однократные на начальном этапе. Ежегодный приток денежных средств постоянен. Расчет выполнен в ценах 2012 г. Результаты расчета приведены в табл. 2

Таблица 2

## Расчет чистого дисконтированного дохода

Наименование	Подпиточная вода теплосети при $G_{исх.в} = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$			Добавочная питательная вода при $G_{исх.в} = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$		
	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Чистый денежный поток, тыс. руб.	5 007	3 639	2 227	4 834	2 935	2 621
Капитальные затраты, тыс. руб.	1 105	1 105	1 105	1 105	1 105	1 105
NPV, тыс. руб.	3 547	2 303	1 020	3 390	1 663	1 378
Срок окупаемости, мес.	5,5	11	15,5	6	13,5	14,5

Из табл. 2 следует, что экономия от внедрения новых технологий нагрева исходной подпиточной и добавочной питательной воды существенно превышает капитальные затраты, а срок окупаемости составляет от 5 до 15,5 месяцев, в зависимости от достигнутой экономии условного топлива на ТЭЦ и уровня капитальных затрат. Невысокий срок окупаемости свидетельствует о высоком инвестиционном потенциале энергосберегающих технологий.

### Выводы

1. В рамках разработанных технических решений проведена оценка энергетической эффективности структурных и режимных изменений в схемах подготовки воды ТЭЦ методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

2. Проведена оценка инвестиционной привлекательности новых технологий подогрева исходной подпиточной и добавочной питательной воды перед водоподготовительными установками.

3. В результате проведенной оценки экономичности новых технологий подогрева низкопотенциальных теплоносителей в системах регенерации турбин ТЭЦ установлено, что годовая экономия условного топлива составляет более 6000 т/год при производительности водоподготовительной установки  $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

4. Произведен расчет чистого дисконтированного дохода для разработанных технологий, который существенно зависит от

производительности водоподготовительной установки и величины капитальных затрат. Срок окупаемости предложенных технологий составил от 5,5 до 15,5 месяцев. На основании чего можно сделать вывод, что данные технологии обладают высоким инвестиционным потенциалом.

#### Список литературы

1. Патент 2422646 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 18.
2. Патент 2422648 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 18.
3. Патент 2422647 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 18.
4. Патент 2422649 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 18.
5. Патент 2425228 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 21.
6. Патент 2425988 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/00. Тепловая электрическая станция [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 22.
7. Патент 2428573 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 25.
8. Патент 2428571 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/00. Тепловая электрическая станция [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 25.
9. Патент 2428574 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 25.
10. Патент 2428572 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 25.
11. Патент 2430243 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 27.
12. Патент 2430242 (RU). МПК<sup>7</sup> F01K 17/02. Тепловая электрическая станция [Текст] / А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, М.М. Замалеев, А.А. Салихов // Бюллетень изобретений. - 2011. - № 27.



## **Применение тепловых насосов в вакуумных деаэрационных установках ТЭЦ**

Отто Д.А. (студ. гр. ТГВм–11), Шарапов В.И. (д.т.н., профессор)

В настоящее время весьма актуальна проблема повышения эффективности использования топливно–энергетических ресурсов (ТЭР).

Есть много способов рационального и экономичного использования ТЭР, в том числе использование альтернативных и возобновляемых источников ТЭР. Одним из эффективных методов является внедрение тепловых насосных установок на ТЭЦ.

Тепловой насос – устройство для отбора теплоты от источника тепловой энергии с низкой температурой и передачи ее потребителю (теплоносителю) с более высокой температурой (рис. 1) [1]. Принцип действия теплового насоса основан на отборе теплоты испарителем из подпиточного трубопровода и передача ее в конденсаторе трубопроводу, в котором течет греющий агент.

Важным показателем работы теплового насоса является коэффициент преобразования теплонасосной установки (ТНУ). Он определяется как отношение количество теплоты, вырабатываемое теплонасосной установкой к работе, затраченной на электропривод компрессора тепловой насосной установки:

$$\mu = \frac{Q_2}{L}, \quad (1)$$

где  $Q_2$  – количество теплоты, вырабатываемой теплонасосной установкой;  $L$  – работа, затраченная на электропривод компрессора ТНУ.

В современных ТНУ в зависимости от режима их работы коэффициент преобразования находится в пределах от 3 до 7.

На ТЭЦ одним из путей повышения энергетической эффективности является применение вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети [2]. Однако на очень многих ТЭЦ, в частности, на Ульяновской ТЭЦ–2, результат от применения вакуумных деаэраторов (ВД) не достигается из–за использования для подогрева воды, применяемой в качестве греющего агента, высокопотенциального пара производственных отборов турбин.

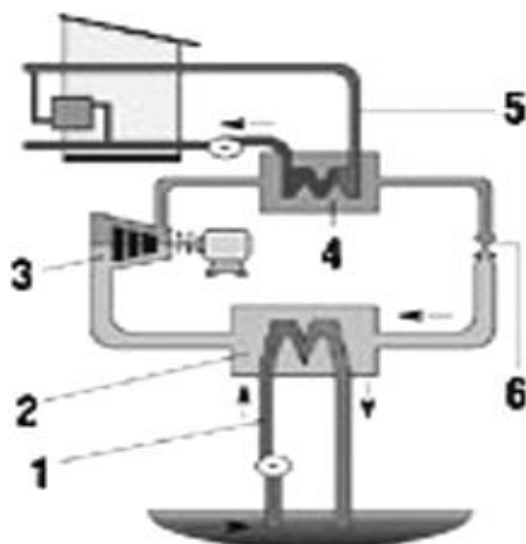


Рис. 1. Принципиальная схема теплового насоса: 1 – контур подачи низкотемпературной теплоты; 2 – испаритель; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – контур подачи высокотемпературной теплоты; 6 – дроссельный клапан

В НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ в свое время была предложена схема подогрева греющего агента (ГА) для ВД в верхних сетевых подогревателях теплофикационных турбин (рис. 2) [3]. В теплое время года, когда температура воды, подаваемой в теплосеть, недостаточна для использования этой воды в качестве ГА, вода в теплосеть подается после нижнего сетевого подогревателя (НСП) через байпас верхнего сетевого подогревателя (ВСП). ВСП в этом случае служит только для подогрева ГА перед ВД. Недостатком схемы рис. 2 является необходимость повышения параметров верхнего отопительного отбора турбин для нагрева ГА до технологически необходимой температуры ( $\sim 100^{\circ}\text{C}$ ).

Для устранения этого недостатка и дальнейшего повышения энергетической эффективности комбинированной выработки электрической и тепловой энергии на ТЭЦ нами был разработан способ подогрева ГА, по которому обратную сетевую воду перед подачей в нижний сетевой подогреватель теплофикационной турбины охлаждают в испарителе теплового насоса, в качестве греющего агента используют часть сетевой воды, которую перед подачей в деаэратор подогревают в конденсаторе теплового насоса [4].

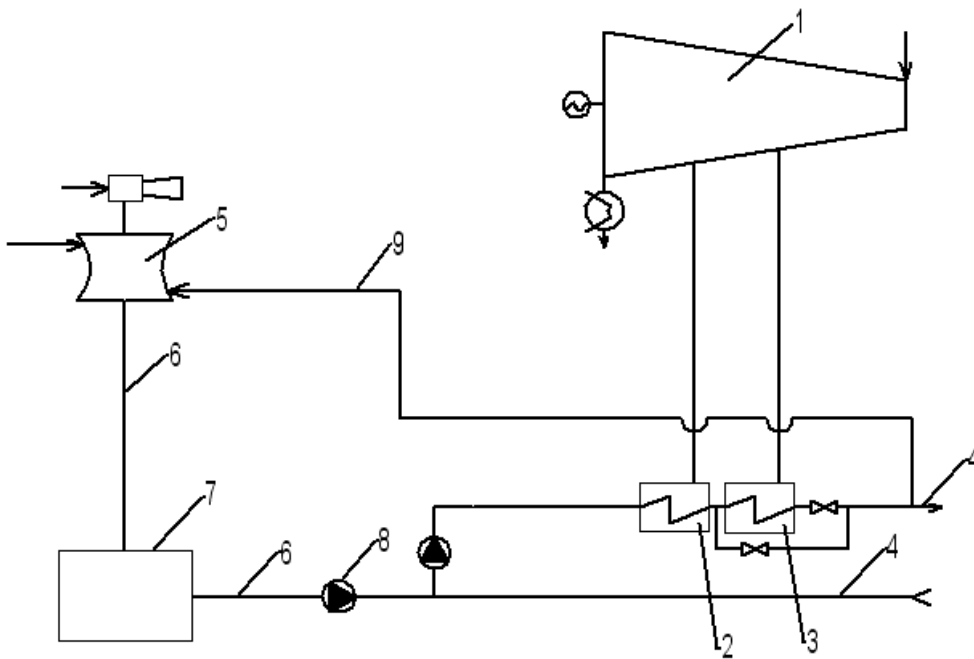


Рис. 2. Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электростанции до внедрения новой технологии: 1 – теплофикационная турбина; 2 – нижний сетевой подогреватель (НСП); 3 – верхний сетевой подогреватель (ВСП); 4 – трубопровод сетевой воды; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод деаэрированной подпиточной воды; 7 – бак-аккумулятор; 8 – подпиточный насос; 9 – трубопровод греющего агента

На рис. 3 представлена принципиальная схема тепловой электрической станции, работающей по предложенной технологии.

