

СЕКЦИЯ ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКЛАДОВ

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ ПОСЛЕ ВВОДА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ БЕЛАЭС

Бегляк В.В.
Научный руководитель – д.т.н., профессор Есьман Р.И.

ВАКУУМНЫЕ ПЕЧИ

Черехович О.В., Олешко Ю.С.
Научный руководитель – к.т.н., доцент Иокова И.Л.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЭР МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

Янчук В.В., Шалабодова К.Ю.
Научный руководитель – к.т.н., доцент Иокова И.Л.

ПРОВЕДЕНИЕ ЭНЕРГОАУДИТА ПРЕДПРИЯТИЙ В БЕЛАРУСИ

Иванова О.А.
Научный руководитель – к.т.н., доцент Мигуцкий И.Е.

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Карасёва А.В., Кацубо В.В., Панкевич В.И., Скицунова И.А.
Научный руководитель – к.т.н., доцент Сапун Н.Н.

СТРУЙНО-КАПЕЛЬНЫЙ ИЗЛУЧАТЕЛЬ. МАТРИЧНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Иванова О.А., Болбас И.А., Логоненков Р.А.
Научный руководитель – к.т.н., доцент Сапун Н.Н.

АНАЛИЗ СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛЫ ВЕТРА ДЛЯ ЗАДАЧ ВЕТРОЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКИ

Ковтун Г.К.
Научный руководитель – д.ф.-м.н., доцент Доброго К.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБАХ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Бойко Е.Г.
Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Османов К.О., Хатянович П.П.
Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА НОРМАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Бойко Е.Г.
Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА УТИЛИЗАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Серов Н.В.
Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

ИЗУЧЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПИРОЛИЗНЫХ КОТЛОВ ДЛИТЕЛЬНОГО ГОРЕНИЯ

Ролейно Т.Г., Самойленко Е.В.
Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Мостыка Ю.В.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

АККУМУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПАРА – КАК МЕТОД СВЕДЕНИЯ БАЛАНСА ПАРА ПО ЗАВОДУ

Рябыкин К.В.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК С РАЗЛИЧНЫМИ РАБОЧИМИ ТЕЛАМИ.

Кузьмич К.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Прокопеня И.Н.

БИОГАЗ

Бутько К.С., Ленковец Е.С.

Научный руководитель – старший преподаватель Петровская Т.А.

КОНТРОЛИРУЕМЫЙ ХИМИЧЕСКИЙ НЕДОЖОГ КАК ЭФФЕКТИВНЫЙ МЕТОД СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – старший преподаватель Айдарова З.Б.

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – к.т.н., старший преподаватель Муслина Д. Б.

ПРИМЕНЕНИЕ АБСОРБЦИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛА

Григорьев В.Г., Янчук В.И.

Научный руководитель – к.т.н., старший преподаватель Муслина Д.Б.

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ЗАРЯДКИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

Иванова Д.С., Твердунова А.Д.

Научный руководитель – старший преподаватель Петровская Т.А.

ПОДЗЕМНОЕ АККУМУЛИРОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

Ермоленко В. И., Грицук А. А., Шалабодова К. Ю.

Научный руководитель – к.т.н., старший преподаватель Муслина Д. Б.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ТЕЧЕНИЯ

Алексеева И.В., Бойко Е.Г., Бурмич А.Д., Окулевич В.В.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Сапун Н.Н.

ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОЛНЕЧНЫХ БАТАРЕЙ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

Богдан А. А., Павлович И. В.

Научный руководитель – старший преподаватель Петровская Т. А.

ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭНЕРГОАУДИТА ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ НА ПРИМЕРЕ ОАО «ОСИПОВИЧСКИЙ ЗАВОД АВТОМОБИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ»

Филев А.В.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Мигуцкий И.Е.

УТИЛИЗАЦИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ НА БАЗЕ АБСОРБЦИОННЫХ БРОМИСТО-ЛИТИЕВЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Бойко Е.Г., Мосевич С.В.

Научный руководитель – Бубырь Т.В.

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС РАСЧЕТА СВОЙСТВ ВЛАГОСОДЕРЖАЩИХ ИДЕАЛЬНО ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Бурмич А.Д., Лазарь А.С., Бойко Е.Г.

Научный руководитель – профессор, д.т.н. Романюк В.Н.

СИСТЕМА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ АБСОРБЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО ЦИКЛА

Чайковский М.С.

Научный руководитель – старший преподаватель Муслина Д.Б.

УДК 620.9.001.12.18

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ ПОСЛЕ ВВОДА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ БЕЛАЭС

Бегляк В.В.

Научный руководитель – д.т.н., профессор Есьман Р.И.

На сегодняшний день в Республике Беларусь для энергетического оборудования характерна высокая степень величины физического и морального износа. По состоянию на 1 января 2015 г. величина этого показателя составляла 40%. Примерно 5000 МВт генерирующих мощностей на Лукомльской ГРЭС, Березовской ГРЭС, Минской ТЭЦ-3, Мозырской, Новополоцкой и Светлогорской-ТЭЦ, Могилевской ТЭЦ-2, Бобруйской ТЭЦ-2 и других электростанциях были введены до 1975 года (средний срок службы 47 лет). Данное оборудование уже не отвечает современным требованиям экономичности и эффективности. В ходе ремонтных кампаний состояние основного оборудования восстанавливается до определенного уровня, который не является предельно достижимым из-за объемов запланированных работ. Этот эффект имеет кратковременный характер, однако обходится дешевле, чем установка нового оборудования. Для максимального эффекта необходимо заменить практически все детали, что требует значительных денежных и трудовых ресурсов. При этом с каждым годом степень износа основных фондов приближается к критической величине, которая требует принятия обоснованных решений по их замещению, модернизации, реконструкции или частичного вывода из эксплуатации.

В этой связи вопрос о реконструкции может принципиально развиваться в двух направлениях.

Для первого характерно так называемое техническое перевооружение ТЭЦ путем замены установленного ранее устаревшего оборудования на аналоги. Это влечет за собой меньшую величину капитальных затрат на строительство, поскольку сохраняется возможность установки на действующих фундаментах. Однако, с другой стороны, это может плохо отразиться на безопасности эксплуатации и привести к возникновению аварийных ситуаций с тяжелыми последствиями. Кроме того, такие технические решения могут не учитывать перспективное изменение режимов работы объединенной энергосистемы. Например, при вводе в Беларуси в работу АЭС, которая требует выполнения специальных мероприятий по интеграции в ущерб экономичности, поскольку приоритетной задачей является безопасность и надежность.

Второе направление осуществляется с учетом будущих прогнозов режимов работы объединенной энергосистемы. В рамках этого пути предлагается принципиально новые технические решения. Однако разработка и внедрение такого рода предложений часто не находят большого числа последователей, поскольку в условиях нашей экономики предпочтение отдается вариантам с самыми низкими капитальными вложениями.

Учитывая ввод в эксплуатацию в Беларуси АЭС в 2018-2020 гг., необходимо провести исследование по вопросу привлечения ТЭЦ к работе по электрическому графику.

В связи с этим приведено сравнение следующих типов паровых турбин: конденсационная паровая турбина с теплофикационным и производственным отборами и градирнями для работы в условиях отсутствия тепловых потребителей и «противодавленческая» паровая турбина с производственным отбором, отопительным противодавлением и баком-аккумулятором для работы в условиях отсутствия тепловых потребителей.

Среди отличительных конструктивных особенностей эксплуатации «противодавленческих» одноцилиндровых паровых турбин следует выделить:

- Возможность изменения электрической мощности в пределах 20% путем изменения давления на выходе паровой турбины без изменения тепловой мощности.
- Высокий срок службы между капитальными ремонтами до 7-8 лет.

- Один цилиндр обеспечивает меньшие габаритные размеры и снижение нагрузки на фундамент благодаря меньшему весу.
- Применение двух подшипниковых опор позволяет снизить затраты масла на смазку и предполагает лучшую устойчивость работы.
- Одноцилиндровое исполнение обладает меньшей потребностью в уплотняющем паре, что ведет в конечном итоге к уменьшению потерь в ходе длительной эксплуатации;
- Сокращение трудоемкости и капитальных затрат на техническое и сервисное обслуживание за счет уменьшения количества основных и запасных деталей.
- Реактивное облопачивание ротора обеспечивает высокую эффективность в широком диапазоне нагрузок, поскольку барабанный ротор менее чувствителен к быстрой смене нагрузок по сравнению с импульсным ротором. Масса ротора работает как тепловой аккумулятор, который замедляет изменение температуры после быстрой смены нагрузки, например, при переключении в островной режим работы и обратно. В долгосрочной перспективе турбина устойчивей к вибрациям, вызываемым сменой нагрузки, которая ведет к аварийному останову турбины.
- Для пуска из холодного состояния не требуется предварительного прогрева.

На режимах работы по тепловому графику при номинальной нагрузке удельный расход топлива на производство электрической энергии в случае эксплуатации «противодавленческой» турбины будет ниже, поскольку турбина такого типа позволит отказаться от пропуска пара в конденсатор как в межотопительный, так и в отопительный периоды и существенно повысить эффективность (снизить потери в окружающую среду) за счет снижения расхода пара на турбину. Также положительно скажется отсутствие необходимости использования системы оборотного охлаждения (циркуляционных насосов и градирни), что в конечном итоге приведет к снижению расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ.

На режимах работы в условиях отсутствия тепловых потребителей (конденсационный) эксплуатация «противодавленческой» турбины на бак-аккумулятор позволит значительно снизить удельные расходы топлива на производство электрической энергии. Бак-аккумулятор позволит использовать тепловую энергию, которая будет накапливаться в часы дневных максимумов электрической нагрузки, для разгрузки паровой турбины ниже теплового графика с сохранением тепловых нагрузок в периоды прохождения ночных минимумов электрической нагрузки без постоянных пусков и остановов водогрейных котлов. Это приведет к существенной экономии топлива и сохранению надежности и долговечности работы водогрейных котлов.

Эксплуатация ТЭЦ в таком режиме работы хорошо зарекомендовала себя в таких странах Европы, как Польша, Германия, Дания.

Например, в Польше в городе Варшава на ТЭЦ «Секирки» (ввод в эксплуатацию 1961 г.) была успешно выполнена модернизация с реализацией такой тепловой схемы. В результате были смонтированы две одноцилиндровые «противодавленческие» паровые турбины мощностью 90 и 100 МВт, работающие на подогреватели сетевой воды совместно с баком-аккумулятором внушительных размеров емкостью 30 000 м³.

При этом стоит отметить, что на этапе монтажа паровых турбин применялся подход использования старых фундаментов с незначительными изменениями в конструкции, а также ранее установленных генераторов и ряда вспомогательного оборудования, поскольку на основании глубоких технико-экономических расчетов и технического состояния было принято решение о продлении ресурса.

Турбина мощностью 100 МВт с полной электрической и тепловой нагрузкой может работать 8-10 часов, не отпуская тепловую энергию в виде горячей воды потребителям, а только заряжая бак-аккумулятор. Для схемы характерна высокая маневренность и полная автоматизация. Управление осуществляет один человек на современном щите управления, оснащенном мониторами и всеми необходимыми элементами диспетчерского управления.

Только причины использования такой тепловой схемы в европейских странах заключается главным образом не со сложностями регулирования графиков производства и потребления электрической энергии, а в экономической стороне вопроса. На территории Европы действует единый электроэнергетический рынок. Существует особая тарифная политика по разделению на пиковую, полупиковую и базовую электрическую энергию, которая обуславливает высокий экономический эффект от строительства аккумуляторов теплоты. В часы максимумов электрической нагрузки стоимость 1 кВт·ч дороже, чем в периоды провалов. Соотношение максимально высокой цены к минимально низкой составляет порой 3:1. Тем самым у электростанций для получения максимальной прибыли появляется стимул производить электрическую энергию в периоды максимальной стоимости.

В этой связи оборудование ТЭЦ, как более экономичное по сравнению с КЭС, привлекается к работе по электрическому графику. Днем в часы пиков потребления электрической нагрузки оборудование ТЭЦ работает в номинальном режиме и производит избыточное количество теплоты, которое накапливается в баках-аккумуляторах. Этот промежуток времени принято называть зарядкой. Ночью, когда электроэнергия дешевая, турбины разгружаются ниже теплового графика с сохранением отпуска необходимого количества теплоты для потребителей в период разрядки бака-аккумулятора.

Применение бака-аккумулятора теплоты позволит повысить эффективность существующего энергетического оборудования, снизить затраты на строительство пиковых энергетических мощностей на ТЭЦ. С применением этой технологии можно снизить затраты на приобретение и содержание основного энергетического оборудования (20-25% от мощности котлов и турбин) и направить средства на содержание аккумуляторов тепловой энергии.

Принципиальная тепловая схема в упрощенном виде может быть представлена в виде:

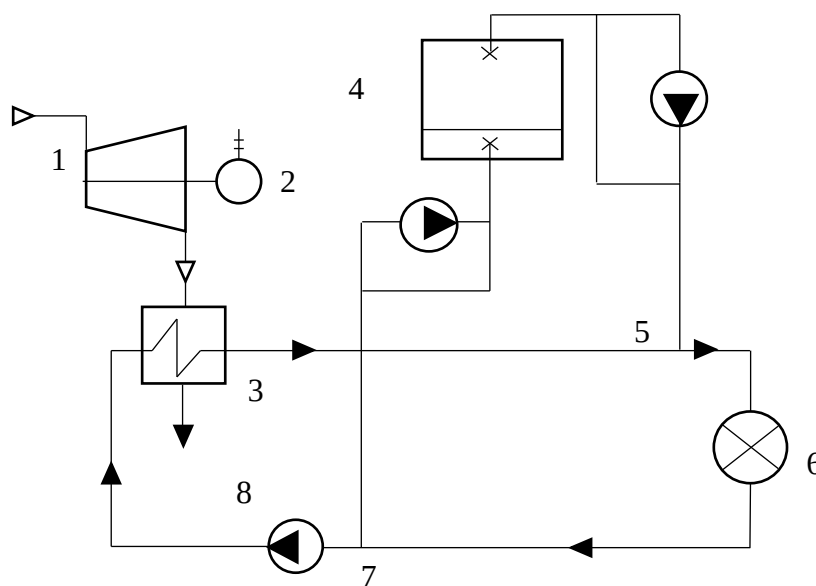


Рисунок 1 - Принципиальная тепловая схема

1 – паровая турбина, 2 – электрогенератор, 3 – сетевой подогреватель, 4 – бак-аккумулятор вытеснительного типа с системой зарядки и разрядки, 5 – точка отбора прямой сетевой воды, 6 – тепловой потребитель, 7 – точка отбора обратной сетевой воды, 8 – сетевой насос

Работа системы осуществляется по следующему принципу. В паровую турбину 1 входит свежий пар после энергетического котла и приводит во вращение вал ротора, к которому присоединен через муфту электрогенератор 2. Механическая энергия вращения вала преобразуется в электрическую энергию и по линиям электропередач транспортируется потребителям. Отработавший в турбине пар направляется в сетевой подогреватель 3, где

отдает свою теплоту сетевой воде и превращается в процессе конденсации в воду. Бак-аккумулятор 5 подключен между ТЭЦ и тепловой сетью централизованного теплоснабжения. Он заряжается, когда производство тепловой энергии выше, чем потребление, и разряжается в обратном случае. В случае зарядки бака-аккумулятора часть потока прямой сетевой воды из точки 5 поступает в верхнюю часть бака, а из нижней части одновременно извлекается такое же количество холодной обратной сетевой воды в общую тепловую сеть. Между горячей и холодной водой в баке создается поверхность раздела высотой примерно в 1 м из-за разницы плотностей. Остальная часть потока прямой сетевой воды поступает к тепловому потребителю 6. После потребителя обратная сетевая вода смешивается с холодной водой, которая вытесняется из бака-аккумулятора, и попадает в сетевой насос 8, где повышается давление для преодоления гидравлического сопротивления в тепловой сети.

Когда бак-аккумулятор разряжается, то горячая сетевая вода насосом извлекается из верхней части в тепловую сеть ТЭЦ с одновременной подачей холодной обратной сетевой воды насосом в нижнюю часть.

В дневные часы бак заряжается, накапливая энергию в виде горячей воды, а ночью разряжается для снижения количества генерируемой электрической энергии паровой турбиной. При этом сетевой подогреватель может быть отключен.

Такое техническое решение может позволить существенно повысить маневренность и эффективность работы оборудования ТЭЦ.

УДК 66.041-982

ВАКУУМНЫЕ ПЕЧИ

Черехович О.В., Олешко Ю.С.

Научный руководитель - к.т.н., доцент Иокова И.Л.

Вакуумная печь – служит для нагрева и плавки металла в вакууме.

Такой вид печи очень быстро набирает популярность и распространение. Вакуумная печь благодаря особому процессу и методу плавки металлических материалов даёт максимально качественный продукт, а наличие различного рода примесей и газов в исходном материале практически равно нулю.

Вакуумные печи представляют герметичный, охлаждаемый водой стальной кожух, в котором помещена нагревательная камера, легко извлекаемая для осмотра и ремонта. Максимальная температура 3000 °С.

Существует некоторые разновидности вакуумных печей. Они отличаются по своему принципу действия и способу выплавки металлов. Всего сегодня такие печи представлены в четырех вариантах исполнения – это печи сопротивления, печи индукционного типа действия, электроннолучевые вакуумные печи и наконец, дугового типа.

В зависимости от расположения зоны нагрева вакуумные печи бывают:

- горизонтальные вакуумные печи типа Н.

Данное оборудование подразделяется на два вида – вакуумные печи с выдвижным подом (СВ) либо с неподвижным подом;

- вертикальные вакуумные печи типа V.

Особые достоинства:

- горизонтальные: большие возможности проведения процесса закалки и прекрасная однородность охлаждения; гибкие, динамические системы охлаждения с вертикальным и (или) горизонтальным направлением потока; высокое разнообразие моделей с адаптацией под широкий класс обрабатываемых материалов, размеров деталей и садок; применение конвекционного переноса тепла. Давление охлаждающего газа до 20 бар. Диапазон температур: 150-1320 °С, в соответствии рисунком 1.

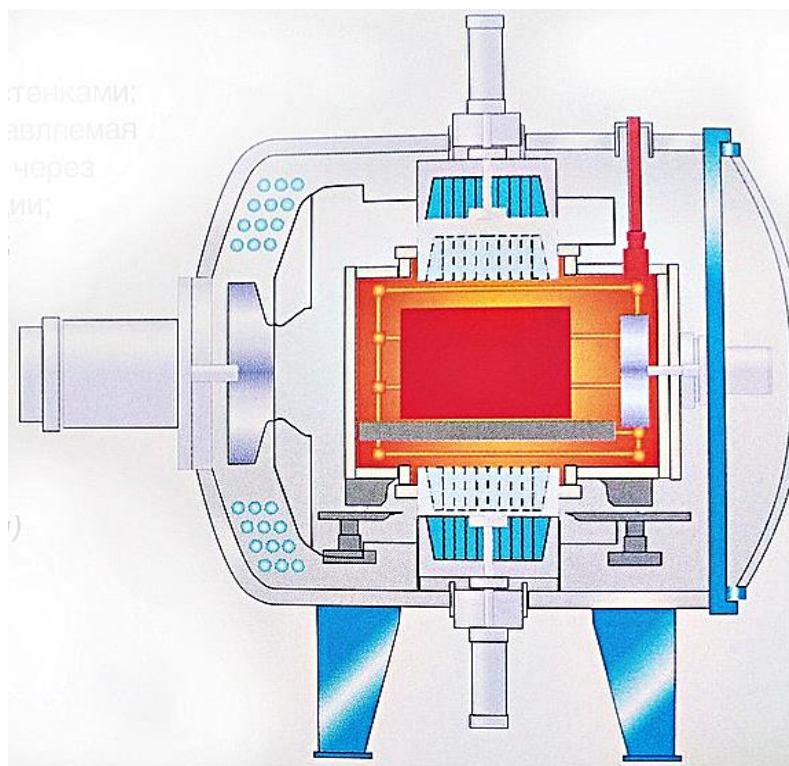


Рисунок 1. Горизонтальная вакуумная печь

- вертикальные: имеют универсальное применение; поперечные и продольные снизу-вверх направляющие системы охлаждающего газа; встроенные системы охлаждения охлаждающего газа; конвекционные с использованием встроенного вентилятора циркуляции газа; пониженные расходы газа при совмещённых циклах закалки и многократного отпуска. Давление охлаждающего газа до 20 бар. Диапазон температур: 250-1320 °С в соответствии с рисунком 2.

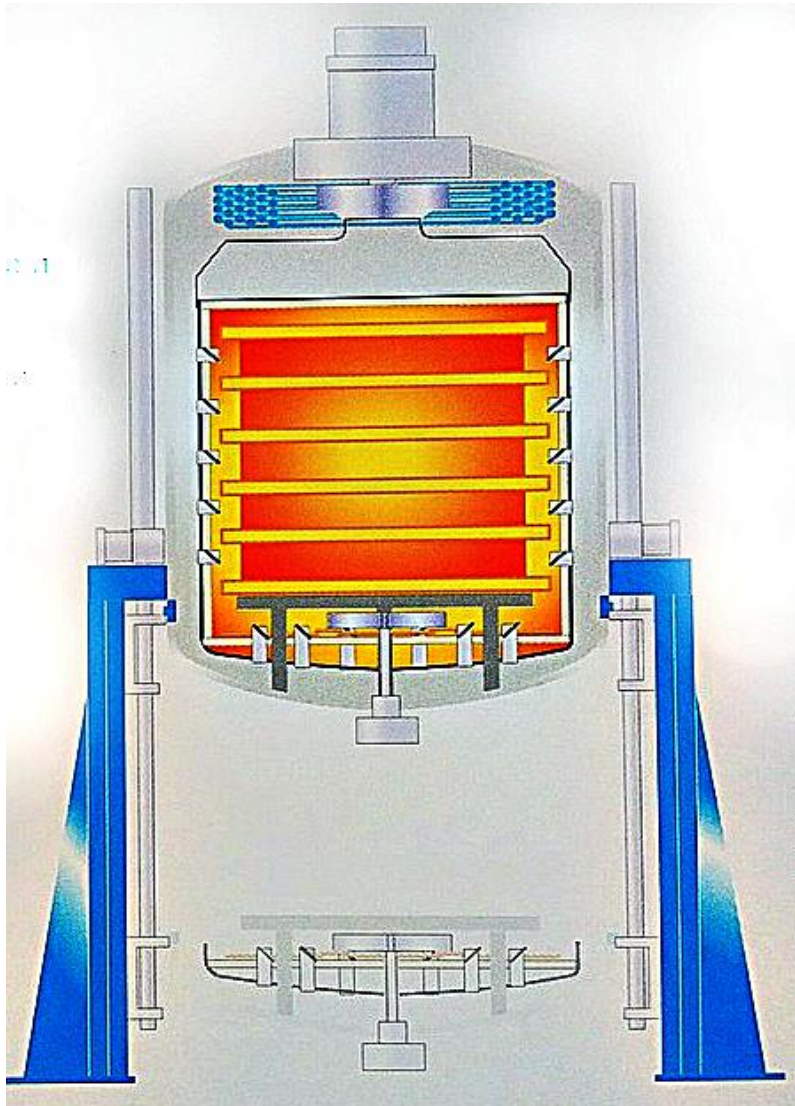


Рисунок 2. Горизонтальная вакуумная печь

Применение вакуумных печей зачастую связано с желанием получить как можно более качественный материал. Стоит справедливо заметить, что с поставленной перед ними задачей вакуумные печи справляются.