Предложенная схема работает следующим образом.

В вакуумный деаэратор 5 подают исходную воду, а также по трубопроводу 9 часть сетевой воды, которую отбирают из подающего сетевого трубопровода 4 для использования в качестве греющего агента при деаэрации. Перед подачей в деаэратор 5 греющий агент подогревают в конденсаторе 12 теплового насоса 11. Отбор теплоты испарителем 10 теплового насоса осуществляют из обратного сетевого трубопровода 4 до сетевых подогревателей 2 и 3. Благодаря использованию теплового насоса обеспечивают технологически необходимую температуру греющего агента перед вакуумным деаэратором без повышения давления в верхнем отопительном отборе турбины 1, снижают температуру обратной сетевой воды перед сетевыми подогревателями 2 и 3, увеличивают за счет этого выработку электроэнергии на тепловом потреблении на турбине 1.

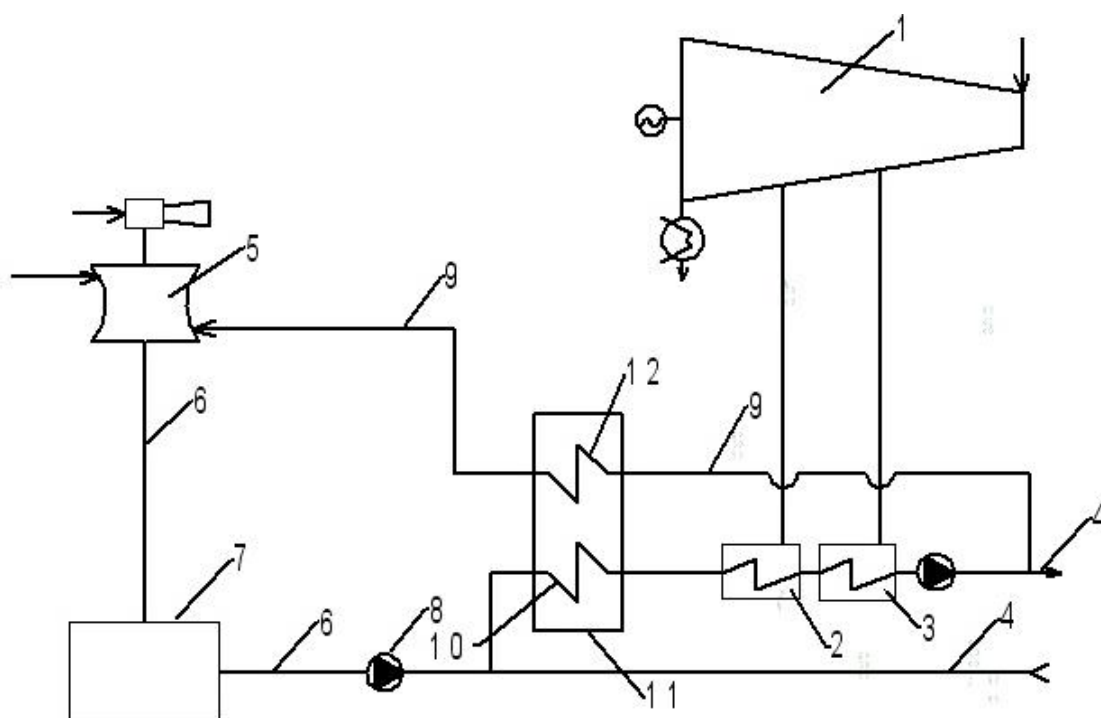


Рис. 3. Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электростанции: 1 – теплофикационная турбина; 2 – нижний сетевой подогреватель (НСП); 3 – верхний сетевой подогреватель (ВСП); 4 – трубопровод сетевой воды; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод деаэрированной подпиточной воды; 7 – бак-аккумулятор; 8 – подпиточный насос; 9 – трубопровод греющего агента. нижний сетевой подогреватель (НСП); 10 – испаритель теплового насоса; 11 – тепловой насос; 12 – конденсатор теплового насоса

Произведем расчет энергетической эффективности нового решения подготовки подпиточной воды при номинальном режиме работы ТЭЦ по методике ВИШ, разработанной в НИЛ ТЭСУ [5]. Экономичность предложенной технологии оценим по величине годовой экономии условного топлива при переходе от традиционной схемы подготовки подпиточной воды к схеме подогрева сетевой воды обратной сетевой водой.

В качестве исходной рассмотрим применяемую на отечественных ТЭЦ схему подогрева сетевой воды до технологически необходимой температуры в верхнем сетевом подогревателе турбоустановки типа Т–100–130 (рис.2)

Примем для обеих схем следующие исходные данные: средняя температура сетевой воды, возвращаемой от потребителя в летний период  $t_{обр.} = 50^{\circ}\text{C}$ ; расчетная температура сетевой воды, подаваемой потребителю после подогрева в сетевых подогревателях  $t_{с.в.} = 80^{\circ}\text{C}$ ; температура исходной воды перед деаэратором подпитки

теплосетит  $t_{ив} = 40^\circ\text{C}$ ; температура греющего агента, подаваемого в деаэрактор подпитки  $t_{подп} = 100^\circ\text{C}$ ; расход подпиточной воды  $G_{подп} = G_{ив} + G_{га} = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; расход сетевой воды, возвращаемой от потребителя  $G_{обр.} = 3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Произведем расчет технико-экономических показателей предложенной технологии на примере энергоблока с теплофикационной турбиной Т-100-130.

### Базовый режим

Верхний сетевой подогреватель (ВСП).

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отбора пара на верхний сетевой подогреватель  $N_{тф}^{всп}$ , кВт:

$$N_{тф}^{всп} = D_{всп}(i_0 - i_{всп})\eta_{эм}; \quad (2)$$

где  $i_0$  – энтальпия острого пара,  $i_0 = 3517 \text{ кДж/кг}$ ;  $\eta_{эм}$  – электромеханический КПД турбины,  $\eta_{эм} = 0,98$ ;  $i_{всп}$  – энтальпия пара верхнего сетевого подогревателя после подогрева потоков подпиточной воды,  $i_{всп} = 2610,47 \text{ кДж/кг}$ .

Расход пара, отпускаемый из отбора на подогрев подпиточной воды,  $D_{всп}$ , т/ч:

$$D_{всп}(i_{всп} - i_{всп}^k) = G_{га}(t_{га} - \tau'_{с.в.ср}); \quad (3)$$

$$D_{всп} = \frac{G_{га}(t_{га} - t_{подп})c}{(i_{всп} - i_{всп}^k)}; \quad (4)$$

где  $i_{всп}$  – энтальпия пара в верхнем сетевом подогревателе,  $i_{всп} = 2610,47 \text{ кДж/кг}$ ;  $G_{га}$  – расход греющего агента, т/ч, который находится из уравнения теплового баланса вакуумного деаэратора:

$$G_{подп}t_{подп} = G_{га}t_{га} + G_{ив}t_{ив}; \quad (5)$$

$$G_{га} = \frac{G_{подп}t_{подп} - G_{ив}t_{ив}}{t_{га}} = \frac{1000 \cdot 60 - (1000 - G_{га}) \cdot 40}{100} = 333,3 \text{ т/ч}; \quad (6)$$

где  $t_{подп}$  – температура подпиточной воды,  $t_{подп} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{ив}$  – температура исходной воды,  $t_{ив} = 40^\circ\text{C}$ ;  $t_{га}$  – температура греющего агента,  $t_{га} = 100^\circ\text{C}$ ;  $G_{ив}$  – расход исходной воды, т/ч;  $G_{подп}$  – расход подпиточной воды,  $G_{подп} = 1000 \text{ т/ч}$ .

По формулам (4) и (2) определяем:

$$D_{всп} = \frac{333,3 \cdot (100 - 80) \cdot 4,187}{(2610,47 - 439,6)} = 12,8 \text{ т/ч};$$

$$N_{тф} = 12,8 \cdot (3517 - 2610,47) \cdot 0,98 / 3,6 = 3,159 \text{ МВт}.$$

### Нижний сетевой подогреватель (НСП).

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отбора пара на нижний сетевой подогреватель  $N_{\text{тф}}^{\text{НСП}}$ , кВт:

$$N_{\text{тф}}^{\text{НСП}} = D_{\text{НСП}}(i_0 - i_{\text{НСП}})\eta_{\text{эм}}; \quad (7)$$

Расход пара, отпускаемый из отбора на подогрев сетевой воды  $D_{\text{НСП}}$ , т/ч:

$$D_{\text{НСП}}(i_{\text{НСП}} - i_{\text{НСП}}^{\text{к}}) = G_{\text{с.в.}}(t_{\text{с.в.}} - t_{\text{см}})c; \quad (8)$$

$$D_{\text{НСП}} = \frac{G_{\text{с.в.}}(t_{\text{с.в.}} - t_{\text{см}})c}{(i_{\text{НСП}} - i_{\text{НСП}}^{\text{к}})}; \quad (9)$$

где  $t_{\text{см}}$  – температура смеси подпиточной и обратной сетевой воды, которая определяется из уравнения теплового баланса узла смешения:

$$G_{\text{см}}t_{\text{см}} = G_{\text{подп}}t_{\text{подп}} + G_{\text{обр.}}t_{\text{обр.}}; \quad (10)$$

$$t_{\text{см}} = \frac{G_{\text{подп}}t_{\text{подп}} - G_{\text{обр.}}t_{\text{обр.}}}{G_{\text{см}}} = \frac{1000 \cdot 60 - 3500 \cdot 50}{4500} = 52,5 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (11)$$

где  $G_{\text{обр.}}$  – расход обратной сетевой воды,  $G_{\text{обр.}}=3500$  т/ч;  $t_{\text{обр.}}$  – температура обратной сетевой воды,  $t_{\text{обр.}}=50$  °С.

$$D_{\text{НСП}} = \frac{4500 \cdot (80 - 52,5) \cdot 4,187}{(2520 - 439,6)} = 249,06 \text{ т / ч};$$

$$N_{\text{тф}}^{\text{НСП}} = 249,06 \cdot (3517 - 2520) \cdot 0,98 / 3,6 = 67,6 \text{ МВт}.$$

### **Новый режим**

Уравнение теплового баланса для теплонасосной установки:

$$Q_2 = Q_1 + L; \quad (12)$$

где  $Q_1$  – используемая теплота охлаждаемого низкотемпературного теплоносителя, МВт;  $Q_2$  – количество теплоты, вырабатываемое теплонасосной установкой;  $L$  – работа, затраченная на электропривод теплонасосной установки;  $\mu$  – коэффициент трансформации ТНУ, принимаем  $\mu = 5$ . Работа, затраченная на электропривод компрессора теплонасосной установки:

$$L = \frac{Q_2}{\mu} = 0,2. \quad (13)$$

Выраженное из уравнения теплового баланса количество теплоты  $Q_1^{\text{обр.}}$ , МВт, отбираемое из обратного трубопровода испарителем теплонасосной установки:

$$Q_1^{\text{обп}} = [G_{\text{га}} \cdot (t_{\text{га}} - t'_{\text{с.в.}}) \cdot c] \cdot 0,8; \quad (14)$$

$$Q_1^{\text{обп}} = \frac{0,8 \cdot 333,3 \cdot 20 \cdot 4,187}{3,6} = 6,2 \text{ МВт};$$

$$N^{\text{ТНУ}} = L = 0,2 \cdot Q_2; \quad (15)$$

$$Q_2 = \frac{Q_1}{0,8};$$

$$L = \frac{Q_1}{4};$$

$$L = \frac{6,2}{4} = 1,55 \text{ МВт}.$$

Из уравнения теплового баланса испарителя ТНУ выражаем:

$$t_2'' = t_2^{\text{ср}} - \frac{3,6Q_1^{\text{обп}}}{(G_{\text{обр}} + G_{\text{подп}})c} = 52,5 - \frac{3,6 \cdot 6,2}{(1000 + 3500) \cdot 4,187} = 51,3 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (16)$$

где  $t_2'''$  – температура воды после испарителя ТНУ.

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отбора пара на верхний сетевой подогреватель  $N_{\text{тф}}^{\text{всп}} = 0$  кВт (ВСП в этом режиме отключен).

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отбора пара на нижний сетевой подогреватель для нового режима  $N_{\text{тф}}^{\text{нсп}'}$ , кВт, определяется по выражению, аналогичному формуле (2):

$$N_{\text{тф}}^{\text{нсп}' } = D_{\text{нсп}}'' (i_0 - i_{\text{нсп}}'') \eta_{\text{эм}}, \quad (17)$$

где  $i_{\text{нсп}}''$  – энтальпия пара в нижнем сетевом подогревателе при использовании ТНУ,  $i_{\text{нсп}}'' = 2457,5$ , кДж/кг.

Расход пара, отпускаемый из отбора на подогрев сетевой воды  $D_{\text{нсп}}''$ , т/ч:

$$D_{\text{нсп}}'' = (t'_{\text{с.в.}} - t_2''') \cdot (G_{\text{обр}} + G_{\text{подп.}}) \quad (18)$$

где  $t'_{\text{с.в.}}$  – средняя температура сетевой воды, подаваемой в теплосеть,  $t'_{\text{с.в.}} = 80$  °С.

$$D_{\text{нсп}}'' = \frac{(80 - 51,3) \cdot (1000 + 3500) \cdot 4,187}{(2457,5 - 439,6)} = 267,9 \text{ т / ч};$$

$$N_{\text{тф}}^{\text{нсп}' } = \frac{267,9(3517 - 2457,5) \cdot 0,98}{3,6} = 77,26 \text{ МВт}.$$

Увеличение теплофикационной мощности при использовании ТНУ,  $\Delta N_{\text{тф}}$ , МВт:

$$\Delta N_{\text{тф}} = N_{\text{тф}}^{\text{нсп}' } - (N_{\text{тф}}^{\text{всп}} + N_{\text{тф}}^{\text{нсп}}); \quad (19)$$

$$\Delta N_{\text{тф}} = 77,26 - (67,6 + 3,16) = 6,5 \text{ МВт.} \quad (20)$$

Годовая экономия топлива,  $V_{\text{эк}}$ , т/год, на ТЭЦ при использовании новой технологии может быть представлена как

$$V_{\text{эк}} = \Delta V_{\text{нтф}} - V_{\text{нтну}}, \quad (21)$$

где  $\Delta V_{\text{нтф}}$  – изменение расхода условного топлива при переходе от традиционной схемы (рис. 2) [3] к схеме с применением теплового насоса (рис. 3) [4], т/год;  $V_{\text{нтну}}$  – увеличение расхода условного топлива на выработку электроэнергии для компрессора ТНУ при использовании нового решения, т/год.