Их плюсом считаются не только высокие характеристики изготавливаемого металла, но и компактность такого оборудования, а главное невысокая сложность использования. Основными показателями работы и параметрами такой печи является размер плавильной камеры. Цена вопроса довольно сносна, один агрегат среднего класса будет стоить от 200 000 до 400 000 тысяч долларов по курсу НБ РФ.

Как уже говорилось выше, вакуумные печи имеют 4 принципиально разных способа плавки металла. Помимо этого, имеются и другие основные параметры, которые позволяют классифицировать их в той или иной категории. В первую очередь это рабочий объём вакуумной камеры и способы быстрого охлаждения полученных сплавов металла.

Поставкой вакуумных печей занимаются лишь крупные предприятия, сотрудничающие с институтами проектирования и разработки промышленного оборудования. Сегодня

высококачественные агрегаты такого типа на отечественный рынок поставляют зарубежные производители SCHMETZ и XERION. Данная продукция ориентируется и на выполнение типовых термических операций, и на специализированные задачи наподобие диффузного отжига. Московский завод промышленного оборудования, специализирующийся на выпуске вакуумных электропечей, также предлагает достойные по характеристикам агрегаты. С помощью такого оснащения владелец может осуществлять отпуск металла, спекание и стандартные термические процессы. Автоматические модели предлагает «Завод Спецжелезобетон», разрабатывающий высоковакуумные агрегаты с объемными камерами загрузки.

Вакуумные печи достигли пика своего совершенства, и именно они сегодня в полной мере обеспечивают растущую потребность в надежном и высокопробном материале. К сожалению, их общее распространение еще не так велико, но в недалеком будущем именно они могут стать основой всей металлургии и машиностроения, благодаря своим высоким технологическим качествам, низким затратам электроэнергии и качеству производимого материала. Только в таких печах можно получить некоторые специальные изделия и конструкции, недоступные для изготовления в других условиях.

Повышенным интересом пользуются вакуумные печи в последнее время и в Республике Беларусь. В настоящее время такие печи установлены на ОАО «Минский тракторный завод», GEFEST, ОАО «АМКОДОР» и других предприятиях. В ближайшее время планируется установка на ООО «САЛЕО» и ОАО «Борисовском заводе «Автогидроусилитель».

Литература

1. Овчинников, В.В. Оборудование термических цехов: учебник / В.В. Овчинников.- Минск, 2014- 368 с.
2. Тимошпольский, В.И. Промышленные теплотехнологии (машиностроительное и металлургическое производство) / В. И. Тимошпольский, А.И. Несенчук, И.А. Трусова ; под общ. ред. А.П. Несенчука. – Минск: «Высшая Школа», 1998. – Ч. 3. – 422 с.
3. Печи и сушила машиностроительного и металлургического производства: учебное пособие для вузов / А.П. Несенчук [и др.] ; под общ. ред. А.П. Несенчук. – Минск : «Высшая школа», 1999. – 238 с.
4. Райтер, А.Г. Вакуумная печь: назначение, технические характеристики/ А.Г. Райтер // [Электронный ресурс]. – 2016.– Режим доступа: <http://fb.ru/article/271943/vakuumnaya-pech-naznachenie-tehnicheskie-harakteristiki>. –Дата доступа: 12.04.2017.

УДК 620.97

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЭР МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

Янчук В.В., Шалабодова К.Ю.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Иокова И.Л.

Тепловой КПД нагревательных и термических печей в среднем равен 12-18%. Это обусловлено в основном большими потерями тепла с отходящими дымовыми газами, достигающими иногда 70-80% от количества энергии, подведенной в установку с топливом. Поэтому такие установки являются крупными источниками высокотемпературных тепловых ВЭР, используя которые можно повышать эффективность использования топлива, что всегда было и остается немаловажной целью.

Наиболее часто применяемым в промышленности способом регенерации теплоты отходящих дымовых газов является термическая регенерация – это подогрев воздуха и/или топлива, идущего на горение. Схема такой установки представлена на рисунке 1. Предварительный подогрев одного из компонентов горения значительно увеличивает скорость и температуру горения.

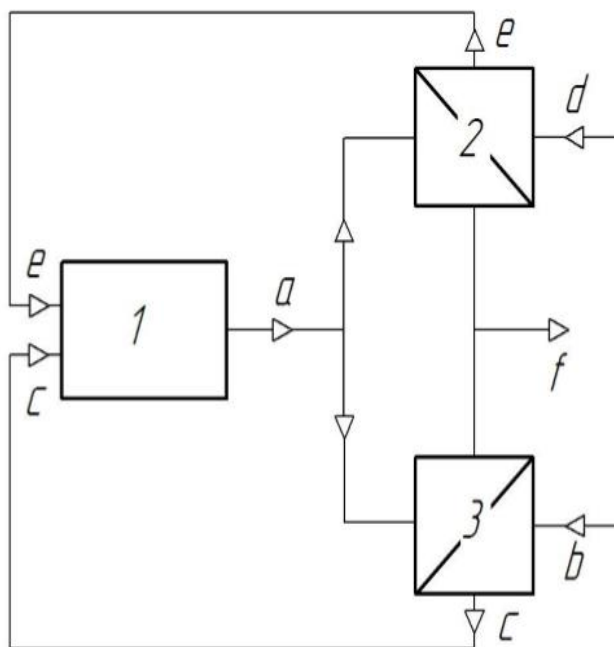


Рисунок 1. Принципиальная схема технологической установки с регенеративным теплоиспользованием за счет подогрева компонентов горения.

1 – теплотехнологическая установка; 2 – подогреватель природного газа;
3 – воздухоподогреватель; а – отходящие дымовые газы; b – холодный воздух; c – горячий воздух;
d – холодный природный газ; e – горячий природный газ; f – уходящие дымовые газы.

Теплотехнологическая установка с элементами регенеративного теплоиспользования – это установка с встроенными в её структурную схему устройствами для использования тепловых отходов в рамках теплотехнологического цикла установки. Регенерация энергетических отходов – прямой способ снижения энергозатрат на теплотехнологический процесс.

В промышленности для подогрева воздуха используются рекуператоры и регенераторы различных конструкций. Первые используются для подогрева воздуха до температур до 500-600 °С, вторые для подогрева воздуха до более высоких температур.

При подогреве воздуха до 300-350 °С, который можно осуществить в рекуператорах обычного типа, экономия топлива в нагревательных печах при сжигании природного газа

достигает 20-25 %. В термических камерных печах при подогреве воздуха до 300-350 °С получают экономию топлива 15-20 %.

К основным недостаткам способа термической регенерации за счет подогрева воздуха следует отнести, прежде всего, невозможность глубокой регенерации выбрасываемой теплоты. Это связано с тем, что нагрев воздуха выше оптимальной температуры хотя и дает положительный энергетический эффект, но снижает экономическую выгоду от реализации данного мероприятия.

Подогрев топлива применяется в промышленности редко по следующим причинам:

а) при подогреве природного газа до температур выше 250...300 °С становится возможным протекание реакции крекинга метана: $\text{CH}_4 = \text{C} + \text{H}_2 - 74,8 \text{ кДж/моль}$.

В результате отложения сажистого углерода снижается и без того низкий коэффициент теплопередачи, что в свою очередь приводит к снижению эффективности работы теплообменного аппарата – подогревателя топлива.

б) природного газа обычно на горение подается примерно в 10 раз меньше, чем воздуха, поэтому теплосъем, который возможен в случае подогрева топлива, гораздо ниже, чем при подогреве воздуха.

Также редко применяется и предварительная тепловая обработка сырья.

Для утилизации низкопотенциальной теплоты отходящих дымовых газов использование теплообменников, в которых теплота передается через стенку, зачастую экономически нецелесообразно, т. к. в этом случае площадь поверхности нагрева ввиду невысокого температурного напора и низкого коэффициента теплопередачи будет крайне большой. Поэтому для использования теплоты отходящих дымовых газов с низкой температурой применяют контактные теплообменные аппараты. Одним из вариантов подобных теплообменников является контактный теплообменник с активной насадкой (КТАН). Он является аппаратом рекуперативно-смесительного типа и предназначен для глубокой утилизации теплоты дымовых газов (рисунок 2). Состоит из корпуса, системы орошения, активной насадки и сепарационного устройства (каплеуловителя). В КТАНе организуются два независимых друг от друга потока воды: «чистая» вода, подогреваемая через поверхность; орошаемая вода, которая нагревается в результате непосредственного контакта с дымовыми газами.

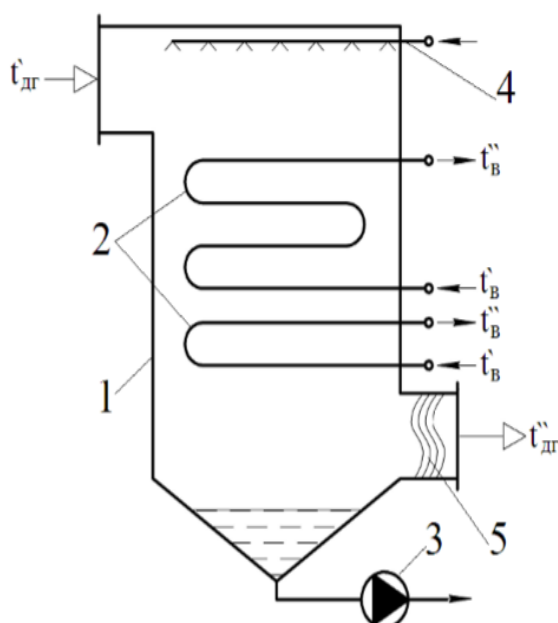


Рисунок 2. Контактный теплообменник с активной насадкой.

1 – корпус; 2 – теплообменная поверхность (пучок трубок); 3 – циркуляционный насос; 4 – распылитель; 5 – каплеуловитель.

Чистая вода, протекающая в пучке трубок, отделена стенкой от загрязненной орошающей воды. Пучок трубок выполняет роль насадки, предназначенной для создания развитой поверхности контакта орошаемой воды и дымовых газов. Одновременно такая поверхность, внутри которой циркулирует чистая вода, участвует в теплообмене и в этом отношении является активной по сравнению с традиционными насадками (например, кольца Рашига). Наружная поверхность активной насадки в КТАНе омывается дымовыми газами и орошается водой, что интенсифицирует теплообмен в насадке. «Чистая» вода, протекающая в трубном пучке, нагревается как за счет непосредственной передачи теплоты дымовых газов и орошающей воды, так и за счет конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах на поверхности насадки.

Температура воды на выходе из насадки ограничивается температурой мокрого термометра дымовых газов. Дымовые газы, после прохождения насадки, поступают в сепарационное устройство, в котором происходит отделение капель воды от дымовых газов. После сепарационного устройства влажные дымовые газы подсушиваются путем подмешивания горячих газов и удаляются в атмосферу через дымовую трубу.

Наиболее распространенным способом внешнего теплоиспользования является установка котла-утилизатора (КУ), который вырабатывает либо горячую воду, либо пар различных параметров. При наличии обводных дымоходов выход из строя котла-утилизатора практически не отражается на надежности и длительности работы теплотехнологической установки. Котлы-утилизаторы, подключенные к дымовому тракту после элементов регенеративного теплоиспользования, обладают высокой металлоемкостью (из-за низкого температурного напора) и низкого коэффициента теплопередачи. Как правило, котлы-утилизаторы устанавливаются после регенеративных воздухоподогревателей. Температура дымовых газов, поступающих в котел-утилизатор, составляет от 200-300 °С для среднетемпературных теплотехнологических установок и до 900-1500 °С для высокотемпературных теплотехнологических установок.

В большинстве случаев для теплотехнологической операции высокое качество пара не является обязательным и допускается использование так называемого «грязного» пара, или газопаровой смеси. Газопаровая смесь (ГПС) является дешевой альтернативой водяному пару со схожими теплофизическими свойствами. В своем составе она содержит водяной пар и продукты сгорания. В смесительной камере генератора ГПС вырабатывается теплоноситель методом впрыска питательной воды из водяной рубашки в поток горячих дымовых газов (рисунок 3). В качестве основных преимуществ использования данной схемы можно выделить следующие:

1. Компактность генератора, низкая металлоемкость;
2. Практически полное использование теплоты отходящих дымовых газов;
3. Возможность выработки теплоносителя (ГПС) любой температуры при атмосферном давлении;
4. Гибкий режим работы, короткое время отклика;
5. Возможность работы без химической водоподготовки.

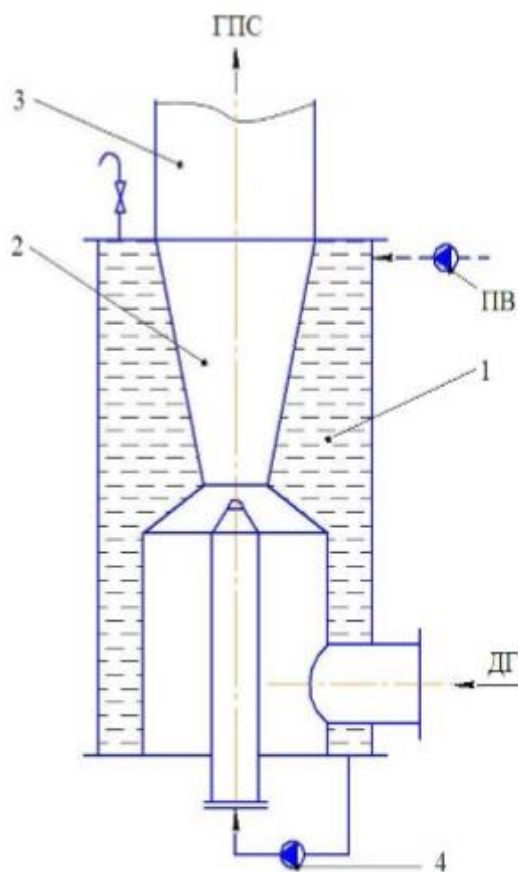


Рисунок 3. Использование тепловых отходов продуктов сгорания в генераторе газопаровой смеси.

ГПС – газопаровая смесь; ПВ – питательная вода; ДГ – дымовые газы; 1 – вода в водяной рубашке; 2 – смесительная камера; 3 – трубопровод; 4 – насос.

Помимо схем внешнего энергетического есть еще схемы внешнего технологического теплоиспользования, когда в элементах и установках внешнего теплоиспользования вырабатывается не энергетическая, а технологическая продукция, отличная от основной продукции, вырабатываемой теплотехнологической установкой. Такая организация внешнего теплоиспользования печей, формулируемая как «теплоиспользование, основанное на комбинировании технологических процессов» и встречающаяся в элементах схем ступенчатого теплоиспользования, в последние годы нашла широкое применение.

Внешнее технологическое теплоиспользование обладает многими важными преимуществами перед внешним энергетическим теплоиспользованием: более широкими возможностями выбора и реализации этого варианта тепловых схем на предприятиях с развитой теплотехнологией, созданием более благоприятных режимных условий работы, более стабильным уровнем потребления дополнительной продукции в течение года, существенно большими возможностями экономии топлива.

Одним из решений проблемы достижения высокой степени регенерации выбрасываемой теплоты после теплотехнологической установки является использование термохимической регенерации теплоты отходящих дымовых газов. Принципиальная схема такой установки представлена на рисунке 4.

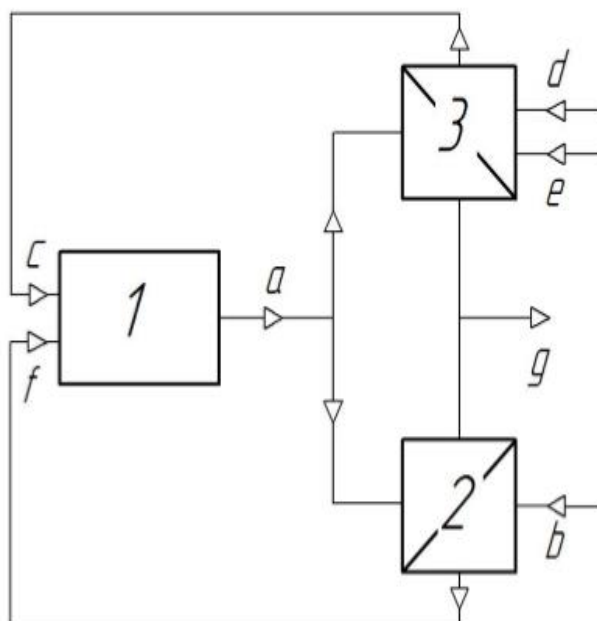
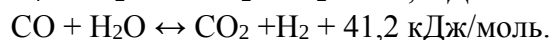
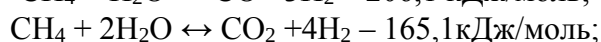


Рисунок 4. Принципиальная схема теплотехнологической установки с термохимической регенерацией теплоты дымовых газов за счет паровой конверсии метана.

1 – теплотехнологическая установка; 2 – рекуперативный воздухоподогреватель; 3 – реактор паровой конверсии; а – отходящие дымовые газы; б – холодный воздух; с – конвертированный газ; d – водяной пар; e – топливо; f – горячий воздух; g – уходящие дымовые газы.

Сущность термохимической регенерации (ТХР) тепла отходящих дымовых газов заключается в использовании их физической теплоты для предварительной эндотермической переработки исходного топлива, которое при этом получает больший запас химически связанного тепла и нагревается до высокой температуры. Это дополнительное химически связанное и физическое тепло топлива, а также тепло нагретого дутьевого воздуха реализуется в рабочей камере печи, что обеспечивает соответствующее повышение ее температурного уровня и снижение удельного расхода топлива. Чаще применяется для природного газа, состоящего на 90-95 % из метана. Одним из способов термохимической регенерации является применение паровой конверсии метана, который включает в себя ряд реакций, протекающих с поглощением и выделением теплоты. Как показали исследования химической кинетики, наиболее вероятным является протекание следующих реакций:



Общую реакцию конверсии, как правило, проводят при соотношении пара к метану, близком к 2:1. Для осуществления паровой конверсии метана необходим внешний подвод теплоты с температурой не менее 750 °С. Реакторы паровой конверсии для максимально полной степени конверсии метана активируют различными катализаторами. Надо отметить, что каталитическая паровая конверсия углеводородов по тепловому эффекту и количеству получаемого водорода в несколько раз превосходит некаталитические эндотермические процессы типа пиролиза, крекинга и деполимеризации углеводородов. Сложность состоит в создании развитой каталитической поверхности теплообмена и в поддержании ее свойств в течение всего времени эксплуатации изделия.

Конверсия 1 моль метана с теплотой сгорания 802,3 кДж/моль стехиометрическим количеством водяного пара (0,018 кг/моль) при условии полного окисления метана дает конвертированный газ (синтез-газ) составом $\text{CO}:\text{H}_2 = 1:3$ с суммарной низшей теплотой сгорания 1008,4 кДж. Определяемое этим повышение химически связанного тепла конвертированного газа равно, 206,1 кДж/моль.

Одним из крупных недостатков термохимической регенерации теплоты за счет паровой конверсии метана является повышенный (почти в два раза по сравнению со стехиометрическим) удельный расход пара высокой температуры, подаваемый от стороннего парогенератора.

Решением проблемы дополнительной генерации пара является использование в качестве окислителя природного газа продукты его полного сгорания. Схема такой установки представлена на рисунке 5.

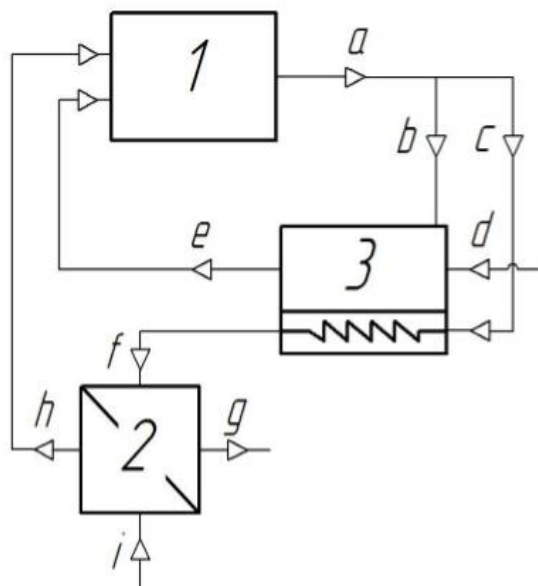
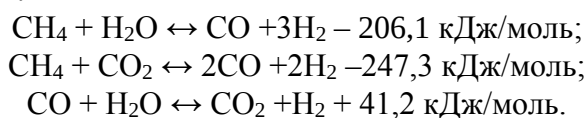


Рисунок 5. Принципиальная схема теплотехнологической установки с термохимической регенерацией теплоты отходящих дымовых газов.

1 – теплотехнологическая установка; 2 – воздухоподогреватель; 3 – термохимический реактор; a, b, c – отходящие дымовые газы; d – природный газ; e – конвертированный газ (синтетическое газовое топливо); f – частично охлажденные дымовые газы; g – уходящие дымовые газы; i – холодный воздух; h – горячий воздух.

В основу процесса положены эндотермические процессы совместной паровой и углекислотной конверсии метана – основного компонента природного газа, описываемые следующими уравнениями:



Реакции паровой и углекислотной конверсии глубоко эндотермичны и для их протекания необходим подвод теплоты. При наличии необходимого температурного потенциала для ТХР имеются все необходимые условия: водяные пары, углекислый газ и высокая температура для осуществления реакции конверсии метана, в результате которой происходит трансформация физической теплоты дымовых газов в химическую энергию конвертированного газа. В этом случае, в качестве окислителя природного газа используются одновременно как водяные пары, так и углекислый газ, содержащиеся в дымовых газах.

Основные преимущества данного способа ТХР: отсутствие необходимости дополнительного производства водяного пара и углекислого газа и нагрева их до высокой температуры; высокая степень регенерации теплоты отходящих дымовых газов.

Также для увеличения эффективности работы промышленных печей и с целью увеличения срока их службы отдельные детали печей подвергаются принудительному охлаждению. Потери тепла с охлаждением в ряде случаев составляют 10–20 %. Это тепло может быть использовано в системах испарительного охлаждения (СИО), которыми оборудуют мартеновские, доменные, нагревательные печи. В СИО вырабатывается насыщенный пар давлением до 4 МПа.