Экономия расхода топлива  $V$ , т:

$$V = \Delta N_{\text{тф}} \cdot \Delta b_{\text{э}} \cdot n - N_{\text{тну}} \cdot b_{\text{э.т}} \cdot n, \quad (22)$$

где  $n$  – количество часов работы ТНУ,  $n = 5000$  ч;  $\Delta b_{\text{э}} = b_{\text{э.к.}} - b_{\text{э.т}} = 0,4 - 0,15 = 0,25$ , кг/(кВт·ч);  $b_{\text{э.к.}}$  – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии,  $b_{\text{э.к.}} = 0,4$  кг/(кВт·ч);  $b_{\text{э.т.}}$  – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии,  $b_{\text{э.т.}} = 0,15$  кг/(кВт·ч).

$$V = 6,5 \cdot 0,25 \cdot 5000 - 1,55 \cdot 0,15 \cdot 5000 = 6960 \text{ т/год} \quad (22)$$

Экономия условного топлива при внедрении предложенной технологии  $\mathcal{E}$ , руб.:

$$\mathcal{E} = V \cdot \mathcal{C}, \quad (23)$$

где  $\mathcal{C} = 2000$  руб./т – цена условного топлива.

$$\mathcal{E} = 6960 \cdot 2000 = 13925000 \text{ руб.}$$

## Выводы

1. Предложена технология подогрева сетевой воды, используемой в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах подпитки теплосети. Новое решение позволяет повысить экономичность тепловой электрической станции за использования теплоты обратной сетевой воды для подогрева греющего агента перед вакуумными деаэраторами, охлаждения обратной воды до минимально возможной температуры и соответствующего увеличения выработки электрической энергии на тепловом потреблении, а также за счет отказа от использования в теплое время года пара верхнего отопительного отбора турбины для подогрева воды, применяемой в качестве греющего агента при вакуумной деаэрации.

2. На ТЭЦ с расходом подпиточной воды 1000 м<sup>3</sup>/ч годовая экономия условного топлива при использовании рассмотренной в статье



технологии составляет около 6960 т, что позволяет рекомендовать разработанную технологию к широкому применению на ТЭЦ.

#### **Список литературы**

1. [http://www.esco-ecosys.narod.ru/2007\\_10/art70.htm](http://www.esco-ecosys.narod.ru/2007_10/art70.htm)
2. Шарапов В. И., Цюра Д. В. Термические деаэраторы. Ульяновск: УлГТУ, 2003–560с.
3. А.С. № 1366656 СССР, МКИ5 F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция / В. И. Шарапов // Открытия. Изобретения. 1988. № 2.
4. Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электростанции/ В. И. Шарапов., Д. А. Отто, В. В. Птичкина, С. Е. Фирсова/ заявка на изобретение № 2011151643 от 16.12.2011.
5. Расчет энергетической эффективности технологий подготовки воды на ТЭЦ: Учебное пособие/ Шарапов В. И., Пазушкин П. Б., Цюра Д. В., Макарова Е. В. – Ульяновск: УлГТУ. 2003. 120 с.

## **Оценка энергетической эффективности новой схемы включения вакуумных деаэраторов на ТЭЦ**

Птичкина В.В., Фирсова С.Е. (студ. гр. ТГВм–51),  
Шарапов В.И. (д.т.н., профессор)

Задач рационального использованию топливно–энергетических ресурсов является одной из важнейших задач современной экономики [1].

На ТЭЦ одним из путей повышения энергетической эффективности является применение вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети [2]. Однако на очень многих ТЭЦ, в частности, на Ульяновской ТЭЦ–2, результат от применения вакуумных деаэраторов (ВД) не достигается из-за использования для подогрева воды, применяемой в качестве греющего агента, высокопотенциального пара производственных отборов турбин.

В рамках этой тематики нами была предложена технология, по которой деаэрированную подпиточную воду перед подачей в нижний сетевой подогреватель теплофикационной турбины охлаждают в испарителе теплового насоса, в качестве греющего агента используют часть деаэрированной подпиточной воды, которую перед подачей в деаэратор подогревают в конденсаторе теплового насоса.[3]

На рис. 1 представлена принципиальная схема тепловой электрической станции, работающей по предложенной технологии.

Предложенная схема работает следующим образом.

В вакуумный деаэратор 5 подают часть деаэрированной подпиточной воды, которую перед вакуумным деаэратором подогревают в конденсаторе 8 теплового насоса 7, а отбор теплоты испарителем 9 теплового насоса осуществляют из трубопровода деаэрированной подпиточной воды перед подачей последней в обратный трубопровод 4 теплосети. Благодаря использованию теплового насоса снижают температуру обратной сетевой воды и увеличивают на турбине 1 выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

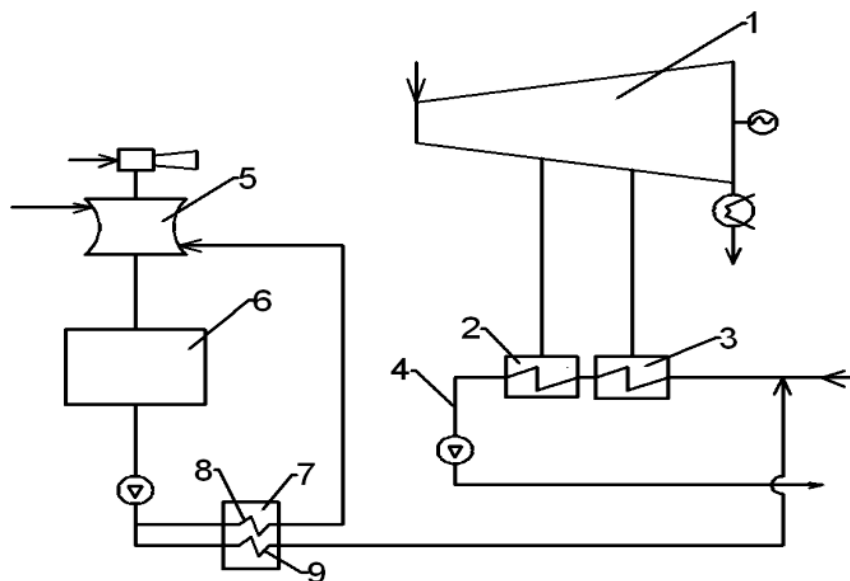


Рис. 1. Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электростанции 1 – теплофикационная турбина; 2 – нижний сетевой подогреватель (НСП); 3 – верхний сетевой подогреватель (ВСП); 4 – трубопровод сетевой воды; 5 – деаэратор; 6 – бак-аккумулятор деаэрированной подпиточной воды; 7 – тепловой насос; 8 – конденсатор теплового насоса; 9 – испаритель теплового насоса

#### Принцип работы базового режима:

Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электрической станции, по которому в вакуумный деаэратор 5 подают исходную воду и воду, используемую в качестве греющего агента, которую перед подачей в вакуумный деаэратор подогревают до технологически необходимой температуры в верхнем сетевом подогревателе 3, деаэрированную подпиточную воду подают в обратный трубопровод 4 теплосети перед сетевыми подогревателями теплофикационной турбины. Для подогрева сетевой воды, используемой в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах, применяют пар верхнего отопительного отбора, давление которого в теплое время года повышают для обеспечения технологически необходимой температуры греющего агента (см. а.с. № 1366656).[4] Аналог, описанный в а.с. № 1366656, принят в качестве прототипа.

Недостатки аналога и прототипа заключаются в пониженной экономичности способа вакуумной деаэрации из-за смешения деаэрированной под вакуумом подпиточной воды, имеющей достаточно высокую температуру, с обратной сетевой водой, имеющей в течение большей части года значительно меньшую температуру.

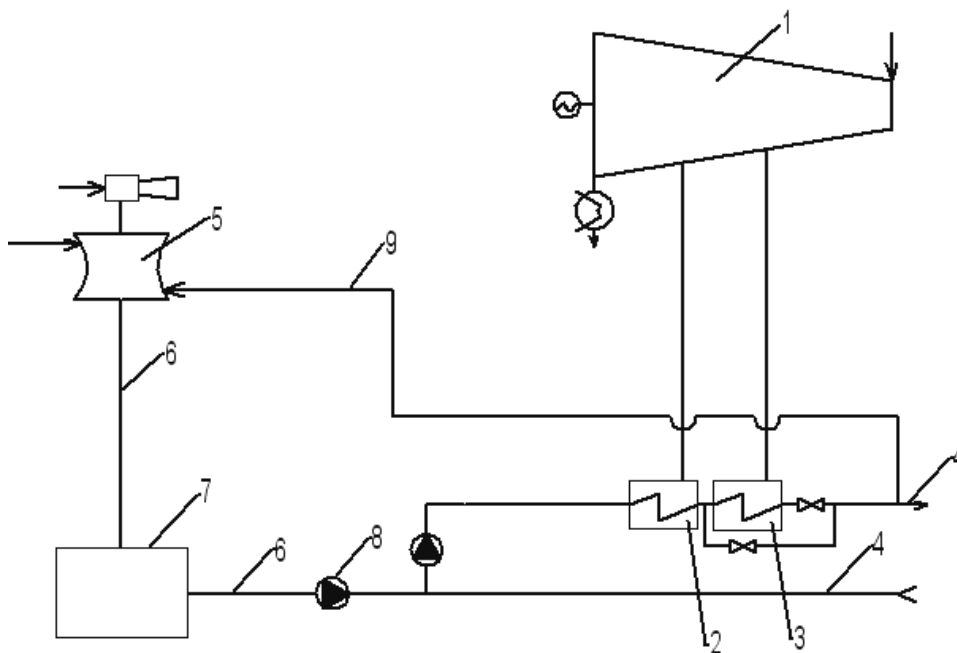


Рис. 2. Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электростанции: 1 – теплофикационная турбина; 2 – нижний сетевой подогреватель (НСП); 3 – верхний сетевой подогреватель (ВСП); 4 – трубопровод сетевой воды; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод деаэрированной подпиточной воды; 7 – бак-аккумулятор; 8 – подпиточный насос; 9 – трубопровод греющего агента.); 10 – испаритель теплового насоса; 11 – тепловой насос; 12 – конденсатор теплового насоса