При испарительном охлаждении тепло от нагретых элементов печи отводится водой, нагревающейся до образования пароводяной эмульсии. При этом используется скрытая теплота парообразования, т. е. тепло, отбираемое охлаждающей водой, затрачивается на ее испарение. Получаемый пар используется на технологические нужды завода.

При испарительном охлаждении 1 кг воды, испаряясь, отбирает у охлаждаемой детали 2300 кДж. Кроме того, поступающая в систему вода, нагреваясь до кипения, отбирает еще 300 кДж. Чтобы отобрать такое же количество тепла при водяном охлаждении при повышении температуры воды на 10 °С потребовалось бы $(2300+300)/(4,187 \cdot 10) \sim 60$ кг воды, т. е. в 60 раз больше, чем при испарительном охлаждении.

В схеме с принудительной циркуляцией вода из бака-сепаратора подается к детали с помощью специального насоса, при этом давление в системе может быть доведено до 18–40 кгс/см².

Испарительное охлаждение имеет следующие достоинства:

- 1) вода необходима на охлаждение деталей лишь нижнего строения металлургических печей, т. е. требуется примерно 30 % ее общего расхода при водяном охлаждении;
- 2) обеспечивается надежность работы печи и сокращаются ее простои для ремонта охлаждаемых деталей;
- 3) используется тепло охлаждающей среды в виде пара;
- 4) уменьшаются в три раза объем сооружений и мощность системы водоснабжения.

В Республике Беларусь в настоящее время наиболее часто применяют регенеративное, внешнее энергетическое и технологическое теплоиспользование.

Литература

1. Водоснабжение. – [электронный ресурс]: – Режим доступа: <http://www.bibliotekar.ru/spravochnik-15/152.htm>. – Дата доступа: 03.04.2017.
2. Металлургия: инженерная экология. – [электронный ресурс]: – Режим доступа: <http://metalspace.ru/production-science/ecology/811-ver-chnoj-metallurgii.html>. – Дата доступа: 03.04.2017.
3. Пашенко Д.И. Теплотехнологические комплексы и безотходные системы: учеб. пособие / Д.И.Пашенко; Самар.гос.техн.ун-т. – Самара, 2012. – 118 с.

УДК 621.31

ПРОВЕДЕНИЕ ЭНЕРГОАУДИТА ПРЕДПРИЯТИЙ В БЕЛАРУСИ

Иванова О.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Мигуцкий И.Е.

Энергосбережение – именно та позиция, с которой сегодня необходимо рассматривать деятельность любого предприятия. Безусловно, важная роль здесь принадлежит нормированию и стандартизации, а также энергетическому обследованию, которое проводится в целях оценки эффективности использования топливно-энергетических ресурсов и обеспечения их экономии.

Энергоаудит – это энергетическое обследование предприятий и организаций, которое предполагает оценку всех аспектов деятельности предприятия, которые связаны с затратами на топливо, энергию различных видов, воду и некоторые энергоносители.

Энергоаудит предприятия включает: сбор исходных данных, составление балансов потребления и распределения энергии, анализа финансовой и технической информации, выявление нерациональных потерь, разработку энергосберегающих мероприятий, выдачи рекомендаций и определения эффекта от их внедрения.

В процессе энергоаудита предприятия оценивается его потенциал энергоэффективности или энергосбережения, состояние его технологических систем и систем учета, анализируется эффективность технологического цикла, составляется энергобаланс, моделируется система нормативов.

В Беларуси энергетическое обследование потребителей топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) является обязательным, независимо от формы собственности юридического лица. Его проведение определено Законом РБ от 15.07.1998 № 190-3 «Об энергосбережении»: «Обязательному энергетическому обследованию подлежат предприятия, учреждения, организации, если годовое потребление ими топливно-энергетических ресурсов составляет более 1,5 тыс. т.у.т.».

Энергоаудит организаций проводится согласно графикам, утвержденным соответствующими республиканскими органами госуправления, иными госорганами, подчиненными Правительству РБ, облисполкомами, Мингорисполкомом и согласованным с Департаментом по энергоэффективности Госстандарта не реже 1 раза в 5 лет.

По результатам энергетического обследования разрабатываются:

1. оптимальный режим потребления ТЭР.
2. программа по энергосбережению, включающая мероприятия, которые в соответствии с Постановлением Минэкономики от 3.07.1998г. №356 классифицируются как энергосберегающие.

Оценка эффективности энергоиспользования на ОАО «Городейский сахарный комбинат» произведена по следующим направлениям:

1. Состояние технического учета.
2. Состояние нормирования.
3. Участие предприятия в регулировании графиков электрической нагрузки.
4. Определение резервов экономии энергоресурсов.
5. Разработка оргтехмероприятий по экономии ТЭР

К основным направлениям по энергосбережению, рекомендуемым по результатам энергоаудитов, можно отнести:

1. внедрение новых энергоэффективных технологических процессов производства продукции во всех отраслях экономики;
2. внедрение когенерационных установок для совместной выработки тепловой и электрической энергии;
3. преобразование котельных в мини-ТЭЦ, в т.ч. на МВТ;
4. утилизацию тепловых вторичных энергоресурсов;

5. повышение эффективности работы тепловых сетей, оптимизацию схем теплоснабжения;
6. передачу тепловых нагрузок от ведомственных котельных на ТЭЦ, децентрализацию теплоснабжения с ликвидацией длинных теплотрасс;
7. внедрение регулируемых электроприводов на механизмах, работающих с переменной нагрузкой;
8. внедрение энергосберегающих осветительных приборов, систем автоматического регулирования освещения;
9. автоматизацию технологических процессов и внедрение автоматизированных систем управления потребления ТЭР.

Предприятие	Выявленный резерв экономии ТЭР на 5 лет, т.у.т.	% от годового потребления энергоресурсов
ОАО «Красносельскстройматериалы»	102 857	22,2
ОАО «МАЗ»	32 000	19,8
УП «Минскводоканал»	24 160	30
ОАО «Березастройматериалы»	5549	15
ОАО «Гомельстекло»	94 760	33,8
ОАО «ДСТ № 5»	1076	18

Рисунок 1. Примеры энергетических обследований предприятий

ОАО «Городейский сахарный комбинат» расположено в г.п. Городея, Минской обл.

Предприятие производит сахарный песок из сахарной свеклы, сахара-сырца. Для переработки сахарной свеклы на Городейском сахарном комбинате принята типовая трехпродуктовая технологическая схема производства сахара-песка.

ОАО «Городейский сахарный комбинат» потребляет топливо (газ, резервное мазут) для производства тепловой и электрической энергии, кокс или каменный уголь для обжига извести, тепловую энергию на технологические нужды, обогрев вентиляцию и горячее водоснабжение и электроэнергию. Потребление топлива на технологические нужды составило в 2008 г. – 8875 т.у.т., тепловой энергии – 202961 Гкал, электроэнергии – 37766,7 тыс. кВт·ч. Общий объем потребления ТЭР предприятием на технологические нужды в 2008г. – 53710 т.у.т.

На ТЭЦ установлены 2 паровых котла ТП-20-39У производительностью по 25 т/ч, один котел БГ-35Р и один котел БКЗ-75-35-5М, один турбогенератор типа АР-4-3 мощностью 4 МВт и один Р-6-35-5М мощностью 6 МВт (установлен в 2009г.).

В летний период ТЭЦ переводится в режим котельной. ТЭЦ работает на газе, резервное топливо – мазут используется в зимнее время при ограничениях в подаче газа, но в котлах ТП-20 сжигается совместно с природным газом.

Воздухоснабжение предприятия производится от компрессорной станции. Компрессорная станция производства сахара предназначена для обеспечения сжатым воздухом автоматики, приводов заслонок и шиберов и подачи воздуха на общезаводские цели.

Электроснабжение предприятия осуществляется на напряжении 6кВ от собственной ТЭЦ и понижающей трансформаторная подстанция 110/35/6-10кВ «Городея» «Минскэнерго». На предприятии имеется 13 трансформаторных подстанций. Для

компенсации реактивной мощности в ТП установлены низковольтные конденсаторные батареи мощностью 2600 квар.

Согласно расчетам затрат на производство продукции доля энергетической составляющей в себестоимости продукции составила в 2008г. составила при производстве сахара из сахарной свеклы – 7%, из сахара-сырца - 5,0%.

Рационального расхода электроэнергии на промышленном предприятии можно достигнуть улучшением использования, применяемого энергетического и технологического оборудования. Это достигается путем оптимальной загрузки технологических установок и аппаратов, периодической смазки электродвигателей и производственных механизмов, качественного выполнения планово-предупредительных ремонтов в строгом соответствии с разработанным графиком, своевременной замены изношенного и устаревшего оборудования и т.п. В то же время в энергосбережении максимальную эффективность имеют мероприятия, связанные с совершенствованием технологии производства, направленной на ресурсосбережение. Такие мероприятия требуют значительных капитальных вложений и реконструкции предприятия.

Вопросам энергосбережения и экономии электроэнергии на предприятии ОАО «Городейский сахарный комбинат» уделяется достаточно серьезное внимание, что подтверждается анализом внедряемых мероприятий и документации по электропотреблению и достигнутым уровнем удельных расходов электроэнергии при производстве выпускаемой продукции. На предприятии разрабатываются и внедряются энергосберегающие мероприятия, осуществляется модернизация производственных установок, производится замена энергетического оборудования с целью улучшения его технико-экономических характеристик.

Вид продукции	Размерность	2009 г.	2010 г.	2011 г.	2012 г.	2015 г.
Минпром						
ГП «Гомельский завод литья и нормалей»						
Продукция машино-строения (запасные части к с/х технике)	Мкал/усл. ед.	450,6	405,7	400,3	396,3	361,7
	кВтч/усл. ед.	664,8	582	564,1	546,1	498,4
ЗАО «Атлант»						
Холодильники и морозильники	кг у.т./усл. ед.	1,6	1,45	1,38	1,38	1,18
Стиральные машины	кг у.т./усл. ед.	1,6	1,6	1,47	1,46	1,12
Концерн «Белнефтехим»						
ОАО «Полоцк Стекловолокно»						
Стекло двухстадийное	Мкал/т	262,3	249,8	243,2	235	214
	кВтч/т	5899,3	5799,5	5770,5	5605,0	4930
ОАО «Могилевхимволокно»						
Нить синтетическая	Мкал/т	2823,4	2756,7	2742,4	2642,4	2411,6
	кВтч/т	3812,2	3630,1	3590,8	3570,9	3259,1
Концерн «Беллесбумпром»						
ОАО «Слонимский картонно-бумажный завод «Альбертин»						
Картон и изделия из него	Мкал/т	1550	1548	1526	1480	1316
Концерн «Беллегпром»						
ОАО «Слонимская камвольно-прядильная фабрика»						
Пряжа	Мкал/т	129,4	119,0	108,2	107,9	98,5
	кВтч/т	197,1	186,2	186	185	171,5
Товарный топс	кВтч/т	1759,3	1640	1616,1	1615	1496,8

Рисунок 2. Динамика изменения энергозатрат

Для оценки потенциальных возможностей энергосбережения на предприятии необходимо знать, в каком количестве и на какие нужды расходуется электроэнергия в процессе производства продукции. С этой целью следует систематически вести не только расчетный, но и технический учет потребления электроэнергии предприятием и его структурными подразделениями. На предприятии ОАО «Городейский сахарный комбинат» организован технический учет электроэнергии с помощью счетчиков активной энергии, установленных на отходящих линиях в ячейках РУ напряжением 6 кВ, в цепях напряжением до 1 кВ понижающих трансформаторов подстанций, а также на вводах некоторых потребителей электроэнергии: механической мастерской, кагатного поля, полей фильтрации и т.д.

№ п/п	Наименование	т.у.т.			%
		I категория	II категория	всего	
1.	Внедрение когенерационной установки (2шт.) по 1МВт с котлом утилизатором	-	1420,0	1420,0	42,1
2.	Изоляция топочной камеры и газохода жомосушильной установки (145м ²) термоизоляционной шпатлевкой Q-TERM	3,0	-	3,0	0,1
3.	Внедрение рециркуляции сушильного агента на жомосушильной установке	585,7	-	585,7	17,4
4.	Реконструкция ТЭЦ	-	1362,0	1362,0	40,4
	Итого:	588,7	2782,0	3370,7	100

Рисунок 3. Резервы экономии топлива (I категория - резервы экономии, реализация которых возможна за счет средств предприятия на капитальный ремонт или кратковременных ссуд Госбанка; II - категория - резервы экономии, для реализации которых необходимы централизованные капиталовложения)

Разработка рекомендаций есть важнейшим этапом энергоаудита, поскольку ради получения обоснованных предложений по повышению эффективности использования энергии проводится энергетическое обследование. Важно подчеркнуть, что нельзя ограничиваться очевидными мероприятиями, такими, например, как внедрение энергоэффективного оборудования. Следует обратить внимание на менее очевидные возможности повышения энергоэффективности, примерами которых могут быть изменения системы энергоснабжения, применение комплексного производства тепловой и электрической энергии, использование как топлива отходов производства, изменение методов производства на такие, что разрешают использовать более дешевые энергетические ресурсы.

Литература

1. Проведение энергоаудита предприятий в Беларуси. – Режим доступа: <https://masterskaya.by/articles/22/provedenie-jenergoaudita-predpriyatij-v-belarusi/>. – Дата доступа: 25.03.17.
2. Энергетическое обследование – Режим доступа: <http://energoeffekt.gov.by/supervision/inspection/696-audit201201.html>. – Дата доступа: 25.03.17.

УДК 621.565.93

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Карасёва А.В., Кацубо В.В., Панкевич В.И., Скицунова И.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Сапун Н.Н.

Теплообменные аппараты нашли широкое применение во многих областях хозяйственной деятельности, авиационно-космической, энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, холодильной и криогенной технике, в системах отопления, горячего водоснабжения, кондиционирования, различных тепловых двигателях.

В связи с ростом энерговооруженности космических аппаратов, энергонапряженности устройств, повышением требований к возможным режимам регулирования систем достаточно актуально стоит вопрос изучения возможных процессов интенсификации теплообмена. Уменьшение массогабаритных характеристик теплообменников за счет процессов интенсификации особенно имеет большое значение в ракетно-космической технике. Такой процесс позволит увеличить массу полезного груза, выводимого на орбиту, при тех же энергозатратах и в целом повысить тактико-технические характеристики ракетносителей и космических аппаратов.

Опыт создания и эксплуатации различных теплообменных аппаратов показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации теплообмена обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) устройств в 1,5...2,0 и более раза по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности используемой на прокачку теплоносителей.

Экспериментальная установка представлена на рисунке 1. Авторами разработана экспериментальная установка для исследования и изучения процессов интенсификации в теплообменном аппарате типа «труба в трубе» и методика проведения экспериментальных исследований.

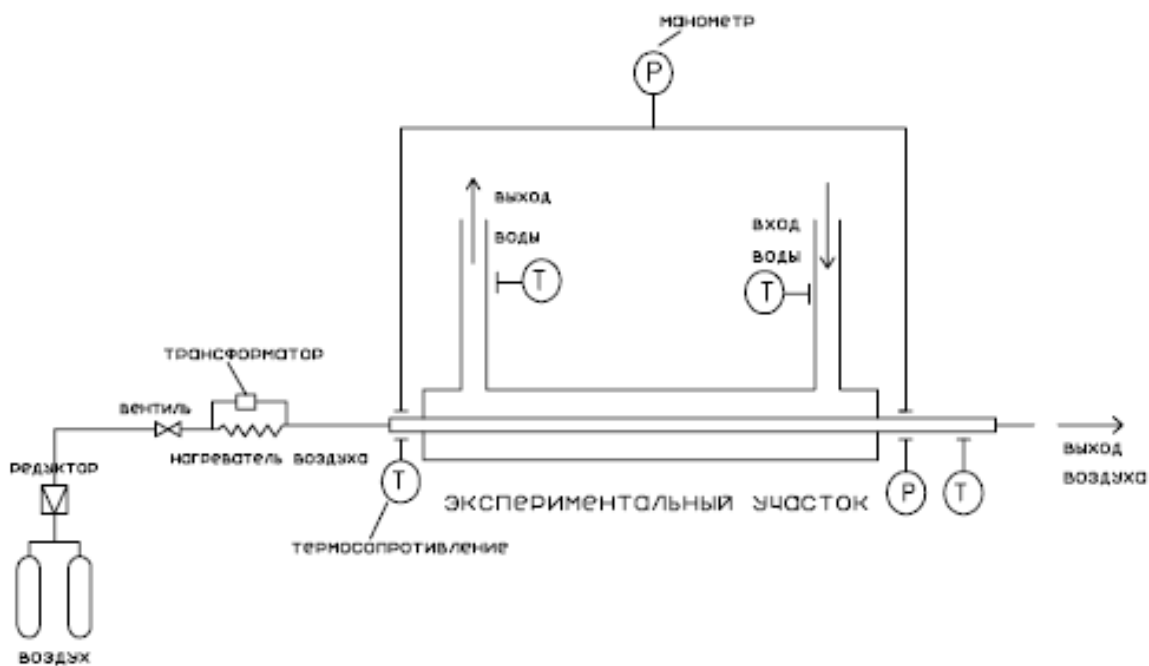


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки

Установка представляет собой разомкнутый контур, работающий на воздухе. Воздух из баллонной батареи через редуктор поступает в электрический подогреватель, состоящий из

навитой на асбестовые ребра нихромовой проволоки, расположенных в электро- и термоизолирующей асбестовой трубе. Эта труба в свою очередь находится в герметичной стальной трубе, во фланцах которой установлены механические фильтры, препятствующие попаданию нежелательных включений в измерительные станции и экспериментальный участок. Нагретый воздух, пройдя измерительную станцию, где происходит отбор параметров температуры и давления, поступает на экспериментальный участок, охлаждается водой, протекающей в кольцевом канале. Переход с режима на режим производится путем соответствующих расходов воздуха и воды.

Для регулирования расхода воздуха предусмотрен вентиль. На выходе из экспериментального участка установлена диафрагма-расходомер, работающая при сверхкритическом перепаде давлений, что упрощает измерение расхода воздуха, позволяет определить давление и температуру воздуха перед диафрагмой, а не на ней. Затем охлажденный на экспериментальном участке воздух выбрасывается в атмосферу.

Экспериментальный участок состоит из сборно-разборного теплообменника типа «труба в трубе». Воздух подается через внутреннюю трубу, а в кольцевом зазоре протекает вода. В теплообменнике применяется схема «противоток», что дает возможность снимать с горячего теплоносителя больше теплоты.

Схема измерений. В процессе экспериментов измеряются температура газа на входе T_{g1} и на выходе T_{g2} теплообменника, расход газа G_g , температура охлаждающей воды на входе T_{11} и на выходе T_{12} теплообменника, расход воды G_1 .

Средний коэффициент теплоотдачи в трубе вычисляется по определенному в ходе эксперимента коэффициенту теплопередачи, известному коэффициенту теплоотдачи в кольцевом канале и известному тепловому сопротивлению стенки.

Для определения температуры воздуха на входе и выходе экспериментального участка, температуры воды используются термометры сопротивления ТП-198-0, а в качестве вторичного прибора - прецизионный преобразователь сигналов ТС и ТП «ТЕРКОН».

Методика обработки экспериментальных данных. Количество тепла, переданного на этом участке от воздуха к воде, рассчитывается по изменению температуры воздуха:

$$Q_g = G_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_{g1} - T_{g2}),$$

где G_g - расход газа, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

C_{p_g} - средняя теплоёмкость газа, $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{с})}$;

T_{g1} - температура газа на входе, K ;

T_{g2} - температура газа на выходе, K .

Для контроля теплового баланса количество переданного тепла определяется по изменению температуры воды:

$$Q_1 = G_1 \cdot C_{p_1} \cdot (T_{12} - T_{11}),$$

где G_1 - расход воды, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

C_{p_1} - средняя теплоемкость воды, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{с}}$;

T_{12} - температура охлаждающей воды на выходе, K ;

T_{11} - температура охлаждающей воды на входе, K .

Утечками тепла вовне можно пренебречь, так как температура охлаждающей воды, протекающей снаружи, незначительно отличается от температуры окружающей среды.

Среднелогарифмический температурный напор между воздухом и водой (при противотоке):

$$\overline{\Delta T_{\log}} = \frac{(T_{g1} - T_{12}) - (T_{g2} - T_{11})}{\ln \frac{T_{g1} - T_{12}}{T_{g2} - T_{11}}}.$$

Средняя температура охлаждающей воды:

$$\overline{T_1} = \frac{T_{11} + T_{12}}{2}.$$

Средняя температура горячего газа:

$$\overline{T_g} = \overline{T_g} + \overline{\Delta T_{\log}} = \frac{T_{11} + T_{12}}{2} + \overline{\Delta T_{\log}},$$

где $\overline{\Delta T_{\log}}$ - среднелогарифмический температурный напор между воздухом и водой (при противотоке), K .

Коэффициент теплоотдачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы:

$$K = \frac{Q_g}{\pi \cdot D \cdot l \cdot \overline{\Delta T_{\log}}},$$

где Q_g - количество тепла, переданного от воздуха к воде, Bm ;

D – внутренний диаметр трубы, m ;

l – длина трубы, m .

Коэффициент теплопередачи от воздуха к стенке:

$$\alpha_g = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{D}{2 \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \frac{D_n}{D} - \frac{D}{D_n \cdot \alpha_1}},$$

где D_g - наружный диаметр трубы, m ;

λ_{cm} коэффициент теплопроводности материала стенки, $Bm/(m \cdot K)$;

α_1 - коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, $Bm/(m^2 \cdot K)$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_1 определяется по следующей формуле:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_s},$$

где Nu_1 - критерий Нюссельта для трубы с канавками.

Критерий Нюссельта для трубы с канавками:

$$\frac{Nu_1}{Nu_{эл}} = 1 + 0,64 \left[1 - \exp \left(-35,8 \cdot \frac{h}{d_э} \right) \right] \left(1 - 0,274 \cdot \frac{t}{d_э} \right),$$

где $h = 0,5 \cdot (D_n - d_n)$ - глубина канавок, м;

$d_э = D - D_n$ - эквивалентный диаметр кольцевого канала, м;

t - шаг канавок, м.

Для гладкой трубы:

$$Nu_{эл} = 0,017 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{D}{D_n} \right),$$

где Re – критерий Рейнольдса;

Pr – критерий Прандля.

Так как α_1 существенно выше α_g (отношение α_1 / α_g порядка 50...100 и больше), то погрешности в определении α_1 несущественно влияют на точность определения среднего коэффициента теплоотдачи в трубе. Так, например, если погрешность определения α_1 составляет 20%, погрешность измерения $K = 5\%$, отношение $\alpha_1 / \alpha_g = 100$, то погрешность определения коэффициента теплоотдачи по горячей стороне $\delta\alpha_g = 5,3\%$. При $\alpha_1 / \alpha_g = 50$ $\delta\alpha_g = 5,6\%$. Даже если $\delta\alpha_g$ вырастет на 50%, то в первом случае $\delta\alpha_g = 5,6\%$, во втором $\delta\alpha_g = 6,2\%$, то есть возрастает незначительно. Следовательно, данная методика обеспечивает достаточно высокую точность определения среднего коэффициента теплоотдачи в трубе в случае интенсификации теплообмена, когда коэффициент теплоотдачи в кольцевом канале вычисляется с меньшей точностью, чем в гладком канале.

Следует отметить, что данная методика исключает измерение температуры стенки, что позволяет значительно упростить конструкцию экспериментальных участков. Это особенно важно для исследования интенсификации теплообмена, когда приходится большое число вариантов турбулизаторов. Кроме того, повышается и надежность самих данных, так как проблема достоверного измерения температуры стенки трубы с турбулизаторами является весьма трудной.

На рисунке 2 сопоставляются эффективность использования различных методов интенсификации теплообмена.

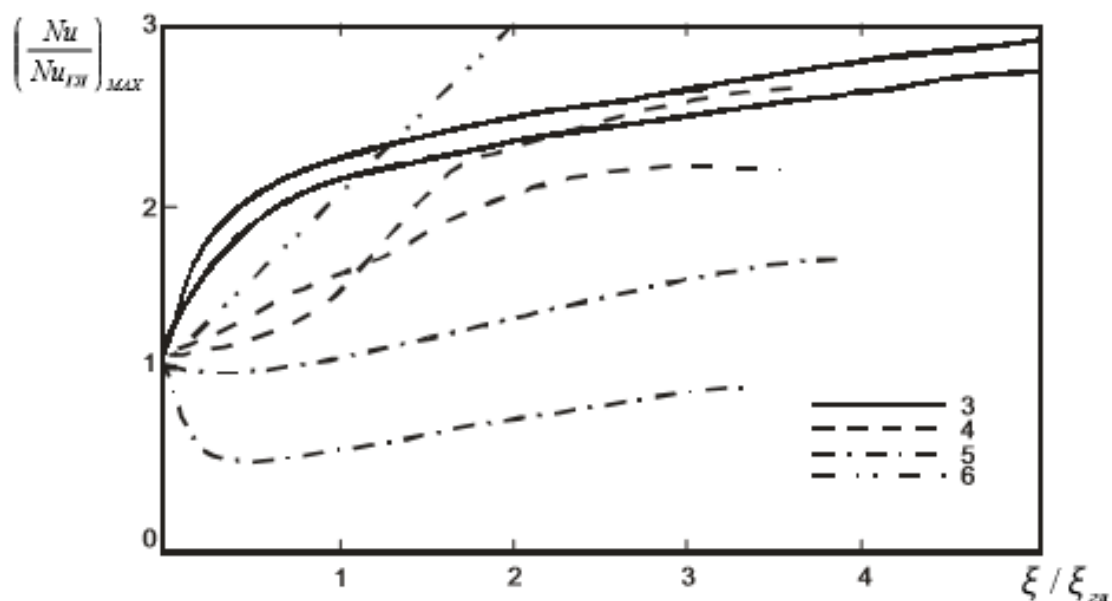


Рисунок 2. Максимальное увеличение теплоотдачи при допустимом увеличении гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{гл}$ при $Re = 10^4$

При $Re = 10^4$ закрученная лента, представленная на рисунке 3, показывает результат $\alpha_1 / \alpha_{г\text{л}} = 2,34...1,8$ и $(\xi / \xi_{г\text{л}}) = 4,05...2,5$, что позволяет уменьшать объем аппарата на $0,53...0,64$. С ростом Re эффективность ленточных вставок существенно падает: для $Re = 10^5$ получено $\alpha_1 / \alpha_{г\text{л}} = 1,88...1,49$ и $(\xi / \xi_{г\text{л}}) = 5,55...1,65$, что уменьшает объем на $0,822...0,7$. Следует отметить, что ни при каких значениях чисел Re и шагах закрутки ленты не удалось получить $\alpha_1 / \alpha_{г\text{л}} > \xi / \xi_{г\text{л}}$, то есть опережающего увеличения коэффициента теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления.

Эффективность шнековых вставок значительно ниже ленточных. Для шагов закрутки $S/D = 4...12$ получается $\alpha_1 / \alpha_{г\text{л}} = 1,75...1,16$ и $(\xi / \xi_{г\text{л}}) = 4,74...2,64$ при $Re = 10^4$ и $\alpha_1 / \alpha_{г\text{л}} = 0,88...0,58$ и $(\xi / \xi_{г\text{л}}) = 3,40...1,38$ при $Re = 10^5 = 1,90...2,67$.

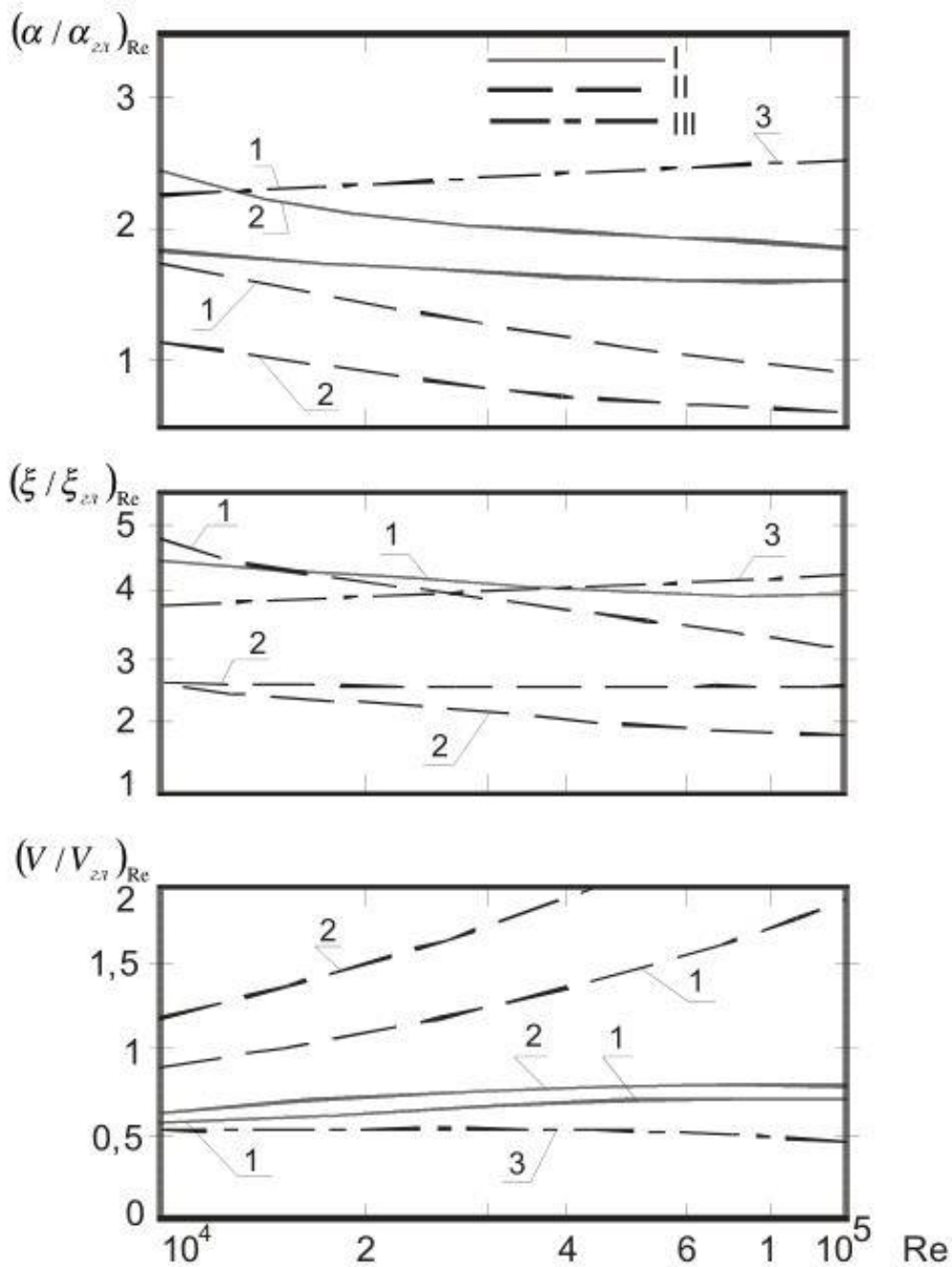


Рисунок 3. Влияние числа Re на увеличение коэффициентов теплообмена $(\alpha / \alpha_{г\text{л}})_{Re}$, гидравлического сопротивления $(\xi / \xi_{г\text{л}})_{Re}$ и на отношение объемов теплообменных аппаратов $V / V_{г\text{л}}$: I - закрутка потока винтовой лентой; II - закрутка потока шнеком; III - кольцевые диафрагмы; 1 - $S / D = 4$; 2 - 10; 3 - кольцевые диафрагмы с $d / D = 0,94$ и $t / D = 0,25$

Таким образом, незначительное повышение эффективности ($V/V_{эл} < 1$) можно получить при $S/D = 4$ и $Re = 10^4$. С ростом Re и S/D величина $V/V_{эл} > 1$, т. е. применение шнековых вставок даёт отрицательный результат, поскольку ухудшает параметры теплообменных аппаратов.

Использование кольцевых турбулизаторов позволяет в характерном для теплообменных аппаратов диапазоне изменения чисел $Re = 10^4 - 10^5$ обеспечить стабильное увеличение теплоотдачи в 2,3...2,43 раза при росте гидравлического сопротивления в 3,8...4,15 раза, что даёт возможность получить $V/V_{эл} = 0,52...0,50$ или уменьшить объём в 1,95...2,00 раза. Опережающий рост теплоотдачи в таких трубах достигается при значениях $d/D = 0,97...0,98$, при этом $V/V_{эл} = 0,5...0,6$.

Другие методы закрутки (спиральные каналы, закрутка потока на входе в канал, спиральные проволоочные вставки, спиральные или продольные рёбра внутри труб) менее эффективны, чем рассмотренные выше. Также менее эффективны такие методы, как организация пульсаций потока с помощью установленных на входе специальных пульсаторов и использование шероховатых поверхностей.

Литература

1. Дрейцер, Г.А. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами / Г.А.Дрейцер, С.А.Исаев, И.Е.Лобанов // Труды МАИ / МАИ. М., 2003.
2. Кузма-Китча, Ю.А. Методы интенсификации теплообмена: учеб. пособ. по курсу «Методы интенсификации теплообмена» / Ю.А.Кузма-Китча. М.:Изд-во МЭИ, 2001. 112с.
3. Щербаченко, И. К. Исследование интенсификации теплообмена в трубах с кольцевыми турбулизаторами плавной конфигурации / И. К. Щербаченко. М.: Изд-во МЭИ, 2003. С. 151-154.

УДК 62-6

СТРУЙНО-КАПЕЛЬНЫЙ ИЗЛУЧАТЕЛЬ. МАТРИЧНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Иванова О.А., Болбас И.А., Логоненков Р.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Сапун Н.Н.

Для радиоэлектронной, вычислительной и криогенной техники, авиации и космонавтики характерно использование особого типа теплообменных аппаратов – компактных, таких как тепловые трубы, матричные, капельные и струйно-капельные излучатели и др. При их создании и расчете необходимо учитывать не только особенности, характерные для данного типа теплообменника, но и условия, в которых теплообменник работает.

Струйно-капельный излучатель. В нем рабочая жидкость не заключается внутри кожуха или систем труб, вместо этого нагретая жидкость непосредственно выводится в космическое пространство, где она охлаждается вследствие процессов излучения без участия конвекции и теплопроводности. Это может привести к уменьшению массы единицы теплообменной поверхности и излучателя более чем на порядок и к повышению компактности теплообменного аппарата.

На рис.1 приведена схема такого теплообменника, получившего название жидкостного капельного радиатора (ЖКР), в нашей стране он больше известен как струйно—капельный излучатель (СКИ).

Теплоноситель 2 прокачивается через теплообменник 1 и подается в генератор капель 3, который представляет собой камеру высокого давления с большим числом отверстий микронного размера. Жидкость в виде струек вытекает из отверстий. Под воздействием вибрации эти струйки разбиваются на капли 4 определенного диаметра с равными промежутками между ними. Разбиение обеспечивает максимальную свободную поверхность капли при заданном объеме. Путем ориентации отверстий создается направленный поток капель, падающий в коллектор 5. Отвод теплоты происходит на участке между генератором и коллектором только излучением. В коллекторе капли объединяются в единый поток, который с помощью насоса 6 возвращается в теплообменник 1.

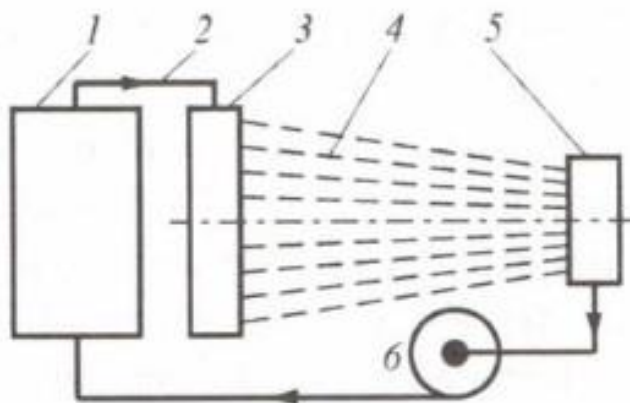


Рисунок 1. Схема струйно-капельного излучателя
(1 – теплообменник, 2 – теплоноситель, 3 – генератор капель, 4 – капли, 5 – коллектор, 6 – насос)

Преимущества СКИ:

1. Компактность.
2. Излучающая поверхность СКИ нечувствительна к воздействию потоков микрометеоритов (исключая возможность пробоя).

3. Обеспечивается достаточная простота развертывания СКИ в космосе при помощи раздвижного устройства.
4. В сложенном положении СКИ занимает малый объем в грузовом отсеке транспортного корабля или ракеты-носителя.
5. В течение длительного периода времени СКИ могут работать в заданном температурном интервале.

При разработке энергосистем, работающих в условиях Земли, обычно стремятся спроектировать силовые установки с высоким термическим КПД или низкими эксплуатационными расходами. Количество теплоты, которое может быть отведено излучением от площади определенных размеров, обычно меньше количества теплоты, которое можно было бы отвести при наличии конвекции и теплопроводности. Особенности теплообмена в космическом пространстве не позволяют использовать для обеспечения теплового режима готовые, апробированные в земных условиях технические решения. Трудности же, а иногда и невозможность воспроизведения условий теплообмена космического аппарата во время полета, при испытаниях в земных условиях делают часто расчет единственным средством получения информации о распределении температур по элементам космического аппарата. Только математическое описание и тепловой расчет дают возможность наиболее полно и однозначно представить тепловые взаимодействия, выделить основные параметры, характеризующие их, проверить влияние этих параметров на температурное состояние тех или иных элементов и в конечном счете получить зависимости, позволяющие прогнозировать возможные температуры при любых внешних и внутренних тепловых возмущениях.

При выполнении теплового расчета СКИ можно отметить следующие основные задачи:

- 1) определение параметров СКИ и проведение тепловых расчетов для сравнения различных вариантов и выбора оптимального;
- 2) выбор теплоносителя, его расход, запас для компенсации потерь за счет испарения;
- 3) определение необходимой площади радиационных поверхностей (размеров капель и капельного листа, параметров генератора и коллектора капель);
- 4) определение скорости и времени полета капель от генератора до коллектора капель.

При разработке расчетной модели СКИ сначала выбирают его схему. Излучающей поверхностью СКИ является капельный поток, который может иметь разные геометрические параметры и оптические характеристики, поэтому рассматривают два варианта расчета СКИ.

Первый вариант – при низкой капельной плотности капли излучают тепловую энергию независимо друг от друга. Такой вариант СКИ отличается наименьшей массой при наибольших размерах. Такой СКИ может применяться при использовании в качестве теплоносителей вакуумных масел или силиконовых жидкостей, которые обладают высокой излучательной способностью (от 0.5 до 0.85). В данном случае используется модель оптически тонкого капельного слоя.

Второй вариант расчета СКИ – при более высокой капельной плотности. В этом случае возрастает оптическая толщина капельного листа, поэтому излучение капель, расположенных ближе к центральной части листа, ослабляется соседними каплями. Тем не менее, суммарная излучательная способность капельного листа увеличивается благодаря многократному отражению соседними каплями, в связи с чем снижается необходимая площадь излучения листа.

При выборе теплоносителя для СКИ возникает много проблем, которые требуют своего решения, но главной является проблема обеспечения минимальных потерь капельной жидкости за счет испарения.

Матричные теплообменники. Матричные теплообменные аппараты — аппараты нового типа, как в конструктивном, так и в технологическом отношении. Поверхностью теплообмена в таких аппаратах служит матрица – многослойный пакет, набранный из

металлических сеток или перфорированных пластин (ПП), между которыми в чередующемся порядке уложены прокладки (рис. 2). Слои сеток или перфорированных пластин являются теплопередающими элементами матричной поверхности. Прокладки определяют число и форму каналов для движения теплоносителей, а их перемычки формируют стенки между каналами и обеспечивают герметичность матрицы.

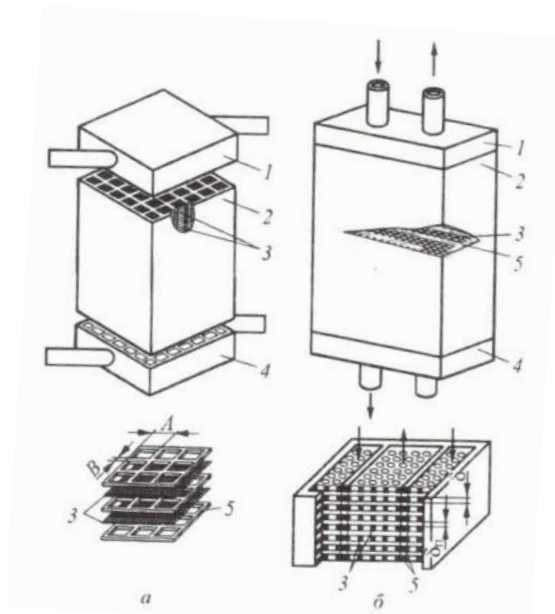


Рисунок 2. Конструктивные схемы матричных теплообменников: сетчатого с шахматным расположением каналов (а), из ПП с параллельным расположением каналов (б); (1, 4 – коллекторы, 2 – матрица, 3 – элемент поверхности теплообмена, 5 – прокладка)

Преимущество матричных теплообменников перед пластинчато-ребристыми – это работоспособность при высоком давлении (20 МПа и выше). Однако широкое применение этих аппаратов ограничено относительно сложной, но в то же время прогрессивной и перспективной технологией их изготовления.

В сетчатых теплообменниках применяют плетеные или листовые сетки из меди, латуни или других металлов с высокой теплопроводностью, в качестве прокладок используют неметаллические материалы с малой теплопроводностью: бумагу, стеклоткань, полимерные материалы и др. Герметизацию таких конструкций осуществляют с помощью специальных клеев, наносимых на прокладки. В таких конструкциях теплопроводность матрицы в поперечном направлении (вдоль слоя элемента) велика, в продольном (от коллектора к коллектору) — мала. Эта особенность конструкции матричных аппаратов обуславливает их высокую эффективность.

Для изготовления матричных аппаратов из ПП или листовой сетки применяют вакуумно-диффузионную сварку. В таких сварных аппаратах прокладки выполняют из металла, теплопроводность которого значительно ниже, чем у ПП. Сварные теплообменники работоспособны при высоком давлении (до 40 МПа) и в широком диапазоне температур (от 5 до 673 К) при использовании различных теплоносителей — воды, масла, керосина, воздуха, гелия и других жидкостей, и газов. Теплопроводность таких матриц в продольном направлении выше, чем у клеевых, однако отклонение размеров каналов от номинальных в таких конструкциях минимально.

Сетчатые теплообменники можно изготавливать из латунной плетеной сетки, что обуславливает определенную схему расположения каналов в поперечном сечении матриц теплообменника. Наиболее рациональным является шахматное расположение каналов квадратной формы со сторонами, параллельными проволочкам сетки (рисунок 3, а).

В конструкции с параллельными каналами (рисунок 3, б) сечения каналов для разных потоков могут быть различными в зависимости от ширины каналов при одинаковой длине. В этом случае плетеную сетку располагают в диагональном направлении, при котором проволоочки составляют угол в 45 градусов с направлением каналов.

Теплообменники с матрицами из ПП могут иметь каналы самой разнообразной формы и расположения по сечению аппарата; отверстия перфорации могут быть квадратными,

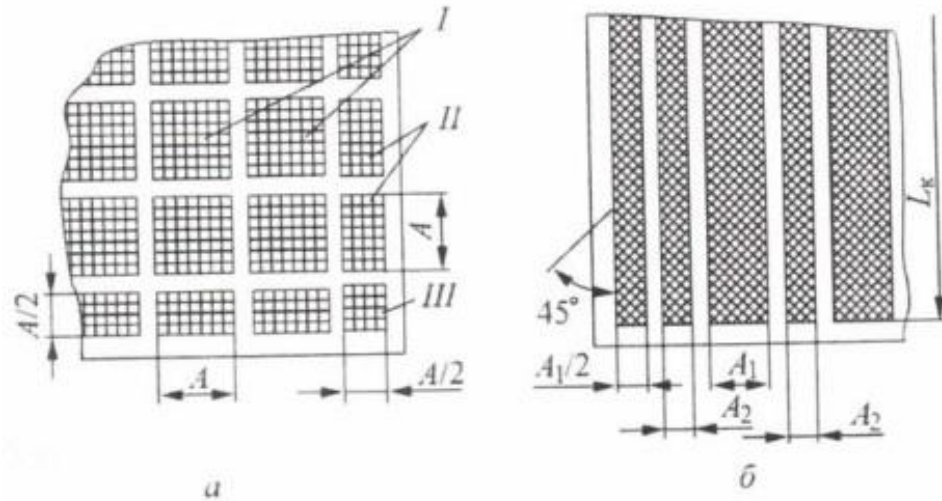


Рисунок 3. Схемы расположения проволочек плетеной сетки по отношению к сторонам каналов при шахматном (а) и параллельном (б) размещении

круглыми, овальными, щелевыми и др. (рисунок 4). Исходными заготовками служат листы из меди, алюминия, алюминиевых и медных сплавов различной толщины. Шаг расположения отверстий и их диаметры могут меняться в широком диапазоне.