За счет подмешивания подпиточной воды температура обратной сетевой воды повышается, что приводит к снижению высокоэкономичной выработки электроэнергии на тепловом потреблении теплофикационными турбинами тепловой электрической станции. Кроме того, понижению экономичности способов – аналогов и прототипа способствует применение для подогрева сетевой воды, используемой в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах, пара верхнего отопительного отбора, давление которого в теплое время года повышают для обеспечения технологически необходимой температуры греющего агента. Второй недостаток также приводит к снижению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Произведем расчет энергетической эффективности нового решения подготовки подпиточной воды при номинальном режиме работы ТЭЦ по методике ВИШ, разработанной в НИЛ ТЭСУ [5]. Экономичность предложенной технологии оценим по величине годовой экономии условного топлива при переходе от традиционной схемы подготовки подпиточной воды к схеме подогрева сетевой воды обратной сетевой водой.

В качестве традиционной рассмотрим широко применяемую на отечественных ТЭЦ схему подогрева сетевой воды до технологически необходимой температуры паром верхнего отопительного отбора турбоустановки типа Т–100–130 (рис. 2).

Примем для обеих схем следующие исходные данные: средняя температура сетевой воды, возвращаемой от потребителя в теплый период  $t_{обр.} = 50^{\circ}\text{C}$ ; средняя температура сетевой воды, подаваемой потребителю в теплый период после подогрева в сетевых подогревателях  $t_{с.в.} = 80^{\circ}\text{C}$ ; температура исходной воды перед деаэратором подпитки теплосети  $t_{ив} = 40^{\circ}\text{C}$ ; температура греющего агента, подаваемого в деаэратор подпитки  $t_{подп} = 100^{\circ}\text{C}$ ; расход подпиточной воды  $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; расход сетевой воды, возвращаемой от потребителя  $G_{обр.} = 3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Произведем расчет технико–экономических показателей предложенной технологии на примере энергоблока с теплофикационной турбиной Т–100–130.

### Базовый режим

#### Верхний сетевой подогреватель (ВСП)

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара в верхнем сетевом подогревателе  $N_{тф}^{всп}$ , кВт:

$$N_{тф}^{всп} = D_{всп}(i_0 - i_{всп})\eta_{эм}, \quad (1)$$

где  $i_0$  – энтальпия острого пара,  $i_0 = 3517 \text{ кДж/кг}$ ;  $\eta_{эм}$  – электромеханический КПД турбины,  $\eta_{эм} = 0,98$ ;  $i_{всп}$  – энтальпия конденсата верхнего сетевого подогревателя после подогрева потоков подпиточной воды,  $i_{всп} = 2610,47 \text{ кДж/кг}$ .

Расход пара, отпускаемый из отбора на подогрев подпиточной воды  $D_{всп}$ , т/ч:

$$D_{всп}(i_{всп} - i_{всп}^k) = G_{га}(t_{га} - \tau'_{с.в.ср})c; \quad (2)$$

$$D_{всп} = \frac{G_{га}(t_{га} - t_{подп})c}{(i_{всп} - i_{всп}^k)}; \quad (3)$$

где  $i_{всп}$  – энтальпия пара в верхнем сетевом подогревателе,  $i_{всп} = 2610,47 \text{ кДж/кг}$ ;  $G_{га}$  – расход греющего агента, т/ч, который находится из уравнения теплового баланса:

$$G_{подп}t_{подп} = G_{га}t_{га} + G_{ив}t_{ив}; \quad (4)$$

$$G_{га} = \frac{G_{подп} t_{подп} - G_{и.в.} t_{и.в.}}{t_{га}} = \frac{1000 \cdot 60 - (1000 - G_{га}) \cdot 40}{100} = 333,3 \text{ Т/ч}, \quad (5)$$

$t_{подп}$  – температура подпиточной воды,  $t_{подп}=60$  °С;  $t_{и.в.}$  – температура исходной воды,  $t_{и.в.}=40$  °С;  $t_{га}$  – температура греющего агента,  $t_{га}=100$  °С;  $G_{и.в.}$  – расход исходной воды, Т/ч;  $G_{подп}$  – расход подпиточной воды,  $G_{подп}=1000$  Т/ч;

$$D_{всп} = \frac{333,3 \cdot (100 - 80) \cdot 4,187}{(2610,47 - 439,6)} = 12,8 \text{ Т/ч};$$

$$N_{тф} = 12,8 \cdot (3517 - 2610,47) \cdot 0,98 / 3,6 = 3,159 \text{ МВт}.$$

### Нижний сетевой подогреватель (НСП)

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара в нижнем сетевом подогревателе  $N_{тф}^{НСП}$ , кВт:

$$N_{тф}^{НСП} = D_{нсп} (i_0 - i_{нсп}) \eta_{эм}; \quad (6)$$

Расход пара, отпускаемый из отбора на подогрев сетевой воды  $D_{нсп}$ , Т/ч:

$$D_{нсп} (i_{нсп} - i_{нсп}^k) = G_{с.в.} (t_{с.в.} - t_{см}) c; \quad (7)$$

$$D_{нсп} = \frac{G_{с.в.} (t_{с.в.} - t_{см}) c}{(i_{нсп} - i_{нсп}^k)}; \quad (8)$$

где – температура смеси подпиточной и обратной сетевой воды, которая определяется из уравнения теплового баланса узла смешения:

$$G_{см} t_{см} = G_{подп} t_{подп} + G_{обр.} t_{обр.}; \quad (9)$$

$$t_{см} = \frac{G_{подп} t_{подп} - G_{обр.} t_{обр.}}{G_{см}} = \frac{1000 \cdot 60 - 3500 \cdot 50}{4500} = 52,5 \text{ °С}, \quad (10)$$

$G_{обр.}$  – расход обратной сетевой воды,  $G_{обр.} = 3500$  Т/ч;  $t_{обр.}$  – температура обратной сетевой воды,  $t_{обр.} = 50$  °С;

$$D_{всп} = \frac{4500 \cdot (80 - 52,5) \cdot 4,187}{(2520 - 355,895)} = 239,41 \text{ Т/ч};$$

$$N_{тф}^{всп} = 239,41 \cdot (3517 - 2520) \cdot 0,98 / 3,6 = 64,98 \text{ МВт}.$$

### **Новый режим**

Уравнение теплового баланса для теплонасосной установки:

$$Q_2 = Q_1 + L, \quad (11)$$

где  $Q_1$  – используемая теплота охлаждаемого низкотемпературного теплоносителя, МВт;  $Q_2$  – количество теплоты, вырабатываемое теплонасосной установкой;  $L$  – работа, затраченная на электропривод

теплонасосной установки;  $\mu$  – коэффициент трансформации ТНУ, принимаем  $\mu = 5$ .