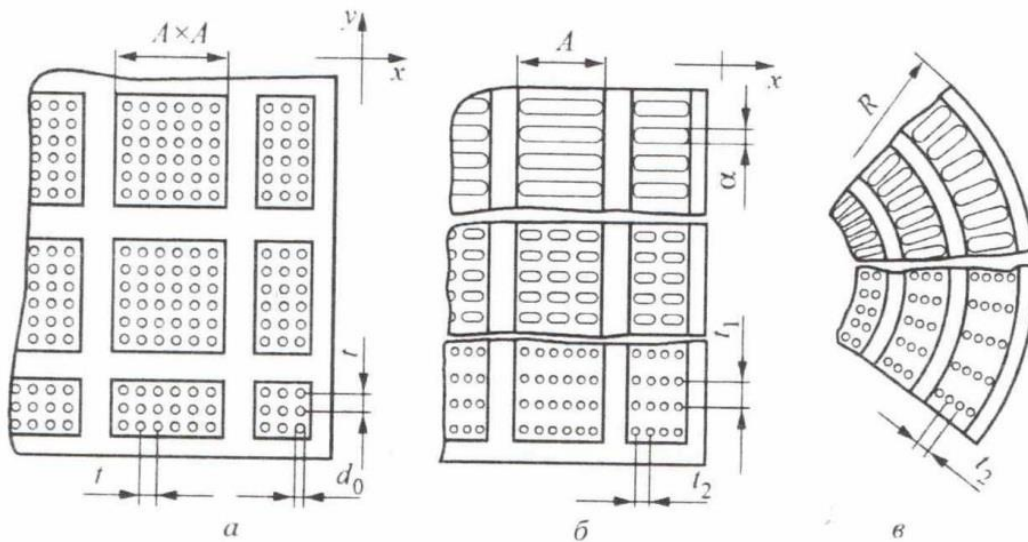


Рисунок 4. Формы отверстий перфорации и схемы их рационального размещения в пластине при шахматном (а), параллельном (б) и концентрическом (в) расположении каналов

Наибольшее распространение получили ПП с круглыми отверстиями, применимые практически при любом расположении каналов.

Матричные поверхности теплообмена имеют регулярную структуру, их геометрические характеристики можно точно рассчитать по известным исходным параметрам.

Тепловой и гидродинамический расчеты матричных теплообменников принципиально не отличаются от расчетов пластинчато-ребристых аппаратов. При расчете

гидродинамического сопротивления также следует определять все составляющие потерь давления, однако в матричных аппаратах основную долю потерь составляет собственное гидравлическое сопротивление матриц.

Литература

1. Теплотехника: учебник для вузов / под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2011. – 792 с. : ил.

УДК 621.548

АНАЛИЗ СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛЫ ВЕТРА ДЛЯ ЗАДАЧ ВЕТРОЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКИ

Ковтун Г.К.

Научный руководитель - д.ф.-м.н., доцент Доброго К.В.

Для моделирования ветроэлектрогенерации в системе «Генератор – накопитель – потребитель», отладки алгоритмов управления работой накопителей электроэнергии необходимы модели генерации адекватные реальным графикам силы ветра и близкие к ним по основным статистическим характеристикам, - имитационные модели ветрогенерации.

Одним из подходов к моделированию графика силы ветра является использование стохастических моделей, например, «броуновского движения» [1]. Другие статистические методы и примеры моделирования сложных систем приводятся в [2,3]. Однако для создания таких моделей необходимо знание основных статистических характеристик реальных графиков силы ветра для использования этих данных при конструировании и настрое соответствующих моделей.

Первичные данные по силе ветра в Беларуси формируются гидрометеослужбой Беларуси или в рамках заказных исследований, например, при проектировании крупных ветропарков. На портале Гидрометра РБ [4] имеются среднемесячные данные по силе ветра по направлениям для ряда населенных пунктов. Данные получены в основном при 10 минутном осреднении показаний анемометров. Здесь же имеются прогностические карты. На сайте [5] имеются метеорологические данные по нескольким десяткам населенных пунктов Беларуси, полученные на высоте 10-12 метров с интервалом 3 часа.

В СНБ 2.04.02-2000 «Строительная климатология» приводятся данные по среднегодовой силе ветра для различных регионов Беларуси. Скорость ветра определяется по усредненному показателю анемометра за 2- 10 минут. Даны средние скорости за холодный период, максимальная из средних скоростей по румбам в январе, среднее число дней с скоростью более 10 м/с за холодный период.

Более детальные данные по скорости ветра в широком доступе имеются для Российской Федерации. На сайте высотной метеорологической мачты г. Обнинска [6] имеются архивы метеоданных с часовым интервалом за период более 10 лет. Применение таких данных позволяет осуществить построение функций распределения скорости ветра, анализа суточной, недельной, месячной и годовой изменчивостей распределения ветра, хотя для нужд конкретных проектов, необходимо использовать местные метеорологические данные.

В данной работе проведен анализ вариабельности месячных и годовых графиков силы ветра, а также автокорреляционные функции этих графиков основанный на метеорологических данных. Показаны также различия статистических характеристик графиков силы ветра на разных высотах измерения.

Определим вариабельность распределений скорости ветра, установленных за два последовательных периода времени F_1 и F_2 как относительная величина среднеквадратичных отклонений этих распределений друг от друга

$$Var(F_1, F_2) = \frac{1}{\max(F_1)} \sqrt{\frac{1}{N_{\max}} \sum_i^{N_{\max}} (F_1(i\Delta x) - F_2(i\Delta x))^2}, \quad (1)$$

Стандартным шагом по скорости для распределения является $\Delta x = 1$ м/с.

На рисунках 1-6 приведены статистические характеристики графиков силы ветра.

На рис.1 приводится характерное месячное распределение силы ветра для трех высот измерения (8, 121, 321 м) за летний сезон - июль 2016. Оси абсцисс соответствует скорость ветра с шагом 1 м/с. Оси ординат - доля зарегистрированных значений скорости ветра в

пределах шага от общего числа зарегистрированных значений за обозначенный период. Из графика видно, что максимальное значение ветра и среднестатистическое его значение выше для больших высот измерения. При этом разница между полем скоростей на высотах 121 и 321 м невелика. Это связано с естественным торможением потока при взаимодействии с рельефом и поверхностными препятствиями.

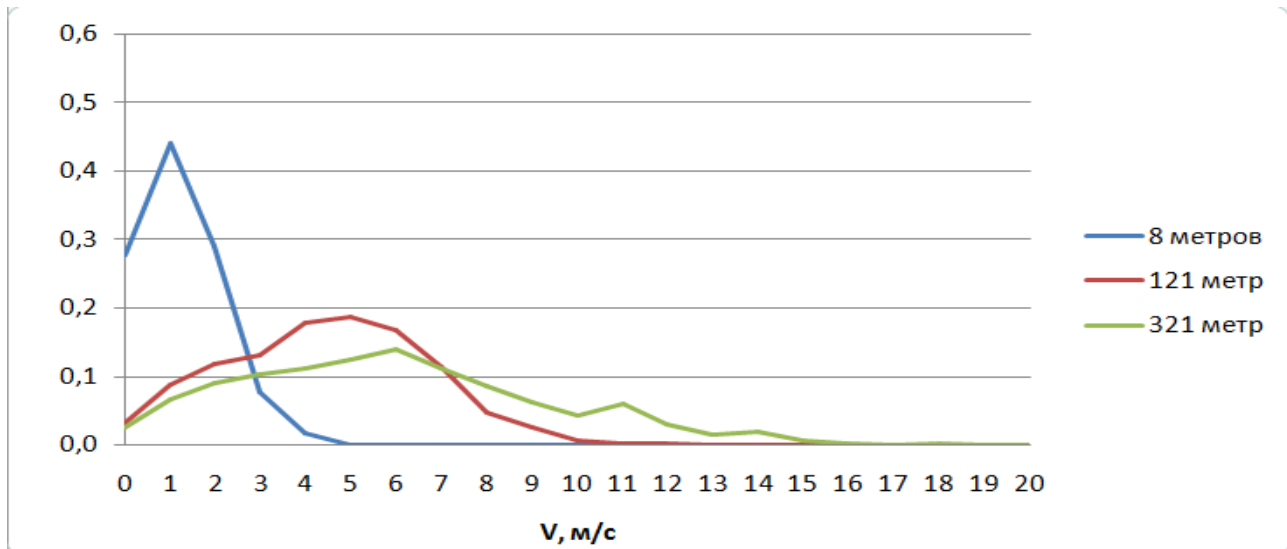


Рисунок 1. Характерное месячное распределение силы ветра для трех высот измерения (8, 121, 321 м). Летний сезон, июль 2016. Обозначение кривых – в поле графика

Аналогичный график распределения силы ветра за декабрь 2015 приведен на Рис.2. В целом графики Рис.1,2 схожи, однако средняя сила ветра в зимний сезон существенно выше, а также сильнее выражено различие значения скорости ветра по мере удаления от поверхности Земли.

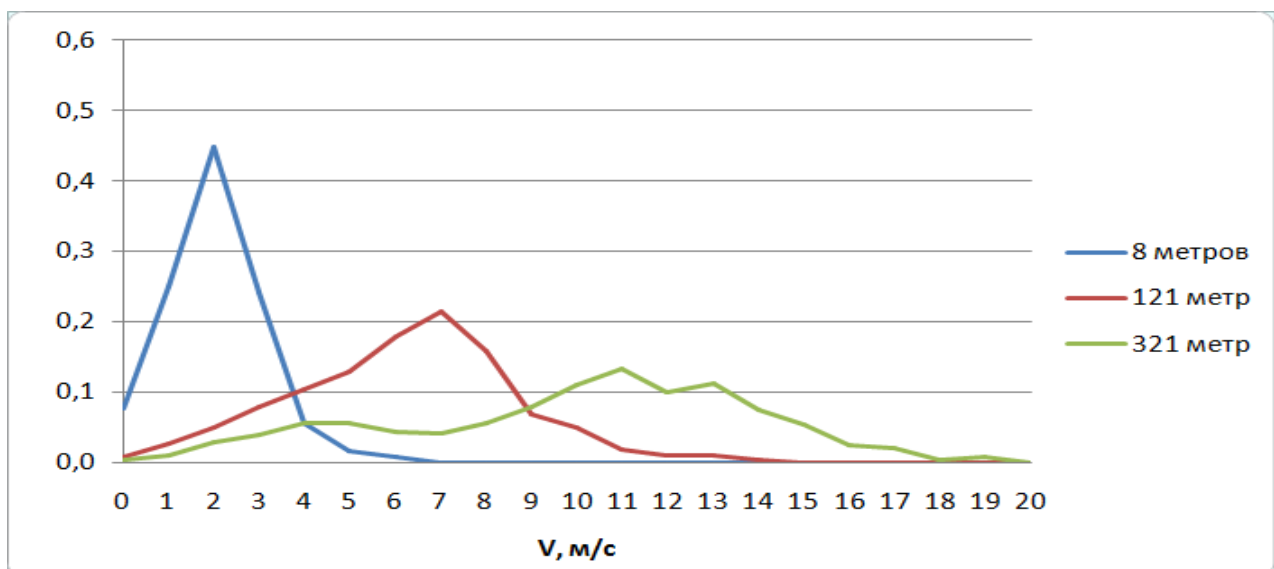


Рисунок 2. Характерное месячное распределение силы ветра для трех высот измерения (8, 121, 321 м). Зимний сезон, декабрь 2015.

На Рис.3. представлено среднегодовое распределение силы ветра за 2016 год.

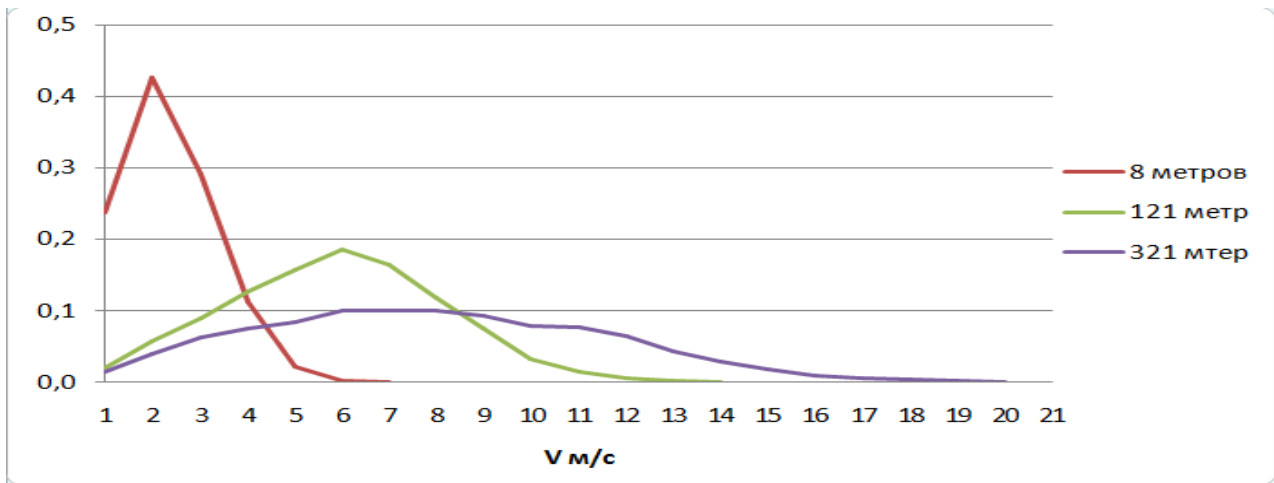


Рисунок 3. Среднегодовое распределение силы ветра для трех высот измерения за 2016 год.

На Рисунок 4. представлена вариабельность месячных распределений силы ветра за 2016 год (для трех высот измерений). По оси абсцисс указан порядковый номер сравниваемых помесечных данных (1 соответствует сравнению первого и второго календарного месяцев и т.д.). Ось ординат представлена относительной величиной, вычисляемой по (1).

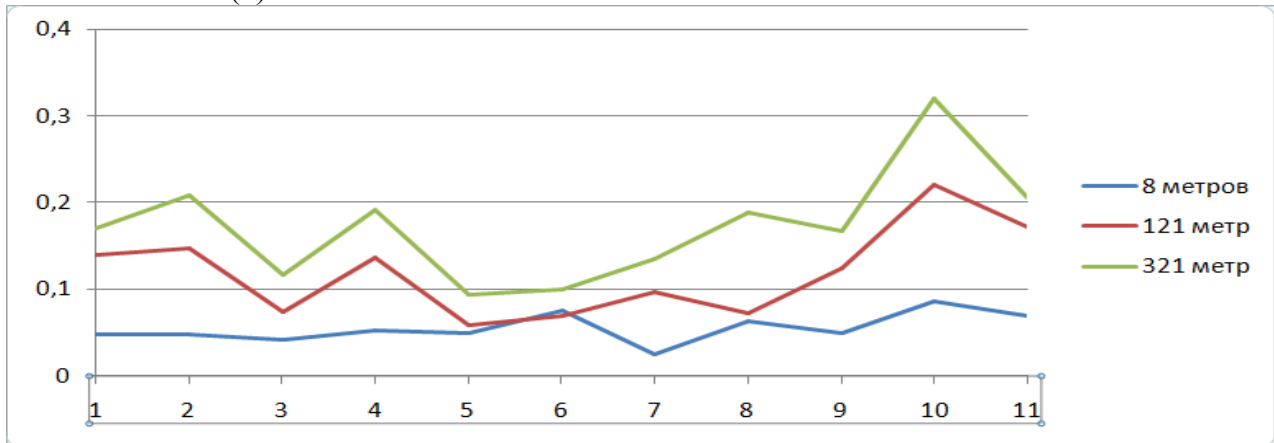


Рисунок 4. Вариабельность месячных распределений силы ветра за 2016 год (для трех высот измерений).

Аналогичный график вариабельности, но уже для среднегодовых распределений силы ветра (с 2010 по 2016 год) представлен на Рис 5. Здесь каждое деление оси абсцисс представляет собой порядковый номер сравниваемых годовых распределений. 1 соответствует сравнению данных за 2010 и 2011 гда, 2 – данных за 2011 и 2012 года и т.д.

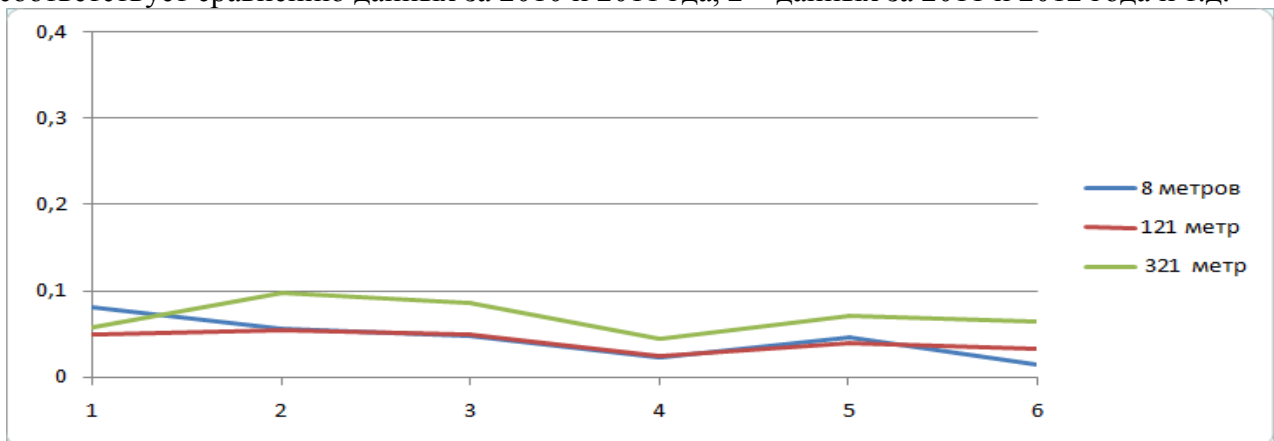


Рисунок 5. Вариабельность годовых распределений силы ветра 2010-2016 гг. (для трех высот измерений).

Анализируя графики вариабельности, можно отметить следующее:

1. Годовые вариабельности силы ветра существенно ниже (до 2 раз) месячных вариабельностей;
2. В течение года имеет место существенное сезонное изменение силы ветра (с усилением ветра в зимний период) и вариабельности силы ветра, достигающей относительного значения ~ 0.3 .
3. В течение периода 2010-2016 года имеется незначительная, но постоянная тенденция к уменьшению среднегодовой вариабельности силы ветра
4. Вариабельность годовых распределений ветра, измеренных на высоте 8 и 121 метр практически совпадают, в то время как эта же величина на высоте 321 м выше.
5. Вариабельность месячных распределений выше для более высотных измерений.
6. Вариабельности месячных и годовых распределений для силы ветра измеренной на высоте 8 метров близки и находятся в диапазоне 0.05- 0.1.

На рисунках 6-7 представлены графики автокорреляции силы ветра в зимний период (декабрь месяц) за два года. Для каждого года: 2015 и 2016 приведено по три графика для трех высот измерений (8 метров, 121 и 321 метр). Ось абсцисс представляет собой последовательные уровни временного ряда, между которыми исследуется корреляционная зависимость, с шагом в 1 час. Ось ординат – величина коэффициента корреляции, на каждом временном интервале.

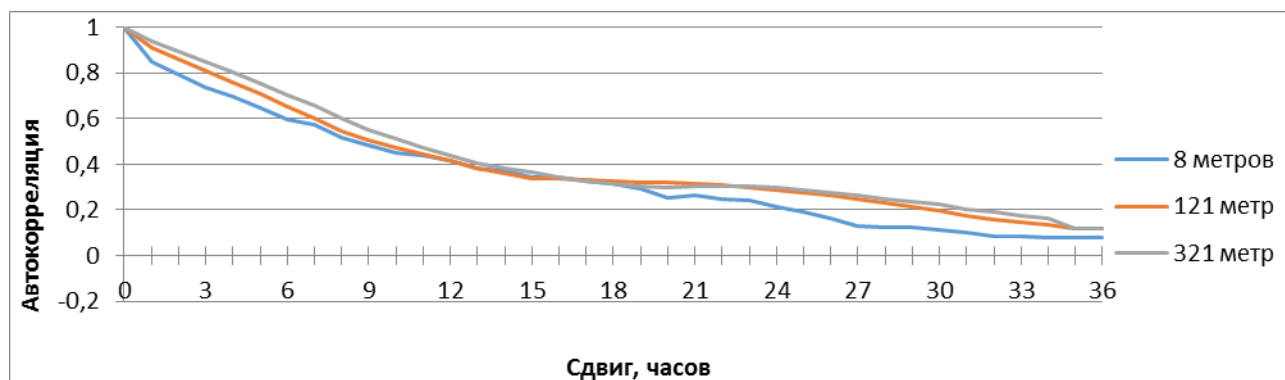


Рисунок 6. Автокорреляционная функция силы ветра за декабрь 2015 года.

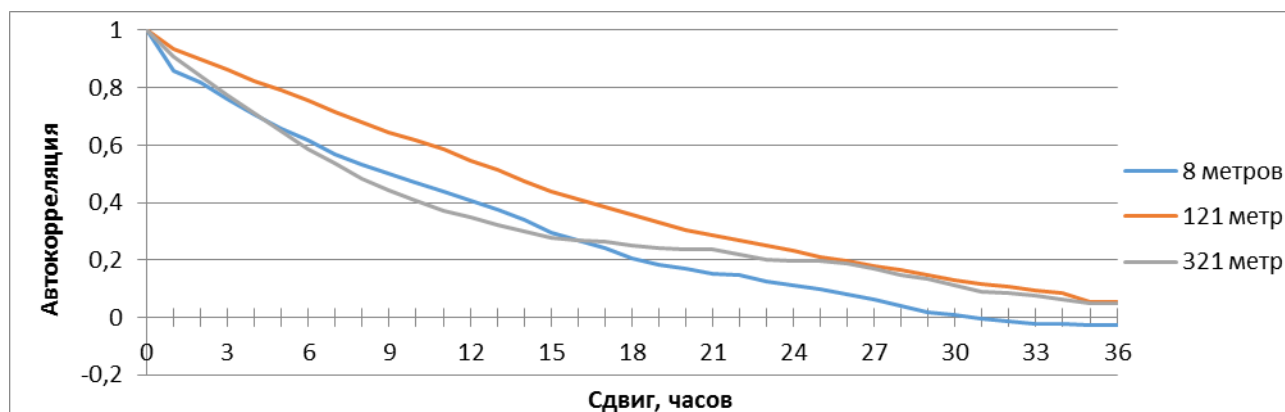


Рисунок 7. Автокорреляционная функция силы ветра за декабрь 2016 года.

На рисунках 9-10 представлены аналогичные графики, но уже за летний период (июль месяц).