Работа, затраченная на электропривод теплонасосной установки:

$$L = \frac{Q_2}{\mu} = 0,2. \quad (12)$$

Выраженное из уравнения теплового баланса количество теплоты  $Q_1^{\text{обр}}$ , МВт, отбираемое из обратного трубопровода испарителем теплонасосной установки:

$$Q_1^{\text{обр}} = [G_{\text{га}} \cdot (t_{\text{га}} - t_{\text{подп}}) \cdot c] \cdot 0,8; \quad (13)$$

$$Q_1^{\text{обр}} = \frac{0,8 \cdot 333,3 \cdot (100 - 60) \cdot 4,187}{3,6} = 12,4 \text{ МВт};$$

$$N^{\text{ТНУ}} = L = 0,2 \cdot Q_2; \quad (14)$$

$$Q_2 = \frac{Q_1}{0,8}; \quad (15)$$

$$L = \frac{Q_1}{4}; \quad (16)$$

$$L = \frac{6,2}{4} = 1,55 \text{ МВт}.$$

Из уравнения теплового баланса испарителя ТНУ выражаем:

$$Q_1^{\text{обр}} = \frac{(t_{\text{подп}} - \tau_2''') G_{\text{подс}}}{3,6}; \quad (14)$$

$$\tau_2''' = t_{\text{подп}} - \frac{3,6}{G_{\text{подс}}} Q_1^{\text{обр}} = 60 - \frac{3,6 \cdot 12,4}{1000 \cdot 4,187} = 49,34 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (15)$$

$\tau_2'''$  – температура воды после испарителя ТНУ.

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара в верхнем сетевом подогревателе  $N_{\text{тф}}^{\text{всп}} = 0$ , кВт;

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара в нижнем сетевом подогревателе для нового режима  $N_{\text{тф}}^{\text{нсп''}}$ , кВт;

$$N_{\text{тф}}^{\text{нсп''}} = D_{\text{нсп}}''' (i_0 - i_{\text{нсп}}''') \eta_{\text{эм}}, \quad (16)$$

$i_{\text{нсп}}'''$  – энтальпия пара в нижнем сетевом подогревателе при использовании ТНУ,  $i_{\text{нсп}}''' = 2516$  кДж/кг;

Расход пара, отпускаемый из отбора на подогрев сетевой воды  $D_{\text{нсп}}$ , т/ч:

$$D_{\text{нсп}}'' = (t'_{\text{с.в.}} - t_2''') \cdot (G_{\text{обр}} + G_{\text{подп.}}) \quad (17)$$

– температура сетевой воды,  $t'_{\text{с.в.}} = 80$  °С.

$$D_{\text{нсп}}''' = \frac{(80 - 49,34) \cdot (1000 + 3500) \cdot 4,187}{(2516 - 355,95)} = 267,44 \text{ т/ч};$$

$$N_{\text{тф}}^{\text{нсп}''} = \frac{267,44(3517 - 2516) \cdot 0,98}{3,6} = 72,88 \text{ МВт.}$$

Выигрыш в мощности при использовании ТНУ  $\Delta N_{\text{тф}}$ , МВт:

$$\Delta N_{\text{тф}} = N_{\text{тф}}^{\text{нсп}''} - (N_{\text{тф}}^{\text{всп}} + N_{\text{тф}}^{\text{нсп}}); \quad (18)$$

$$\Delta N_{\text{тф}} = 72,88 - (64,98 + 3,16) = 4,74 \text{ МВт.}$$

Годовая экономия топлива,  $V_{\text{эк}}$ , т/год, на ТЭЦ при использовании новой технологии может быть представлено как

$$V_{\text{эк}} = \Delta V_{\text{НТф}} - V_{\text{НТНУ}}, \quad (19)$$

где  $\Delta V_{\text{НТф}}$  – изменение расхода условного топлива при переходе от традиционной схемы (рис.2) к схеме с применением теплового насоса (рис. 3), т/год;  $V_{\text{НТНУ}}$  – увеличение расхода условного топлива при использовании нового решения, т/год.

Экономия расхода топлива  $V$ , т:

$$V = \Delta N_{\text{тф}} \cdot \Delta b_{\text{э}} \cdot n - N_{\text{ТНУ}} \cdot b_{\text{э.т}} \cdot n, \quad (20)$$

где  $n$  – количество часов работы ТНУ  $n=5000$  ч.

$$\Delta b_{\text{э}} = b_{\text{э.к.}} - b_{\text{э.т}} = 0,4 - 0,15 = 0,25, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

$b_{\text{э.к.}}$  – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии,  $b_{\text{э.к.}}=0,4$  кг/(кВт·ч);  $b_{\text{э.т.}}$  – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии,  $b_{\text{э.к.}}=0,15$  кг/(кВт·ч).

$$V = 4,74 \cdot 0,25 \cdot 5000 - 3,1 \cdot 0,15 \cdot 5000 = 3600 \text{ т.} \quad (21)$$

Экономия расхода топлива  $\text{Э}$ , руб.:

$$\text{Э} = V \cdot \text{Ц} = 3600 \cdot 2000 = 7200000 \text{ руб.}, \quad (22)$$

где  $\text{Ц}=2000$  руб./т – цена условного топлива.

## Выводы

1. Предложена технология подогрева сетевой воды перед деаэраторами подпитки теплосети обратной сетевой водой. Новое решение позволяет повысить экономичность способа вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электрической станции за счет подачи в обратный сетевой трубопровод деаэрированной под вакуумом подпиточной воды с минимально возможной температурой и соответствующего увеличения выработки электрической энергии на тепловом потреблении, а также за счет отказа от использования в теплое время года пара верхнего отопительного отбора турбины греющей среды



для подогрева воды, применяемой в качестве греющего агента при вакуумной деаэрации.

2. На ТЭЦ с расходом подпиточной воды 1000 м<sup>3</sup>/ч годовая экономия условного топлива при использовании рассмотренной в статье технологии составляет около 3600 т, что позволяет рекомендовать разработанную технологию к широкому применению на ТЭЦ.

#### **Список литературы**

1. [http://www.esco-ecosys.narod.ru/2007\\_10/art70.htm](http://www.esco-ecosys.narod.ru/2007_10/art70.htm)
2. Шарапов В.И., Цюра Д.В. Термические деаэратеры. Ульяновск: УлГТУ, 2003. 560 с.
3. Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети на тепловой электростанции/ В. И. Шарапов, В. В. Птичкина, Д. А. Отто, С. Е. Фирсова/ заявка на изобретение № 201115141 от 16.12.2011 г.
4. А.с. № 1366656 СССР, МКИ5 F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция /В.И. Шарапов // Открытия. Изобретения. 1988. № 2.
5. Расчет энергетической эффективности технологий подготовки воды на ТЭЦ: Учебное пособие/ Шарапов В. И., Пазушкин П. Б., Цюра Д. В., Макарова Е. В. Ульяновск: УлГТУ. 2003. 120 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>О подходах к развитию теплофикации .....</b>	<b>3</b>
<i>Аксенов В.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Газовые микротурбины для комбинированного производства электроэнергии и теплоты.....</b>	<b>6</b>
<i>Батылкин Е.Е., руковод. Орлов М.Е.</i>	
<b>Мини-ТЭЦ с паровыми моторами.....</b>	<b>8</b>
<i>Батылкин Е.Е., Шарапов В.И.</i>	
<b>Газовое кондиционирование: газовые двигатели .....</b>	<b>11</b>
<i>Воеводин Д.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Системы комбинированной выработки теплоты и электроэнергии.....</b>	<b>13</b>
<i>Корочкин И.С., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Особенности конструкций отечественных современных паровых турбин .....</b>	<b>15</b>
<i>Куприянов Е.Г., Орлов М.Е.</i>	
<b>Паромашинная высокотемпературная мини-ТЭЦ.....</b>	<b>17</b>
<i>Митин Д.С., Шарапов В.И.</i>	
<b>Анализ использования профилированных отверстий перфорации для повышения качества пленочного охлаждения спинки сопловых лопаток турбин .....</b>	<b>20</b>
<i>Хамидуллов Д.Р., Орлов М.Е.</i>	
<b>Газопоршневые электростанции.....</b>	<b>22</b>
<i>Шабанов И.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Современные технологические решения при разработке топочно-горелочных устройств.....</b>	<b>25</b>
<i>Албутов А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Котлы для сжигания измельченных растительных отходов .....</b>	<b>28</b>
<i>Быкова Т.А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Подогрев дизельного топлива.....</b>	<b>30</b>
<i>Иноходцева С.Ю., Орлов М.Е.</i>	
<b>Котел водогрейный серии КВЕ .....</b>	<b>32</b>
<i>Клюева Е.А., Шарапов В.И.</i>	