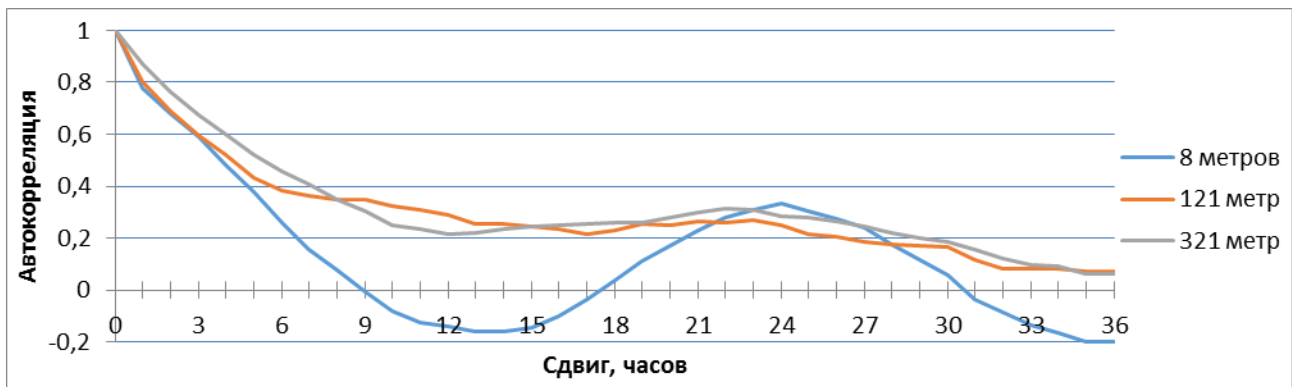


Рисунок 9. Автокорреляционная функция силы ветра за июль 2015 года.

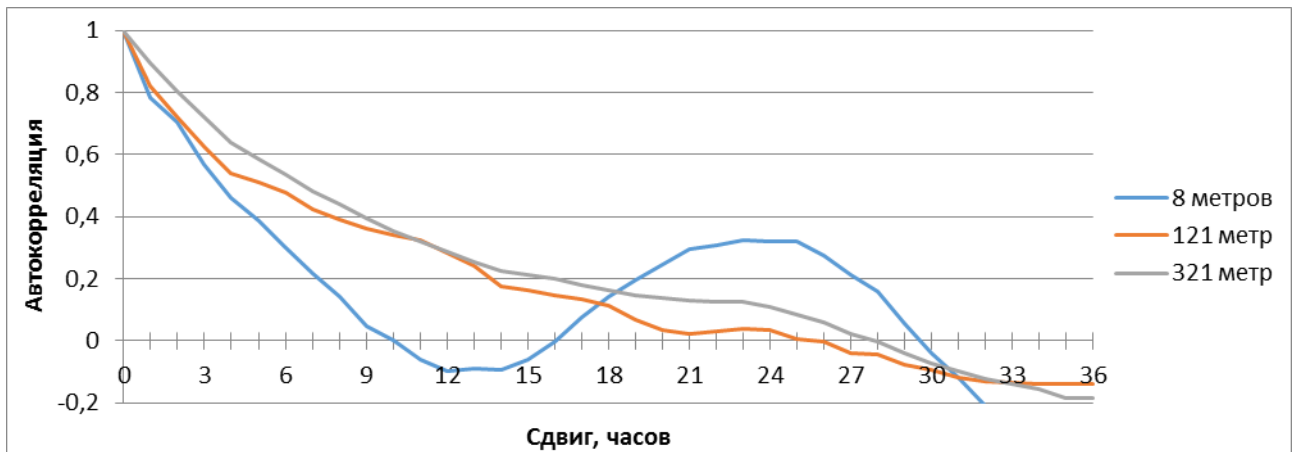


Рисунок 10. Автокорреляционная функция силы ветра за июль 2016 года.

Анализируя графики автокорреляции, можно отметить следующее:

1. Типичное характерное время автокорреляции скорости ветра в зимний период составляет около 9-11 часов.
2. В летний период этот показатель составляет около 4-6 часов.
3. В целом уровень автокорреляции наибольшей высоте – более высокий.
4. На малой высоте показатель автокорреляции более нестабилен, нежели на большей высоте, что связано с большими колебаниями скорости ветра на малых высотах
5. Графики автокорреляции аналогичных периодов за разные годы крайне схожи, что говорит о сезонном изменении скорости ветра.

Выводы

В работе проанализированы статистические характеристики графиков силы ветра по данным метеорологической станции г. Обнинск. Сделаны выводы об основных особенностях помесечной и годовой вариабельности распределений силы ветра за последние 6 лет.

Данные исследования будут использованы для построения имитационных моделей силы ветра и ветроэлектрогенерации для оптимального конструирования энергетических систем, связанных с ветроэлектрогенерацией.

Литература

1. Yuanshi Zhang, Aina Tian, Yanlin Pan. Research on Wind Power Simulation Model. Industrial Engineering, Machine Design and Automation (IEMDA 2014) & Computer Science and Application (CCSA 2014). Proceedings of the Congress. World Scientific Publ. 2015. - P.14-130.
2. Philipoppoulos K., Deligiprgi D. Statistical simulation of wind speed in Athens, Greece based on Weibull and ARMA models. Int. J. of Enegrgy and Environment.- 2009.-Issue4.- V.3.- P.151-158.

3. Design and performance optimisation of stand-alone and hybrid wind energy systems E. KONDILI, TEI of Piraeus, Greece коллективной монографии Каделлисса моделирование и экономическая оптимизация
4. Справочник по климату Беларуси [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://hmc.by/справочник-по-климату-Беларуси-Ветер>. – Дата доступа: 15.04.2017
5. Прогноз погоды. Беларусь [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://rp5.by>. – Дата доступа: 15.04.2017
6. Высотная метеорологическая вышка карта [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://typhoon-tower.obninsk.org/ru>. – Дата доступа: 15.04.2017

УДК 66.01(076)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБАХ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

При расчете и выборе теплообменного аппарата проектировщик вынужден принимать ряд величин произвольно, чаще из рекомендуемого диапазона. К такой величине, например, относится скорость движения теплоносителя в трубах теплообменного аппарата. Поэтому приходится делать ряд вариантов расчета, для того чтобы выбрать наиболее рациональный. При таком методе расчета теплообменников объем расчетных вариантов и сам выбор аппарата зависят от субъективных факторов. Поэтому наиболее рационально расчет и выбор теплообменного аппарата рассматривать как задачу оптимизации.

Проектирование теплообменников, входящих в теплотехнологическую систему, должно быть подчинено основной задаче – обеспечению их высокой экономической эффективности. Основной характеристикой экономической эффективности является минимальный уровень приведенных затрат. Формула для определения сравнительной экономической эффективности

$$\min(\Pi) = \min(S + EK), \text{ BYN/год}, \quad (1)$$

где K - капитальные вложения на изготовление аппарата и его монтаж, BYN;

S - текущие расходы при эксплуатации теплообменника, BYN/год;

E – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, определяющий период окупаемости проекта, год⁻¹.

Скорость теплоносителя в трубах теплообменного аппарата является аргументом, определяющим интенсивность теплообмена, а значит для заданной тепловой нагрузки величину поверхности теплообмена аппарата и, как следствие, габариты, металлоемкость и стоимость его. В то же время от скорости теплоносителя (движущего напора) зависит мощность насоса, то есть расход электроэнергии на его привод, что при неизменных расходах теплоносителей и их стоимости, в основном предопределяет эксплуатационные затраты на теплообменную установку. Выбор оптимального варианта скорости теплоносителя предполагает многовариантные расчеты и поэтому выполнялся с помощью электронных таблиц Excel.

В основу расчетов по определению оптимальной скорости движения воды в трубах теплообменника был положен спроектированный кожухотрубный аппарат, выполняющий функции сетевого подогревателя с тепловой нагрузкой $Q = 8$ МВт (температурный режим воды $t'_B = 40^\circ\text{C}$, $t''_B = 110^\circ\text{C}$, давление греющего насыщенного водяного пара 0,2 МПа) по следующей методике.

Число труб в одном ходу конденсатора

$$n = \frac{4G_B}{\pi d_{BH}^2 \rho_B w_B}, \quad (2)$$

где G_B - расход сетевой воды, кг/с; ρ_B - плотность воды при средней ее температуре, кг/м³; d_{BH} - внутренний диаметр труб, м (приняты трубы диаметром 20x2 мм); w_B - варьируемая скорость воды в трубах теплообменника, м/с.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи от пара к поверхности трубы α_D , от трубы к воде α_B и коэффициента теплопередачи k осуществлялись по классическим методикам теории теплообмена, а поверхность теплообмена аппарата по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}}, \text{ м}^2, \quad (3)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ - средний температурный напор в конденсаторе, °C.

Общее гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по трубному пространству

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda_{\text{тр}} L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi \right) \Delta P_{\text{д}}, \text{ Па}, \quad (4)$$

где L - длина труб, $L = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} n z}$, м; $\lambda_{\text{тр}}$ - коэффициент трения стальных труб,

$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}$; $\Delta P_{\text{д}}$ - динамический напор воды в трубах, $\Delta P_{\text{д}} = \frac{w_{\text{в}}^2 \rho_{\text{в}}}{2}$, Па; $\sum \xi$ - суммарный коэффициент местных сопротивлений, $\sum \xi = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4) z + \xi_5 (z - 1)$, где z - число ходов в теплообменном аппарате; ξ - местное сопротивление: ξ_1 - вход воды в камеру, ξ_2 - вход воды в трубы, ξ_3 - выход воды из труб, ξ_4 - выход воды из камеры, ξ_5 - поворот на 180° из хода в ход. Из [1] $\xi_1 = \xi_4 = 1,5$; $\xi_2 = \xi_3 = 1,0$; $\xi_5 = 2,5$.

Мощность насоса, подающего воду в теплообменник,

$$N_{\text{э}} = \frac{G_{\text{в}} \Delta P 10^{-3}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{эд}}}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

где $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{эд}}$ - КПД насоса и электродвигателя, приняты $\eta_{\text{н}} = 0,8$ и $\eta_{\text{эд}} = 0,93$.

Годовой расход электроэнергии на перекачку воды

$$\Xi = N_{\text{э}} \tau, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{год}}, \quad (6)$$

где τ число часов использования мощности насоса, принято $\tau = 4500$ ч/год.

Начальная стоимость теплообменного аппарата

$$K = \Pi_{\text{Т.А}} \cdot F, \text{ тыс. BYN}, \quad (7)$$

где $\Pi_{\text{Т.А}}$ - стоимость 1 м² поверхности нагрева теплообменного аппарата, принята в расчетах $\Pi_{\text{ТА}} = 1$ тыс.BYN/м². При расчете условно принято, что капиталовложения по насосной установке остаются постоянными при изменении скорости воды в трубах теплообменника.

Ежегодные эксплуатационные расходы, учитываемые при оптимизационных расчетах

$$S = k_{\text{а}} K + \Pi_{\text{э}} \Xi, \text{ тыс. BYN /год}, \quad (8)$$

где $k_{\text{а}}$ - доля годовых отчислений на амортизацию и текущий ремонт теплообменника, $k_{\text{а}} = 0,10$;

$\Pi_{\text{э}}$ - стоимость электроэнергии, на период проведения исследований, $\Pi_{\text{э}} \approx 2 \text{ BYN / (кВт} \cdot \text{ч)}$.

Ежегодные приведенные затраты

$$\Pi = S + E K, \text{ тыс. BYN /год}, \quad (9)$$

где E - нормативный коэффициент эффективности, $E = 0,15$.

По вышеописанной методике проведено аналитическое исследование зависимости годовых отчислений на амортизацию и текущий ремонт аппарата, эксплуатационных расходов и ежегодных приведенных затрат для нескольких значений скорости воды в трубах теплообменника (0,4...1,6 м/с). Некоторые результаты расчета представлены в таблице 1. На

основании проведенного аналитического исследования построены графики зависимостей $EK = f(w_B)$, $S = f(w_B)$, и $\Pi = f(w_B)$ (рисунок 1) и определена оптимальная скорость воды в аппарате, соответствующая минимуму приведенных затрат, которая для принятых исходных данных составила $w_B^{OPT} = 0,8$ м/с.

Таблица 1. Основные результаты расчета

Определяемая величина	Скорость воды w_B , м/с						
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Число труб в одном ходу	347	278	231	198	174	154	139
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	859	904	940	968	992	1012	1029
Поверхность теплообмена, м ²	277	263	253	246	240	235	231
Общее сопротивление теплообменного аппарата по трубному пространству, Па	2884	4873	7516	10878	15022	20008	25892
Мощность насоса, подающего воду в теплообменный аппарат, кВт	0,108	0,183	0,282	0,408	0,563	0,750	0,971
Годовой расход электроэнергии на перекачку воды, кВт·ч	487	822	1268	1835	2535	3376	4369
Начальная стоимость теплообменного аппарата, BYN	276658	262780	252932	245509	239672	234934	230993
Годовые отчисления на амортизацию и текущий ремонт теплообменника, тыс. BYN/год	27,67	26,28	25,29	24,55	23,97	23,49	23,10
Ежегодные эксплуатационные расходы, тыс. BYN/год	28,64	27,92	27,83	28,22	29,04	30,24	31,84
Ежегодные приведенные затраты, тыс. BYN/год	70,14	67,34	65,77	65,05	64,99	65,48	66,49

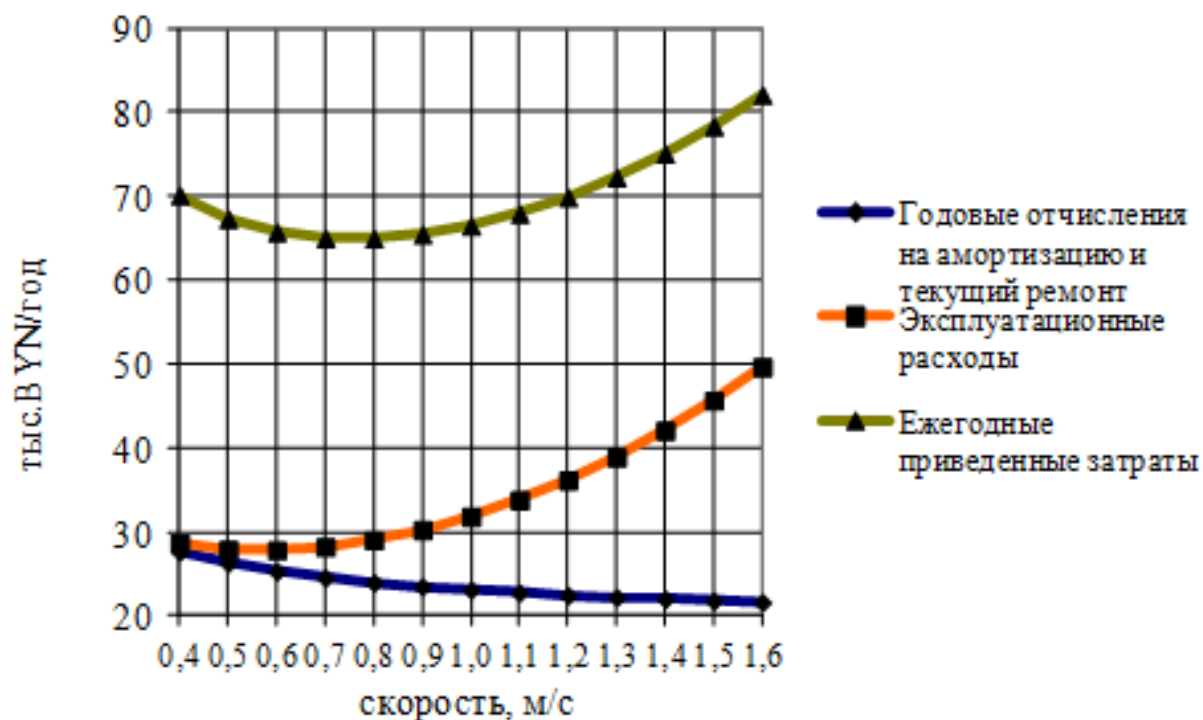


Рисунок 1. Зависимость ежегодных приведенных затрат от скорости теплоносителя в трубах теплообменного аппарата

Литература

1. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – 2-е изд. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
2. <http://bank-explorer.ru/finansy/normativnyj-koefficient-effektivnosti-kapitalnyx-vlozhenij.html>
3. <http://mysagni.ru/fea/ait/1214-metodika-rascheta-ekonomicheskoy-effektivnosti-vnedreniya-novoy-tehniki-i-tehnologii.html>

УДК 621.577

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Османов К.О., Хатянович П.П.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Экономия топливно-энергетических ресурсов на предприятиях любого профиля достигается повышением энергетического КПД оборудования путем улучшения организации технологических процессов и режимов работы машин и аппаратов (сокращения непроизводительных затрат), а также вовлечением в производство вторичных энергоресурсов. Оба пути обладают высоким энергетическим и экономическим эффектом.

На предприятиях пищевой промышленности для реализации технологических процессов часто требуется использование холодильных машин. Так, например, на молочных комбинатах, мясоперерабатывающих заводах, на пивоваренных заводах работают крупные централизованные холодильные установки. В то же время в течение всего года на данных предприятиях существует большая потребность в горячей воде, применяемой как в технологических целях, так и для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения производственных и жилых помещений. Таким образом, имеются все условия для выгодного применения тепловых насосов.

В работе изучен вопрос возможного применения теплового насоса в технологии пастеризации молока на предприятии молочной промышленности. Принципиальная схема установки представлена на рисунке 1.

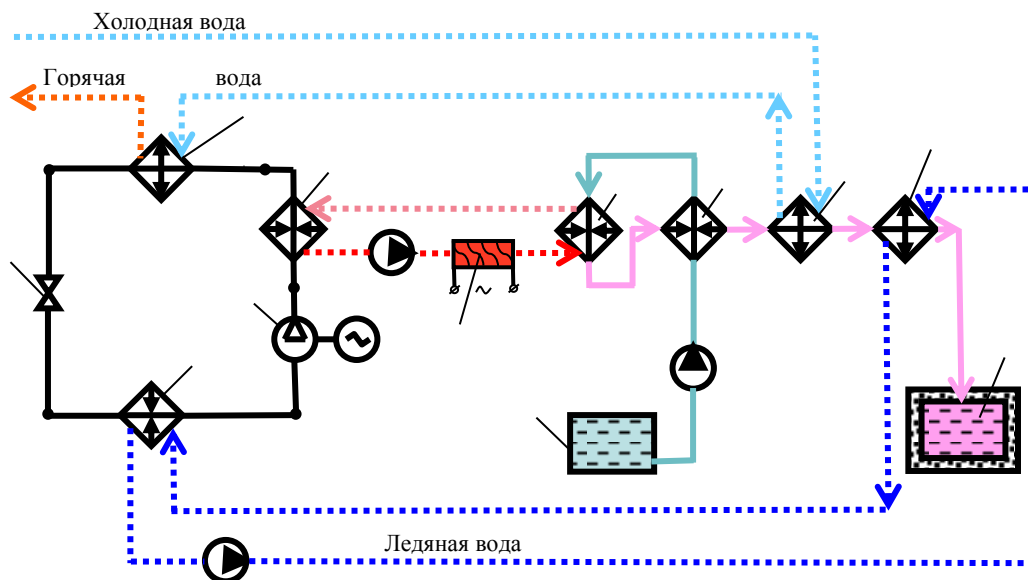


Рисунок 1 – Принципиальная схема установки пастеризации молока с использованием теплового насоса

I - компрессор с электроприводом; II – охладитель рабочего тела теплового насоса; III - конденсатор; IV - дроссельный вентиль; V - испаритель; VI – емкость необработанного молока; VII – емкость для пастеризованного молока; VIII – электронагреватель; IX – теплообменник пастеризации; X – регенеративный подогреватель необработанного молока пастеризованным; XI - охладитель пастеризованного молока холодной водопроводной водой; XII - охладитель

Холодное необработанное молоко подается насосом в теплообменник X, выполняющего функции регенератора, где оно нагревается горячей пастеризованным

молоком, выходящим из пастеризатора IX, и направляется в пастеризатор. В нем молоко нагревается до температуры $\sim 75^{\circ}\text{C}$ горячей водой, подогретой в охладителе рабочего тела II теплового насоса, а затем до температуры $\sim 85^{\circ}\text{C}$ в электронагревателе.

Вышедшее из пастеризатора молоко проходит через регенератор, где частично охлаждается и направляется в охладители XI и XII. В охладителе XI в качестве охлаждающей среды используется холодная водопроводная вода, а в охладителе XII – ледяная вода, поступающая из испарителя теплового насоса. В результате пастеризованное молоко охлаждается до температуры $\sim 6^{\circ}\text{C}$ и сливается в теплоизолированную емкость VII.

Работа теплового насоса позволяет:

- получить ледяную воду в испарителе V за счет кипения в нем рабочего тела (фреона);
- использовать теплоту перегрева фреона, сжатого в компрессоре I, для частичного подогрева воды, применяемой в качестве греющего теплоносителя в пастеризаторе;
- использовать теплоту конденсации фреона для подогрева в конденсаторе III водопроводной воды до температуры $45\ldots 50^{\circ}\text{C}$ и последующего использования ее в технологических целях.

Расчет цикла холодильно - теплонасосной установки, рабочим телом которой был принят фреон R21, позволил найти удельные (на 1 кг хладагента) тепловые нагрузки теплообменников (конденсатора III, испарителя V и охладителя хладагента II) и работу, затраченную на привод компрессора I.

$$q_V = q_o = i_1 - i_4 = 443 - 253 = 190 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (1)$$

$$q_{II} = i_2 - i_{2''} = 497 - 470 = 27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2)$$

$$q_{III} = q_k = i_{2''} - i_3 = 470 - 253 = 217 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3)$$

$$l_k = i_2 - i_1 = 488 - 443 = 54 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4)$$

Расчет схемы (рисунок 1) осуществлен при условии производительности установки по пастеризованному молоку 6 т/ч (примерная производительность молочного завода г. Молодечно, РБ). Результаты расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные расчетные характеристики схемы пастеризации молока

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
Расход молока	G_M	кг/с	1,67
Расход ледяной воды	$G_B^{\text{лед}}$	кг/с	9,10
Расход водопроводной воды, подогретой до 50°C	$G_{г.в}$	кг/с	2,61
Расход воды, греющей пастеризатор IX	$G_{гр.в}$	кг/с	1,75
Расход фреона R-21	$G_{фр}$	кг/с	0,80
Электрическая мощность привода компрессора	$N_k^э$	кВт	43,6
Электрическая мощность нагревателя воды, используемой для пастеризации	$N_n^э$	кВт	270,6

Для оценки эффективности предлагаемого мероприятия определена экономия условного топлива ΔB на замещающей котельной.

$$\Delta B = \frac{Q_{\text{полезн}}}{Q_{\text{усл}} \cdot \eta_{\text{зам. кот}}} = \frac{G_{\text{г.в}} \cdot c_{p, \text{в}} \cdot (47 - 10)}{Q_{\text{усл}} \cdot \eta_{\text{зам. кот}}} =$$

$$= \frac{2,61 \cdot 4,19 \cdot (47 - 10)}{29330 \cdot 0,88} = 0,016 \frac{\text{кг у.т.}}{\text{с}} = 56,5 \frac{\text{кг у.т.}}{\text{ч}} \quad (5)$$

Если учесть, что холодильная установка в любом случае имеет место в рассмотренной технологии, т.е. дополнительные капиталовложения минимальны, можно сделать вывод, что перевод холодильной установки в режим работы комбинированной холодно - теплонасосной установки вполне целесообразен.