<b>Повышение экономичности водогрейных котлов .....</b>	<b>34</b>
<i>Кочурова Е.Н., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Паровые отопительные котлы серии ДЕ .....</b>	<b>36</b>
<i>Краснов В.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Использование сжиженного природного газа в котельных .....</b>	<b>38</b>
<i>Моисеева Н.Г., Орлов М.Е.</i>	
<b>Каскадная котельная Vaillant.....</b>	<b>41</b>
<i>Павлов В.А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Низкотемпературная вихревая технология сжигания угольного топлива в топках паровых котлов .....</b>	<b>44</b>
<i>Сарбаев Д.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Экономия тепловой энергии за счет перевода паровых котлов в водогрейный режим .....</b>	<b>47</b>
<i>Сунгуров Д.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>О контрафакте в котельном бизнесе .....</b>	<b>49</b>
<i>Торутанова К.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Воздушное отопление .....</b>	<b>54</b>
<i>Никитина Т.А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Эффективные рекуператоры тепла нового поколения .....</b>	<b>56</b>
<i>Сунгуров Д.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Теплоснабжение от индивидуальных тепловых пунктов .....</b>	<b>58</b>
<i>Грунин А.А., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Термоактивные системы отопления и охлаждения здания.....</b>	<b>61</b>
<i>Астафьева Е.А., Орлов М.Е.</i>	
<b>Отопление и охлаждение зданий с помощью TABS-систем .....</b>	<b>62</b>
<i>Егорова Е.Н., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Аккумуляторы теплоты теплогенерирующих установок систем теплоснабжения.....</b>	<b>64</b>
<i>Жирнов И.Е., Шарапов В.И.</i>	
<b>Современные пластинчатые теплообменники и их использование.....</b>	<b>71</b>
<i>Колбасова Н.Ю., Орлов М.Е.</i>	
<b>Плюсы и минусы автономного отопления с использованием сжиженных газов.....</b>	<b>73</b>
<i>Краличкин В.А., Орлов М.Е.</i>	

<b>Энергоэффективные тепловые сети малой мощности .....</b>	<b>75</b>
<i>Кудрявцева Е.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Использование медных трубных систем при отоплении зданий .....</b>	<b>77</b>
<i>Курочкина А.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Интеллектуальная система поквартирного учета и регулирования энергоресурсов .....</b>	<b>79</b>
<i>Махмутов И.Р., Орлов М.Е. .... 79</i>	
<b>Воздухо-воздушные теплообменники .....</b>	<b>82</b>
<i>Мокров Е.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Автономное отопление квартиры .....</b>	<b>84</b>
<i>Мукин Д., Шарапов В.И.</i>	
<b>Отопительные системы на твердом топливе .....</b>	<b>86</b>
<i>Новиков С.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Системы подогрева футбольных полей.....</b>	<b>89</b>
<i>Прокопенко И.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Инновационные технологии теплоснабжения в сфере ЖКХ .....</b>	<b>92</b>
<i>Чекмарев В.Н., Шарапов В.И.</i>	
<b>Индукционный котел отопления .....</b>	<b>96</b>
<i>Макарова В.И., Шарапов В.И.</i>	
<b>Системы поквартирного отопления .....</b>	<b>98</b>
<i>Хмелев А.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Вихревая система отопления.....</b>	<b>100</b>
<i>Цгоев А.Э., Шарапов В.И.</i>	
<b>Сравнительная характеристика тепловентиляторов и тепловых пушек.....</b>	<b>102</b>
<i>Чиглякова Е.К., Орлов М.Е.</i>	
<b>Система электрохимической защиты трубопроводов тепловых сетей.....</b>	<b>104</b>
<i>Шайхолов И.С., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Особенности систем газового лучистого отопления .....</b>	<b>106</b>
<i>Шайхолов И.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Теплонасосные установки в системах теплоснабжения .....</b>	<b>109</b>
<i>Шарипов Р.Д., Шарапов В.И.</i>	

<b>Комнатные рекуператоры</b> .....	<b>111</b>
<i>Шипков А.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>О целесообразности применения теплопроводов в ППУ изоляции с антикоррозионным покрытием при устройстве тепловых сетей</b> .....	<b>113</b>
<i>Карпов А.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>О результатах исследований эффекта применения «жидких теплоизолирующих покрытий»</b> .....	<b>116</b>
<i>Агаджанян Р.Р., Орлов М.Е.</i>	
<b>Новые теплоизоляционные материалы для тепловых сетей</b> .....	<b>119</b>
<i>Агишев Р.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Применение соломы при теплоизоляции зданий</b> .....	<b>121</b>
<i>Байгулов Д.Ю., Орлов М.Е.</i>	
<b>Особенности работы и конструкции ЭГД-генератора-детандера на природном газе</b> .....	<b>123</b>
<i>Быкова Т.А., Орлов М.Е.</i>	
<b>Накопление холода как способ энергосбережения и оптимизации энергопотребления</b> .....	<b>125</b>
<i>Быкова Т.А., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Гидроизоляция трубопроводов</b> .....	<b>127</b>
<i>Вохрина И.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Энергосбережение в автономных системах электроснабжения</b> .....	<b>129</b>
<i>Юсупов И.Р., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Технология энергосбережения на базе паровой винтовой машины</b> .....	<b>132</b>
<i>Егорушкин А.С., Шарапов В.И.</i>	
<b>Применение энергосберегающих технологий при транспортировке тепловой энергии</b> .....	<b>135</b>
<i>Ефимова К.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Энергосберегающие технологии вторичной застройки реконструируемых жилых кварталов</b> .....	<b>137</b>
<i>Егорова Е.Н., Ямлеева Э.У. .... 137</i>	
<b>Вакуумная теплоизоляция</b> .....	<b>144</b>
<i>Пестов А.Е., Орлов М.Е.</i>	

<b>Способы использования битумов и гудронов в качестве энергетического топлива .....</b>	<b>143</b>
<i>Семенова А.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Отражающая теплоизоляция.....</b>	<b>145</b>
<i>Ларина М.О., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Энергосбережение при транспортировке жидкостей и газа .....</b>	<b>148</b>
<i>Новиков С.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<i>Теплоизолирующий материал из пенополиуретана</i>	
<b>фирмы «Экотермикс» .....</b>	<b>151</b>
<i>Миронов В.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Экодом в Ресрате .....</b>	<b>153</b>
<i>Файсханов Р.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Энергосбережение зданий .....</b>	<b>155</b>
<i>Хисамов И.Ш., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Теплозащитные свойства и область применения поликарбоната .....</b>	<b>158</b>
<i>Юрьева Е.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Система светуловителей .....</b>	<b>160</b>
<i>Гаврилов Д.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Назначение газоанализаторов .....</b>	<b>162</b>
<i>Глушневский К.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Геотермальные насосы компании «Данфос» .....</b>	<b>164</b>
<i>Глушневский К.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Европейская система стандартов эффективности санитарно-технического оборудования.....</b>	<b>165</b>
<i>Ефимов А.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Зеленая кровля .....</b>	<b>167</b>
<i>Файсханов Р.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Высокотехнологичные стекла .....</b>	<b>169</b>
<i>Кочурова Е.Н., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Окна будущего.....</b>	<b>171</b>
<i>Кочурова Е.Н., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Повышение энергоэффективности общественного здания .....</b>	<b>173</b>
<i>Павлов В.А., Ямлеева Э.У.</i>	

<b>Электроогневая технология сжигания .....</b>	<b>176</b>
<i>Шабанов И.С., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Экономическая эффективность проведения наладочных работ на тепловых сетях и внутренних системах теплоснабжения .....</b>	<b>180</b>
<i>Мелкин Е.Ю., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Магистральные парожеткторные установки .....</b>	<b>183</b>
<i>Калякин М.А., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Энергосберегающие стеклопакеты .....</b>	<b>186</b>
<i>Миронов В.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Энергосберегающие шторы.....</b>	<b>188</b>
<i>Черняева В.О., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Система индивидуального учета потребления и регулирования энергоресурсов .....</b>	<b>190</b>
<i>Субханкуллова Л.Р., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Малозатратные оперативные мероприятия по экономии энергии.....</b>	<b>193</b>
<i>Субханкуллова Л.Р., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Утепление фасадов .....</b>	<b>196</b>
<i>Хайдукова М.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>«Зеленый офис» .....</b>	<b>198</b>
<i>Хайдукова М.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Альтернативные источники энергии .....</b>	<b>200</b>
<i>Агеева В.И., Орлов М.Е.</i>	
<b>Галогенные обогреватели .....</b>	<b>203</b>
<i>Афанасьев А.Ю., Орлов М.Е.</i>	
<b>Российский опыт внедрения биогазовых технологий для производства электрической и тепловой энергии .....</b>	<b>205</b>
<i>Воеводин Д.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Ветроэнергетика в современном строительстве .....</b>	<b>207</b>
<i>Волчков В.А., Орлов М.Е.</i>	
<b>«Гиперкуб» — первое здание инновационного центра «Сколково» .....</b>	<b>210</b>
<i>Гаврилов Д.В., Ямлеева Э.У.</i>	