Литература

1. Трубаев П.А. Тепловые насосы: Учеб. пособие / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. – 142 с.
2. <http://atmosystems.com.ua>
3. <http://www.teplodarom.com>

УДК 66.01(076)

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА НОРМАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Теплообменный аппарат является одним из наиболее распространенных и важных элементов энергетических, технологических и коммунально-бытовых установок. Расчет, проектирование, конструирование и эксплуатация теплообменных аппаратов должны производиться с учетом происходящих в них процессов, а также значительного влияния параметров процесса теплообмена на технико-экономические показатели соответствующих установок.

Расчет теплообменного аппарата включает определение необходимой поверхности теплопередачи, выбор типа аппарата и нормализованного варианта конструкции, удовлетворяющего заданным технологическим условиям оптимальным образом.

Необходимую поверхность теплопередачи определяют из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} \quad (1)$$

Тепловую нагрузку Q в соответствии с заданными технологическими условиями находят из уравнения теплового баланса.

Для определения поверхности теплопередачи и выбора варианта конструкции теплообменного аппарата необходимо определить коэффициент теплопередачи. Его можно рассчитать с помощью уравнения аддитивности термических сопротивлений на пути теплового потока:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{cm}}}{\lambda_{\text{cm}}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей, Вт/(м²·К);

λ_{cm} – теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К);;

δ_{cm} – толщина стенки, м;

r_{31} и r_{32} – термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки, (м²·К)/Вт.

Однако на этой стадии расчета точное определение коэффициента теплопередачи невозможно, так как α_1 и α_2 зависят от параметров конструкции рассчитываемого теплообменного аппарата. Поэтому сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи приходится приблизительно определить поверхность и выбрать конкретный вариант конструкции, а затем провести уточненный расчет коэффициента теплопередачи и требуемой поверхности.

Сопоставление ее с поверхностью выбранного нормализованного теплообменника дает ответ на вопрос о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи. При значительном отклонении расчетной поверхности от выбранной следует перейти к другому варианту конструкции и вновь выполнить уточненный расчет. Число повторных расчетов зависит главным образом от степени отклонения ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи от его уточненного значения. Многократное повторение однотипных расчетов предполагает использование ЭВМ.

В любом случае, особенно при использовании ЭВМ, легко можно получить несколько конкурентоспособных вариантов решения технологической задачи. Дальнейший выбор должен быть сделан на основе технико-экономического анализа по тому или иному критерию оптимальности. В данной работе за критерий оптимальности был принят минимум

суммы гидравлических сопротивлений трубного пространства теплообменного аппарата, соответствующий минимальным эксплуатационным затратам в виде электрической энергии, расходуемой на привод насоса, обеспечивающего работу теплообменника.

В данной работе рассмотрен пример выбора оптимального варианта нормализованного теплообменного аппарата, предназначенного для подогрева сетевой воды от $t'_e = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t''_e = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$ насыщенным паром давлением $p = 0,2\text{ МПа}$. Расход воды принят $G_B = 100\text{ т/ч}$.

Тип рассматриваемого аппарата – конденсатор. В кожухотрубчатых конденсаторах пар конденсируется в межтрубном пространстве, вода движется по трубам. Эти теплообменные аппараты могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе, вертикальные или горизонтальные. В соответствии с ГОСТ конденсаторы могут быть двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству.

Так как давление пара $p = 0,2\text{ МПа} < 1,6\text{ МПа}$, а температурный напор (формула 6) $\Delta t_{cp} = 34\text{ }^{\circ}\text{C} < 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, рассмотрена серия кожухотрубчатых конденсаторов с неподвижной трубной решеткой.

Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q = G_B c_{pB} (t''_B - t'_B) = 8141\text{ кВт} \quad (3)$$

где c_{pB} – средняя массовая изобарная теплоемкость воды, принята $c_{pB} = 4,19\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Расход пара из уравнения теплового баланса

$$Q = D r_x \Rightarrow D = \frac{Q}{r_x} = 3,7\text{ кг/с} = 13,3\text{ т/ч} \quad (4)$$

где r_x – удельная теплота конденсации насыщенного водяного пара со степенью сухости x при давлении пара p .

Ориентировочное значение поверхности теплообмена:

$$F_{op} = \frac{Q}{k_{op} \Delta t_{cp}} = 240\text{ м}^2, \quad (5)$$

где k_{op} – ориентировочный коэффициент теплопередачи.

При теплопередаче от конденсирующегося водяного пара к воде рекомендуется диапазон коэффициента теплопередачи $800 \dots 3500\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ [1]; принято $k_{op} = 1000\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Средний температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_M}} = \frac{(t_s - t'_B) - (t_s - t''_B)}{\ln \frac{(t_s - t'_B)}{(t_s - t''_B)}} = 34\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6)$$

где t_s – температура насыщения пара по давлению p .

В таблицу 1 сведены геометрические характеристики конденсаторов, имеющих близкую к ориентировочной поверхность теплообмена. В приведенной таблице: D – диаметр кожуха, мм; d_n – наружный диаметр трубы и толщина стенки, мм; n – общее число труб; z – число ходов; n/z – число труб в одном ходу; l – длина труб, м; $f_{хода}$ – площадь сечения одного хода по трубам, м²; $F_{норм}$ – поверхность теплообмена, м²; $d_{шт}$ – диаметр условного прохода штуцеров для трубного пространства, мм [1].

Результаты расчета конденсаторов, выполненные по традиционной методике теплообмена, приведены в таблице 2

Таблица 1. Геометрические характеристики конденсаторов

Вариант	Геометрические параметры конструкции								
	D , мм	d_n , мм	n	z	n/z	l , м	$f_{\text{хода}}$, м ²	$F_{\text{норм}}$, м ²	$d_{\text{шт}}$, мм
I	800	20x2	690	2	345	6	0,069	260	200
II	800	20x2	638	4	160	6	0,032	241	200
III	1000	25x2	718	2	359	4	0,124	226	200
IV	1000	20x2	1044	6	174	4	0,035	262	200
V	1000	20x2	1072	4	268	4	0,054	269	200

Таблица 2. Результаты теплового расчета конденсаторов

Величина	Обозначение	Размерность	Варианты				
			I	II	III	IV	V
Скорость воды в трубах	w_b	м/с	0,41	0,89	0,23	0,81	0,53
Число Рейнольдса	Re_b		15790	34153	11561	31307	20326
Число Нуссельта	Nu_b		86	142	60	133	94
Коэффициент теплоотдачи к воде	α_b	Вт/(м ² ·К)	3558	5886	1885	5491	3886
Коэффициент теплоотдачи от пара	$\alpha_{\text{п}}$	Вт/(м ² ·К)	5779	5632	6303	6626	6684
Расчетный коэффициент теплопередачи	$k_{\text{расч}}$	Вт/(м ² ·К)	940	1010	768	1025	953
Расчетная поверхность теплообмена	$F_{\text{расч}}$	м ²	255	237	312	234	251
Запас по поверхности теплообмена	Δ	%	2	1	-38	11	7

Если величина расчетной поверхности теплообмена $F_{\text{расч}}$ равна или менее (на 10...15 %) выбранной (нормализованной) $F_{\text{норм}}$, то данный аппарат может считаться подходящим для заданной теплотехнической задачи. Если же $F_{\text{расч}} > F_{\text{норм}}$, то лучше перейти к рассмотрению другого варианта теплообменного аппарата.

Как видно из результатов расчета пяти теплообменных аппаратов (таблица 2) условию $F_{\text{расч}} \leq F_{\text{норм}}$ отвечают четыре из пяти рассмотренных конденсаторов (I, II, IV и V).

Для окончательного выбора оптимального теплообменного аппарата осуществлен гидравлический расчет трубного пространства четырех претендентов, результаты которого представлены в таблице 3.

Таблица 3. Результаты гидравлического расчета конденсаторов

Величина	Обозначение	Размерность	Варианты			
			I	II	IV	V
Коэффициент трения	λ		0,0447	0,0429	0,0430	0,0440
Скорость воды в трубах	$w_{\text{тр}}$	м/с	0,41	0,89	0,81	0,53
Скорость воды в штуцерах	$w_{\text{тр.шт}}$	м/с	0,90	0,90	0,90	0,90

Динамический напор в трубном пространстве	$\rho_{\text{тр}} w_{\text{тр}}^2 / 2$	Па	82	384	322	136
Динамический напор в штуцерах	$\rho_{\text{тр}} w_{\text{тр.шт}}^2 / 2$	Па	400	400	400	400
Гидравлическое сопротивление трубного пространства	$\Delta P_{\text{тр}}$	Па	4481	31814	29899	9280

Анализируя результаты гидравлического расчета трубного пространства конденсаторов (таблица 3), можно сделать вывод, что наиболее оптимальным из рассмотренных вариантов является конденсатор с площадью поверхности теплообмена $F_{\text{норм}} = 260 \text{ м}^2$, то есть I вариант. Гидравлическое сопротивление этого аппарата составляет $\Delta P_{\text{тр}} = 4481 \text{ Па}$, что намного меньше аналогичной величины остальных рассмотренных теплообменников, не смотря на то, что поверхность теплообмена всех вариантов была примерно одинакова.

Литература

1. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
2. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий: Учебник для техникумов / Б.Н. Голубков, О.Л. Данилов, Л.В. Зосимовский и др. Под ред. Б.Н. Голубкова. – М.: Энергия, 1979. – 544 с.
3. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

УДК 658.26

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА УТИЛИЗАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Серов Н.В.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Утилизационные установки, использующие ВЭР в виде физической теплоты различных газов, горячей продукции, теплоты охлаждения элементов агрегатов и т.п., как правило, вырабатывают водяной пар различных параметров, горячую воду или горячий воздух для целей сушки, подогрева сырья.

Рациональный выбор параметров пара от утилизационных установок с комплексным учетом общезаводских интересов является весьма сложной задачей.

В котлах, работающих на топливе, температура продуктов сгорания в топке составляет обычно около 2000 °С. Температура уходящих газов перед котлом-утилизатором (КУ) в большинстве случаев не превышает 400...700 °С. Вследствие этого отношение $G_{у.г.}/D_p$, где $G_{у.г.}$ - расход греющих газов в КУ; D_p – расход вырабатываемого пара, во много раз больше, чем в котлах на топливе. А это, в свою очередь, приводит к тому, что в экономайзере КУ температура уходящих газов может быть снижена, как правило, только незначительно.

В связи со сравнительно низкой температурой газов на входе в КУ большое влияние на его паропроизводительность имеет давление вырабатываемого пара, определяющее температуру испарения воды, а, следовательно, и возможное охлаждение греющих газов в

испарительной части котла, в которой отдается основное количество теплоты. Экономически оправданная минимальная разность температур между газами и испаряемой водой на холодном конце испарительной части КУ $\Delta t_{хол} = 40...50$ °С (рисунок 1).

Теплота, отдаваемая потребителям 1 кг пара, сравнительно мало зависит от его давления, так как определяется в основном теплотой конденсации, поэтому, чем ниже давление пара в КУ, тем больше теплоты получит потребитель при том же расходе греющих газов и одинаковой их начальной температуре. Поэтому если пар от КУ имеет круглогодичных производственных потребителей, то нецелесообразно повышать давление пара выше требуемого потребителями, так как это

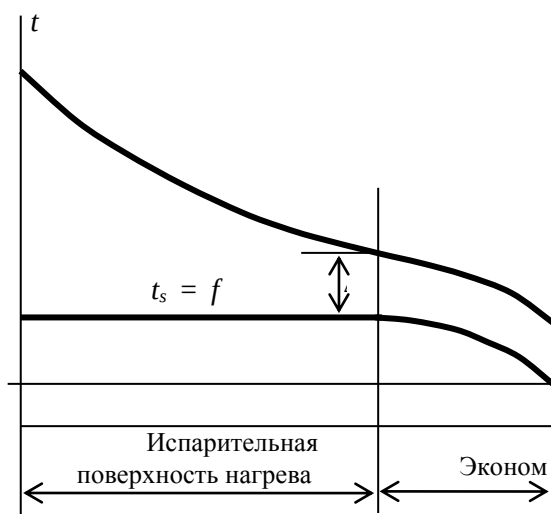


Рисунок 1. Температурный график котла – утилизатора

приводит, в конечном счете, к значительному уменьшению экономии, как топлива, так и приведенных затрат.

При заданном расходе греющих газов $G_{КУ}$ и их температуре на входе в КУ выработка пара составит

$$D_{КУ} = \frac{c_p G_{КУ} (t'_Г - t''_Г)}{i'' - i'} = \frac{c_p G_{КУ} (t'_Г - t''_Г)}{r}, \quad (1)$$

где c_p – средняя массовая изобарная теплоемкость газов в КУ можно принять $c_p = 1,05$ кДж/(кг·К); $t'_Г$ и $t''_Г$ – температура газов на входе и на выходе из испарительной части КУ.

$$t''_{\Gamma} = t_s + \Delta t_{\text{хол}}, \quad (2)$$

здесь t_s – температура кипения воды в КУ определяется по давлению из таблиц состояния насыщения [2]; $\Delta t_{\text{хол}}$ – экономически оправданная минимальная разность температур между газами и испаряемой водой на холодном конце испарительной части КУ, в работе принята $\Delta t_{\text{хол}} = 40$ °С; i'' , i' и r – энтальпия насыщенного пара, кипящей воды и теплота парообразования определяются по давлению из таблиц состояния насыщения [2].

Для исследования зависимости паропроизводительности КУ от давления вырабатываемого насыщенного пара приняты следующие характеристики работы котла:

- расход дымовых газов от высокотемпературной установки на котел $G_{\text{КУ}} = 1 \cdot 10^4$ кг/ч;
- температура дымовых газов на входе в КУ $t'_{\Gamma} = 600$ °С.

Результаты расчета представлены в таблице 1 и на рисунке 2.

Таблица 1. Результаты исследования зависимости паропроизводительности котла-утилизатора от давления генерируемого пара

№ пп	p , МПа	t_s , °С	r , кДж/кг	t''_{Γ} , °С	$D_{\text{КУ}}$, кг/ч
1	0,5	151,84	2109	191,84	2032
2	0,6	158,84	2086	198,84	2019
3	0,7	164,96	2067	204,96	2007
4	0,8	170,42	2048	210,42	1997
5	0,9	175,53	2031	215,53	1988
6	1,0	179,88	2015	219,88	1981
7	1,1	184,05	2000	224,05	1974
8	1,2	187,95	1987	227,95	1966
9	1,3	191,60	1972	231,60	1962
10	1,4	195,04	1960	235,04	1955

Как показали расчеты с повышением давления генерируемого котлом-утилизатором насыщенного водяного пара снижается его паропроизводительность. На основании исследований можно сделать вывод, что сохраняя экономически оправданную минимальную разность температур между газами и испаряемой водой на холодном конце испарительной части КУ $\Delta t_{\text{хол}} = 40 \dots 50$ °С, обеспечить максимальную производительность можно не завышая давление вырабатываемого пара по отношению к требуемому потребителю.

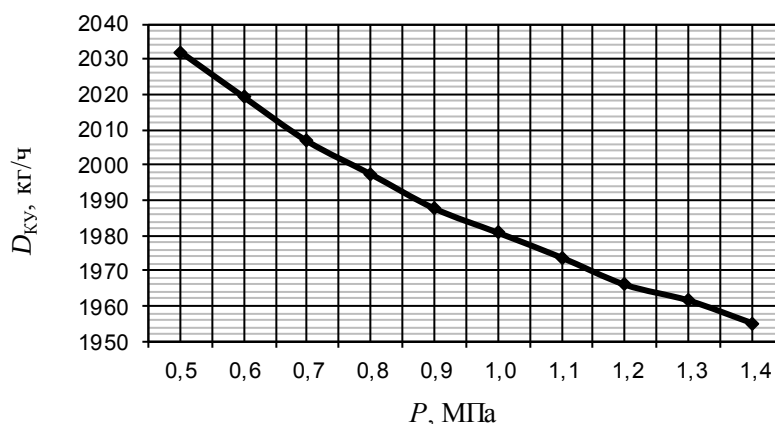


Рисунок 2. Зависимость паропроизводительности котла-утилизатора от давления вырабатываемого насыщенного пара

Литература

1. Сазанов, Б.В. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий: учеб. пособие для вузов / Б.В. Сазанов, В.И. Ситас. - М.: Энергоатомиздат, 1990. – 304 с.
2. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

УДК 662.747

ИЗУЧЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПИРОЛИЗНЫХ КОТЛОВ ДЛИТЕЛЬНОГО ГОРЕНИЯ

Ролейно Т.Г., Самойленко Е.В.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Пиролизный котёл — разновидность твердотопливного, как правило, водогрейного котла, в котором топливо (например, дрова) и выходящие из него летучие вещества сгорают раздельно. Фактически, пиролиз (разложение и частичная газификация под действием нагревания) происходит при любом способе сжигания твёрдого органического топлива.

Дрова (или другое твёрдое топливо) загружаются на колосниковую решетку (рисунок 1). Их поджигают, дверца закрывается и запускается дымосос. При недостатке

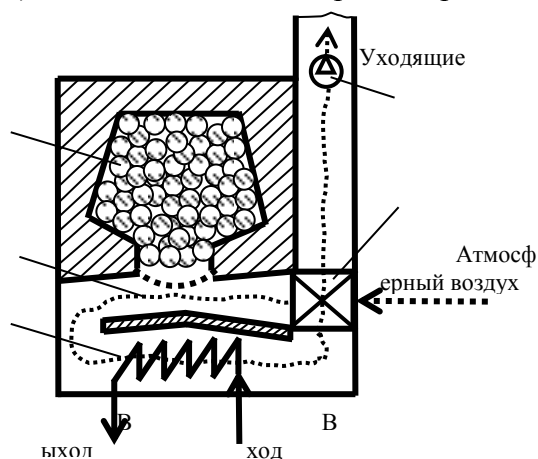


Рисунок 1. Принципиальная схема пиролизного котла
1 – камера пиролиза топлива; 2 – камера горения продуктов пиролиза; 3 – газоход догорания продуктов пиролиза с теплообменным устройством; 4 – регенеративный воздухоподогреватель; 5 – дымосос

воздуха и под действием высокой температуры (200...500 °С) происходит выделение древесного газа, то есть происходит пиролиз. Выделившиеся продукты (в основном углеводороды, окись углерода и водород, плюс водяные пары, образовавшиеся из влаги топлива, а также азот из первичного воздуха) поступают под колосник. Там к продуктам пиролиза подмешивается вторичный воздух, в котором горючие компоненты продуктов пиролиза сгорают. Часть теплоты при этом возвращается к нижнему слою дров и поддерживает пиролиз. Полученное тепло может быть использовано для нагрева любых теплоносителей (воды, воздуха).

На рисунке 2 приведены данные по составу летучих в зависимости от температуры термического разложения абсолютно сухой древесины (а.с.д.) [2]. Как видно из рисунка более активный выход и качество продуктов пиролиза обеспечивается при температуре 600...700 °С.

Обычный диапазон загрузки котлов может составлять 50...100 %. При этом КПД котла сохраняется на уровне 85...92 %.

Регулируемый (подачей первичного воздуха) процесс горения позволяет котлу работать с одной закладки достаточно длительное время, до 12 часов. Для сравнения у обычных дровяных котлов порядка 3...4 часов.

Двухступенчатое сжигание позволяет снизить избыток воздуха в

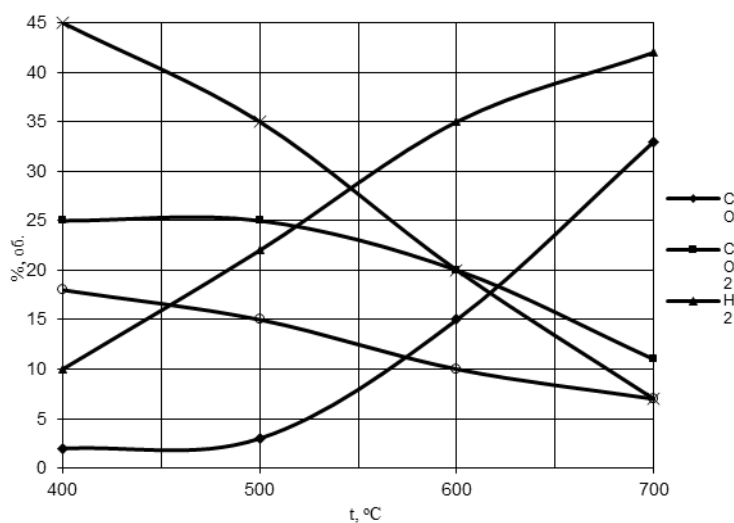


Рисунок 2. Состав летучих в зависимости от температуры термического разложения абсолютно сухой древесины

уходящих газах, т.е. снизить потерю теплоты с ними, а значит повысить КПД котла.

Для номинальной тепловой мощности котла $Q_{\text{ном}}$ и установленного температурного графика сетевой воды расход ее найдется по выражению

$$G_{\text{с.в}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{c_{\text{р воды}} (t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})}, \quad (1)$$

где $t'_{\text{в}}$ и $t''_{\text{в}}$ - температура прямой и обратной сетевой воды приняты, соответственно, 65 и 90 °С; $c_{\text{р воды}} = 4,19$ кДж/(кг * К) - массовая теплоемкость воды.

Зная удельный расход воды на 1 кг древесины $g_{\text{в}}$, кг/кг, можно найти ее расход для заданной номинальной мощности $Q_{\text{ном}}$ котла

$$G_{\text{др}} = \frac{G_{\text{с.в}}}{g_{\text{в}}} \quad (2)$$

Время функционирования котла под одну закладку дров $G_{\text{закл}}$ составит

$$\tau = \frac{G_{\text{закл}}}{G_{\text{др}}} \quad (3)$$

Результаты расчета расхода древесины с различной влажностью W^p и времени работы котла представлены в таблице 1 и на рисунках 3 и 4. За основу были приняты номинальная мощность котла $Q_{\text{ном}} = 30$ кВт и масса одной закладки дров $G_{\text{закл}} = 100$ кг.