<b>Применение кольцевых теплонасосных систем.....</b>	<b>212</b>
<i>Ефимова К.И., Шарапов В.И.</i>	
<b>Е-Cat и «холодный синтез».....</b>	<b>217</b>
<i>Иванов Д.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Солнечное теплоснабжение .....</b>	<b>219</b>
<i>Колесников П.С., Шарапов В.И.</i>	
<b>Вакуумный солнечный коллектор круглогодичной эксплуатации с тепловыми трубками «Heat Pipe» .....</b>	<b>221</b>
<i>Корочкин И.С., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Универсальный котел на биомассе .....</b>	<b>223</b>
<i>Кулько А.А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Высокотемпературный модульный гелиевый реактор.....</b>	<b>224</b>
<i>Куркин И.И., Шарапов В.И.</i>	
<b>Геотермальный тепловой насос в системах отопления, вентиляции, кондиционирования и ГВС .....</b>	<b>225</b>
<i>Липатов В.С., Шарапов В.И.</i>	
<b>Жидкое топливо из угля и сланцев.....</b>	<b>228</b>
<i>Лялин С.А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Полезное использование тепловой энергии Земли.....</b>	<b>230</b>
<i>Сабитов И.М., Орлов М.Е.</i>	
<b>Подводные электротурбины.....</b>	<b>232</b>
<i>Самонов К., Шарапов В.И.</i>	
<b>Перспективы использования тепловых насосов в России .....</b>	<b>234</b>
<i>Соболева И.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Солнечные системы ГВС и отопления на основе медных коллекторов.....</b>	<b>236</b>
<i>Батылкин Е.Е., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Воздушные солнечные коллекторы .....</b>	<b>239</b>
<i>Федорова М.А., Орлов М.Е.</i>	
<b>Использование солнечной энергии при строительстве зданий .....</b>	<b>241</b>
<i>Хусаинов Н.И., Орлов М.Е.</i>	
<b>Экологические и технологические аспекты использования солнечной энергетики в Российской Федерации .....</b>	<b>243</b>
<i>Чекмарев В.Н., Ямлеева Э.У.</i>	



<b>Солнечно-вакуумная электростанция .....</b>	<b>245</b>
<i>Шерстобитова А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Аппараты магнитной обработки воды .....</b>	<b>248</b>
<i>Глушневский К.В., Шарапов В.И.</i>	
<b>Водоподготовка бассейнов .....</b>	<b>251</b>
<i>Саранцева Е.И., Шарапов В.И.</i>	
<b>Радиочастотные преобразователи солей жесткости для систем теплоснабжения .....</b>	<b>254</b>
<i>Липатов В.С., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Стеклопластиковые трубы для транспортировки газа.....</b>	<b>256</b>
<i>Горшков Д.Е., Орлов М.Е.</i>	
<b>Робот для обследования газопроводов .....</b>	<b>258</b>
<i>Громыко Э.А., Орлов М.Е.</i>	
<b>Использование попутных нефтяных газов.....</b>	<b>260</b>
<i>Егорушкин А.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Технология обработки внутренней поверхности магистральных трубопроводов после сварки .....</b>	<b>262</b>
<i>Ефимова К.И., Орлов М.Е.</i>	
<b>Оптический детектор одоранта природного газа для газораспределительных станций.....</b>	<b>265</b>
<i>Кораблев Ю.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Новые технологии по улавливанию диоксида углерода из состава природного газа.....</b>	<b>268</b>
<i>Липатов В.С., Орлов М.Е.</i>	
<b>Технология струйной очистки трубопроводов.....</b>	<b>270</b>
<i>Никитина Т.А., Орлов М.Е.</i>	
<b>Особенности разработки месторождений сланцевого газа.....</b>	<b>272</b>
<i>Павлов В.А., Орлов М.Е.</i>	
<b>Модификация газовых горелок .....</b>	<b>274</b>
<i>Сулимов С.Ю., Орлов М.Е.</i>	
<b>Инновации в децентрализованном газоснабжении.....</b>	<b>276</b>
<i>Торутанова К.В., Орлов М.Е.</i>	
<b>Новое газовое оборудование для удаленных районов Сибири и Дальнего Востока .....</b>	<b>278</b>
<i>Чекмарев В.Н., Орлов М.Е.</i>	

<b>Использование естественного холода в технологических процессах .....</b>	<b>280</b>
<i>Батылкин Е.Е., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Регулируемая система вентиляции зданий .....</b>	<b>282</b>
<i>Воеводин Д.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Ароматизация как новое направление в вентиляции .....</b>	<b>285</b>
<i>Клевогин М.В., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Энергосбережение в кондиционировании .....</b>	<b>287</b>
<i>Ларина М.О., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Энергосберегающие технологии в системах вентиляции .....</b>	<b>290</b>
<i>Насибуллов А.З., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Экологические аспекты использования СКВ с чиллерами и фэнкойлами .....</b>	<b>292</b>
<i>Никитина Т.А., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Системы кондиционирования лечебных учреждений .....</b>	<b>295</b>
<i>Павлов В.А., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Автоматизация и диспетчеризация систем вентиляции и кондиционирования .....</b>	<b>297</b>
<i>Саранцева Е.И., Ямлеева Э.У.</i>	
<b>Локальные системы кондиционирования воздуха в офисных зданиях .....</b>	<b>300</b>
<i>Шабанов И.С., Шарапов В.И.</i>	
<b>Регулирование расхода горячей воды поступающей на циркуляцию в закрытых системах теплоснабжения .....</b>	<b>304</b>
<i>Емельянова А.О., Орлов М.Е. , Ротов П.В. , Шарапов В.И.</i>	
<b>К оценке надежности комбинированных систем теплоснабжения .....</b>	<b>315</b>
<i>Кунин М.В., Орлов М.Е. , Ротов П.В. , Шарапов В.И.</i>	
<b>Повышение эффективности ТЭЦ за счет полезного использования теплоты охлаждающей воды конденсаторов турбин .....</b>	<b>323</b>
<i>Салихов А.А., Япаров И.В., Замалеев М.М.</i>	
<b>Технологии утилизации снега за счет использования инфраструктуры городских ТЭЦ .....</b>	<b>334</b>
<i>Салихов А.А., Япаров И.В., Белов Д.В., Назыров И.З., Замалеев М.М.</i>	

<b>Возможности применения водородных технологий на ТЭЦ .....</b>	<b>341</b>
<i>Белов Д.В., Назыров И.З., Замалеев М.М.</i>	
<b>Новые технологии покрытия тепловой нагрузки водоподготовительной установки ТЭЦ .....</b>	<b>349</b>
<i>Кузьмин А.В.</i>	
<b>Определение инвестиционной привлекательности новых технологий покрытия тепловой нагрузки ВПУ ТЭЦ .....</b>	<b>362</b>
<i>Кузьмин А.В.</i>	
<b>Применение тепловых насосов в вакуумных деаэрационных установках ТЭЦ.....</b>	<b>369</b>
<i>Отто Д.А., Шарапов В.И.</i>	
<b>Оценка энергетической эффективности новой схемы включения вакуумных деаэраторов на ТЭЦ .....</b>	<b>378</b>
<i>Птичкина В.В., Фирсова С.Е., Шарапов В.И.</i>	

Научное издание

## **Новые технологии в теплоснабжении и строительстве**

Сборник работ аспирантов и студентов – сотрудников научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки»

Выпуск 11

Статьи печатаются в авторской редакции

Компьютерная верстка *М.А. Маликов*

Подписано в печать с оригинал-макета 08.07.2013. Формат 60x84/16.  
Усл. печ. л. 23,02. Тираж 70 экз. Заказ 699.

Ульяновский государственный технический университет.  
432027, г. Ульяновск, Северный Венец, 32.

ИПК «Венец» УлГТУ. 432027, г. Ульяновск, Северный Венец, 32.