Таблица 1. Результаты расчета расхода древесины и времени фун-ия котла на одной закладке

Наименование величины	Обозначение	Влажность древесины W^p					
		0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
Номинальная тепловая мощность котла, кВт (принята)	$Q_{\text{ном}}$	30	30	30	30	30	30
Расход сетевой воды в системе теплоснабжения, кг/с	$G_{\text{с.в}}$	0,286	0,286	0,286	0,286	0,286	0,286
Удельный (на 1 кг влажной древесины) расход воды через котел, кг/кг	$g_{\text{в}}$	89,7	81,6	73,7	66,0	58,4	51,0
Расход древесины в котле принятой теплопроизводительности, кг/ч	$G_{\text{др}}$	11,5	12,6	14,0	15,6	17,7	20,2
Масса древесины в одной закладке, кг (принята)	$G_{\text{закл}}$	100	100	100	100	100	100
Время функционирования котла на одной закладке, ч	τ	8,7	7,9	7,2	6,4	5,7	4,9

Как видно из результатов исследования со снижением влажности древесины до состояния воздушно сухой ($W^p = 15...20\%$) расход её на котёл принятой теплопроизводительности примерно в два раза меньше, чем для свежесрубленной ($W^p > 40\%$) (рисунок 3), а время функционирования котла на одной закладке возрастает в два раза (рисунок 4).

Процесс горения пиролизных газов легко поддается регулированию, что позволяет автоматизировать работу такого котла приблизительно в той же степени, что и работу газовых или жидкотопливных котлов.

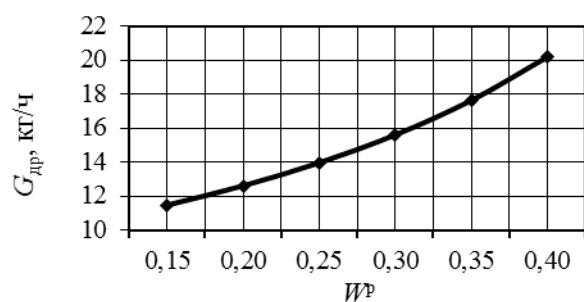


Рисунок 3. Зависимость расхода древесины котел теплопроизводительностью 30 кВт от ее влажности

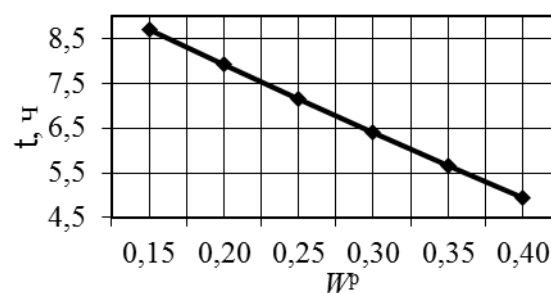


Рисунок 4. Зависимость времени функционирования котла на закладке 100 кг древесины от ее влажности

К недостаткам пиролизных котлов можно отнести более высокую (в 1,5...2 раза) стоимость по отношению к обычным дровяным котлам, требовательность к влажности топлива (желательна воздушно сухая древесина), необходимость дымососа, а значит дополнительных энергозатрат.

Литература

3. Бекаев, Л.С. Мировая энергетика и переход к устойчивому развитию / Л.С. Бекаев, О.В. Марченко, С.П. Пинегин и др. – Новосибирск: Наука, 2000. – 300 с.
4. Леонтьев А.К. К расчету температурного режима и состава генераторных газов при автотермическом способе газификации древесины // Технологии и оборудование: Информационный бюллетень. – 2003. - №4.
5. <http://sdelatotoplenie.ru/piroliznye-kotly-promyshlennogo-naznacheniya.html>
6. http://teplowood.ru/piroliznye-kotly-dlitelnogo-goreniya.html#h2_1

УДК 621.565

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Мостыка Ю.В.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Целью работы является исследование эффективности поршневого двухступенчатого аммиачного компрессора при различных режимах его работы. При уменьшении давления кипения хладагента p_o и увеличении давления его конденсации p_k компрессор будет работать с большой степенью сжатия, что значительно снижает экономичность компрессора и увеличивает дроссельные потери в регулирующем вентиле, а значит уменьшает холодопроизводительность установки. Одноступенчатые поршневые компрессионные установки применяются обычно при степени повышения давления $p_k/p_o \leq 7...12$. При бoльших степенях повышения давления применяются многоступенчатые установки. Принципиальная схема холодильной установки с двухступенчатым сжатием, двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением и цикл ее в T,s - диаграмме хладагента изображены на рисунке 1.

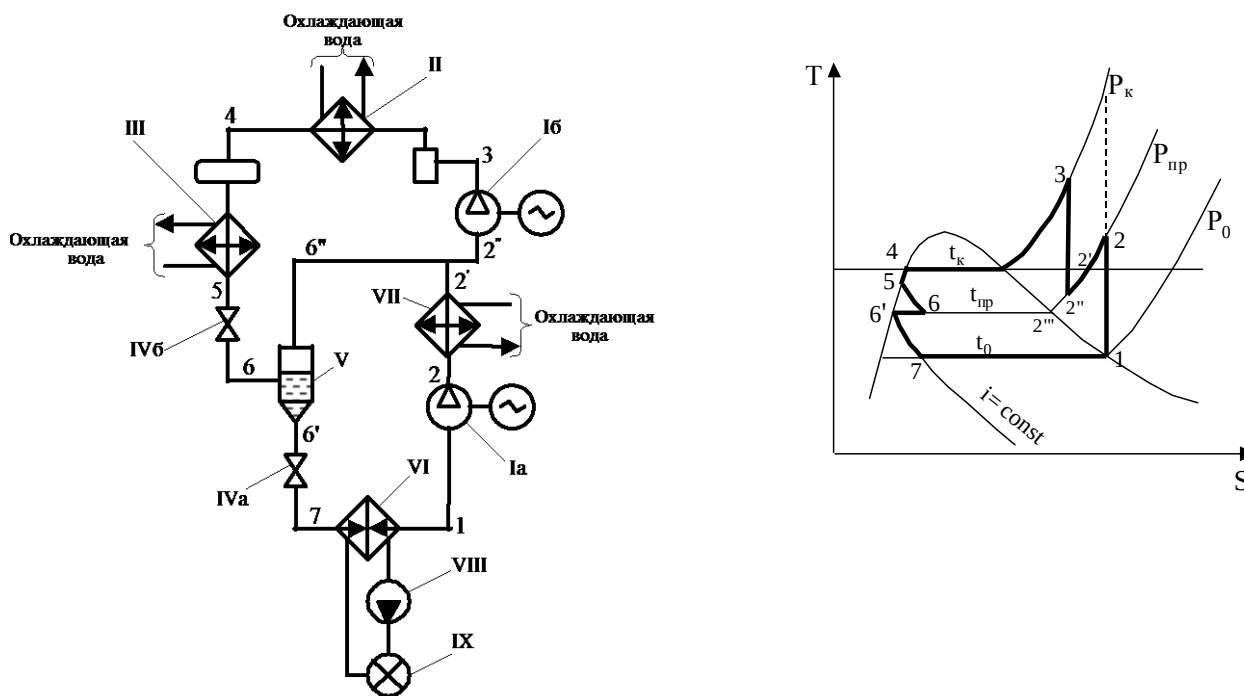


Рисунок 1. Схема и цикл парожидкостной компрессионной холодильной установки с двухступенчатым сжатием, двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением. Ia - компрессор нижней ступени; Ib - компрессор верхней ступени; II - конденсатор; III - переохладитель; IVб - дроссельный вентиль верхней ступени; IVа - то же нижней ступени; V - промежуточный сосуд; VI - испаритель; VII - промежуточный холодильник

Холодильный коэффициент такой установки определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{\ell}, \quad (1)$$

где

$$q_o = (1 - x_6)(i_1 - i_7) \quad (2)$$

$$\text{и} \quad \ell = (1 - x_6)(i_2 - i_1) + 1 \cdot (i_3 - i_{2''}). \quad (3)$$

$$\text{Тогда} \quad \varepsilon = \frac{i_1 - i_7}{i_2 - i_1 + \frac{1}{1 - x_6}(i_3 - i_{2''})} \quad (4)$$

Степень сухости хладагента после дросселя верхней ступени находится из уравнения теплового баланса промежуточного сосуда:

$$1 \cdot i_6 = x_6 \cdot i_{6''} + (1 - x_6) i_{6'},$$

$$\text{откуда} \quad x_6 = \frac{i_6 - i_{6'}}{i_{6''} - i_{6'}}.$$

$$\text{Так как } i_6 = i_5, \text{ то} \quad x_6 = \frac{i_5 - i_{6'}}{i_{6''} - i_{6'}}. \quad (5)$$

$i_7 = i_{6'}$ - определяется по $p_{\text{пр}}$.

Для определения энтальпии $i_{2''}$ составляется уравнение теплового баланса точки смешения потоков пара из промежуточного сосуда и после промежуточного холодильника:

$$x_6 \cdot i_{6''} + (1 - x_6) i_{2'} = 1 \cdot i_{2''},$$

$$\text{откуда} \quad i_{2''} = i_{2'} - x_6 (i_{2'} - i_{6''}), \quad (6)$$

где $i_{2'}$ - энтальпия паров хладагента после промежуточного холодильника определяется по T_s - диаграмме при $p_{\text{пр}}$ и $t_{2'} = t_k$ (предполагая, что конденсатор и промежуточный холодильник используют охлаждающую воду из одного источника).

Промежуточное давление $p_{\text{пр}}$ (между ступенями сжатия) находится, исходя из равенства перепада давлений в каждой ступени

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_o p_k}, \quad (7)$$

Влияние параметров работы холодильной машины, в частности промежуточного давления $p_{\text{пр}}$ на величину холодильного коэффициента определялось расчетным путем с использованием ЭВМ. При этом изменение давления от теоретического (формула 7) осуществлялось в сторону увеличения и уменьшения (таблица 1). Результаты аналитического эксперимента приведены в таблице 1 и на рисунке 1.

Таблица 1. Результаты аналитического эксперимента

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Режимы				
			1	2	3	4	5
Температура хладагента в испарителе	t_o	°C	-30	-30	-30	-30	-30
Давление на всасе в компрессор	p_o	МПа	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Температура хладагента в конденсаторе	t_k	°C	20	20	20	20	20
Давление нагнетания	p_k	МПа	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Теоретическое промежуточное давление	$p_{\text{пр}}^T$	МПа	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Режимы				
			1	2	3	4	5
Варьируемое промежуточное давление	$p_{пр}$	МПа	0,32	0,36	0,38	0,40	0,42
Величина переохлаждения жидкого аммиака	$\Delta t_{по}$	°C	0	0	0	0	0
Температура аммиака после переохладителя	t_5	°C	20	20	20	20	20
Энтальпия хладагента в точке 1	i_1	кДж/кг	1643	1643	1643	1643	1643
Энтальпия хладагента в точке 4	i_4	кДж/кг	514	514	514	514	514
Энтальпия хладагента в точке 5	i_5	кДж/кг	514	514	514	514	514
Энтальпия хладагента в точке 6'	$i_{6'}$	кДж/кг	372	392	392	392	392
Энтальпия хладагента в точке 6''	$i_{6''}$	кДж/кг	1669	1673	1673	1673	1673
Энтальпия хладагента в точке 2	i_2	кДж/кг	1768	1785	1792	1800	1809
Энтальпия хладагента в точке 2'	$i_{2'}$	кДж/кг	1744	1742	1740	1738	1736
Степень сухости хладагента в точке 6	x_6		0,11	0,10	0,10	0,10	0,10
Энтальпия хладагента в точке 2''	$i_{2''}$	кДж/кг	1736	1735	1734	1732	1730
Энтальпия хладагента в точке 3	i_3	кДж/кг	1910	1887	1878	1872	1863
Холодильный коэффициент	ε	кВт/кВт	3,96	4,04	4,05	4,01	4,00

Как показали результаты эксперимента для принятой степени повышения давления в компрессоре двухступенчатого действия $p_k/p_o = 0,96/0,12 = 8$, теоретическая величина промежуточного давления составляет $p_{пр} = 0,34$ МПа. Этому режиму работы установки соответствует холодильный коэффициент $\varepsilon = 4,0$. Выполненные с помощью T,s - диаграммы хладагента (аммиака) по методике, описанной выше, расчеты показали, что для заданных параметров холодильной установки $p_o = 0,12$ МПа и $p_k = 0,96$ МПа оптимальным промежуточным давлением, обеспечивающим максимальное значение холодильного коэффициента $\varepsilon = 4,05$, является $p_{пр} = 0,38$ МПа, что на 10 % превышает теоретическое значение. При этом наблюдается повышение холодильного коэффициента на 1,25 %.

Эффект очевидно будет более ощутимым, если принять степень повышения давления в компрессоре p_k/p_o выше.

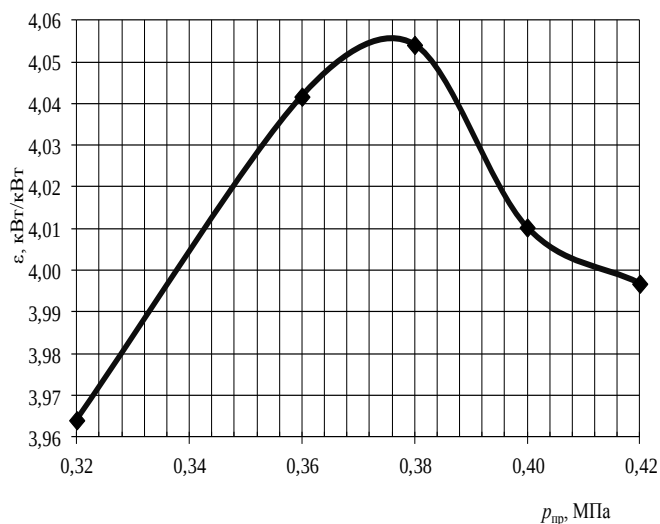


Рисунок 1. Зависимость холодильного коэффициента от промежуточного давления

Литература

1. Соколов, Е.А. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов / Е.А. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. Бамбушек, Е.М. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: учеб. пособие для вузов / Е.М. Бамбушек, И.А. Сакур. – М.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
3. Мартынов, А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: учеб. пособие для вузов / А.В. Мартынов - М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.
4. <http://vse-lekcii.ru/zheleznodorozhnyj-transport/hladotransport/holodilnye-mashiny-s-dvuhstupenchatym-szhatiem>

УДК 658.264

АККУМУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПАРА – КАК МЕТОД СВЕДЕНИЯ БАЛАНСА ПАРА ПО ЗАВОДУ

Рябыкин К.В.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Практически на всех предприятиях различных отраслей промышленности есть потребители производственного пара, для которых перерывы в подаче пара или резкое уменьшение его подачи, а также снижение давления недопустимы.

Для сведения балансов производственного пара по заводу в любой отрезок времени необходимо иметь резервные, мобильные пиковые парогенерирующие мощности или применять другие средства компенсации дебаланса. Необходимо также предусматривать возможность использования периодических избытков пара, во избежание вынужденного их сброса.

На первый взгляд представляется наиболее простым и целесообразным компенсировать дебалансы производственного пара отборным паром турбин ТЭЦ. Однако это оказывается далеко не всегда экономически оправданным, так как работа турбины с отбором пара дает экономию топлива (а тем более приведенных затрат) только при достаточной загрузке ее отборов в течение года. При недостаточной годовой загрузке отбора теплофикационная турбина работает с перерасходом топлива и особенно приведенных затрат по сравнению с раздельным вариантом энергоснабжения (КЭС плюс котельная).

Таким образом, покрытие периодических, особенно кратковременных, дебалансов производственного пара по заводу путем установки большего (против соответствующего оптимальному коэффициенту теплофикации) числа или более мощных теплофикационных турбин на ТЭЦ, как правило, экономически менее выгодно, чем установка пиковых паровых котлов или других пиковых источников пара.

Одним из путей сведения балансов производственного пара является его аккумулирование в периоды избыточного поступления с отдачей пара во время, когда его не хватает. Для выравнивания графика поступления пара к потребителям и устранения перебоев в их снабжении в схеме целесообразно устанавливать паровые аккумуляторы переменного давления (рисунок 1). Аккумулятор присоединяется к паропроводу. Если давление в паропроводе возрастает, пар по ответвлению **б** проходит через обратный клапан в подводный коллектор и далее через сопла в водяное пространство аккумулятора. Поступления пара по ответвлению, **а** в сухопарник аккумулятора не произойдет, так как этому воспрепятствует обратный клапан. Пар, поступивший в водяное пространство аккумулятора, конденсируется, и, так как его давление несколько выше, чем в аккумуляторе, он нагревает воду. Последняя

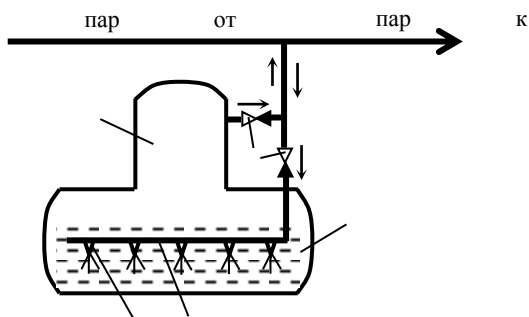


Рисунок 1. Схема включения парового аккумулятора переменного давления. 1 – аккумулятор пара; 2 – коллектор; 3 – сопло; 4 – сухопарник; 5 – обратный клапан

испаряется с поверхности водяного объема, в результате чего давление пара в паровом пространстве повышается. Так протекает зарядка аккумулятора.

Когда расход пара потребителями повышается и превышает его поступление от источника, давление в линии становится ниже давления в аккумуляторе; пар из последнего начинает поступать по ответвлению, **а** через обратный клапан в паровую магистраль. Давление в аккумуляторе понижается, и перегретая вода испаряется – происходит разрядка аккумулятора. Пар, поступивший из аккумулятора в магистраль, компенсирует разницу между расходом и приходом пара. Паровые аккумуляторы

выполняются в виде горизонтальных цилиндрических сосудов, заполненных на 90...95 % объема водой.

Тепловые потери изолированных аккумуляторов даже при установке их на открытом месте незначительны и не превышают 115...175 Вт/м².

Необходимая емкость парового аккумулятора находится из уравнения теплового баланса

$$I_1 = I_2 + I_{\text{п}}, \quad (1)$$

где I_1 – полная энтальпия воды, содержащейся в аккумуляторе до разрядки, кДж;

I_2 – то же после разрядки, кДж;

$I_{\text{п}}$ – полная энтальпия пара, полученного при разрядке, кДж.

Внеся следующие обозначения: G_1 – масса воды в аккумуляторе до разрядки, кг; G_2 – то же после разрядки, кг; $D = G_1 - G_2$ – масса полученного в аккумуляторе пара, кг; t_{s1} и t_{s2} – температура воды в аккумуляторе до и после разрядки, °C; c_p – массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·K); i_2 – энтальпия пара в конце разрядки аккумулятора, кДж/кг; баланс (1) можно представить следующим уравнением:

$$G_1 c_p t_{s1} = (G_1 - D) c_p t_{s2} + D i_2, \quad (2)$$

откуда

$$G_1 = D \frac{i_2 - c_p t_{s2}}{c_p (t_{s1} - t_{s2})} \quad (3)$$

Полный объем аккумулятора, м³,

$$V_{\text{ак}} = \frac{G_1}{\alpha \rho_1} = \frac{D (i_2 - c_p t_{s2})}{\alpha \rho_1 c_p (t_{s1} - t_{s2})}, \quad (4)$$

где ρ_1 – плотность воды в начале разрядки, кг/м³; α – коэффициент, учитывающий долю заполнения аккумулятора водой ($\alpha = 0,9 \dots 0,95$).

Удельный объем аккумулятора (м³/кг), отнесенный к 1 кг аккумулируемого пара,

$$v_{\text{ак}} = \frac{V_{\text{ак}}}{D} = \frac{i_2 - c_p t_{s2}}{\alpha \rho_1 c_p (t_{s1} - t_{s2})} \quad (5)$$

Размеры аккумулятора зависят от заданных значений начального и конечного давления и общей аккумулирующей способности, которая определяется по графику нагрузки аккумулятора.

Использование аккумулирующей установки тем эффективнее, чем чаще и равномернее чередуются пики и провалы в графике нагрузки аккумулятора.

В работе осуществлен анализ зависимости удельного объема парового аккумулятора от отношения допустимых пределов колебания давления пара, пренебрегая потерей теплоты в окружающую среду:

– максимальное (при зарядке) p_1 , МПа;

– минимальное (при разрядке) p_2 , МПа.

Результаты расчетов представлены таблице 1 и на рисунке 2.

Таблица 1 – Результаты расчетов удельного объема аккумулятора

№ пп	p_1 , МПа	p_2 , МПа	p_1/p_2	t_{s1} , °C	t_{s2} , °C	i_2 , кДж/кг	ρ_1 , кг/м ³	$v_{\text{ак}}$, м ³ /кг
1	1,8	0,5	3,6	207,1	151,8	2749	856	11,2
2	1,7	0,5	3,4	204,3	151,8	2749	860	11,8
3	1,6	0,5	3,2	201,4	151,8	2749	863	12,4

№ пп	p_1 , МПа	p_2 , МПа	p_1/p_2	t_{s1} , °C	t_{s2} , °C	i_2 , кДж/кг	ρ_1 , кг/м ³	$v_{ак}$, м ³ /кг
4	1,5	0,5	3,0	198,3	151,8	2749	867	13,2
5	1,4	0,5	2,8	195,0	151,8	2749	870	14,1
6	1,3	0,5	2,6	191,6	151,8	2749	874	15,3
7	1,2	0,5	2,4	188,0	151,8	2749	878	16,7
8	1,1	0,5	2,2	184,1	151,8	2749	883	18,7
9	1,0	0,5	2,0	179,9	151,8	2749	887	21,3
10	0,9	0,5	1,8	175,5	151,8	2749	892	25,1

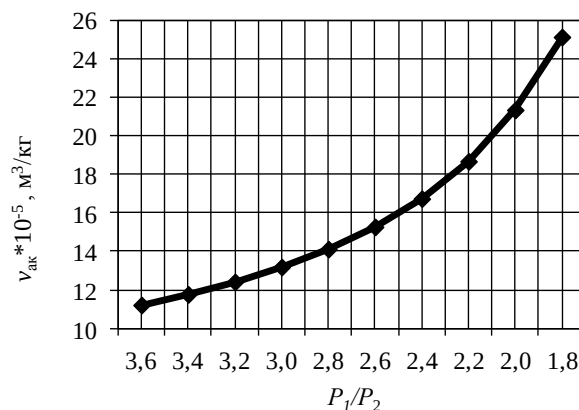


Рисунок 2. Зависимость удельного объема аккумулятора от отношения давлений в конце зарядки и

Как показали результаты исследования с повышением отношения давления в конце зарядки парового аккумулятора и в конце его разрядки (требуемого потребителю пара) для одного и того же количества генерируемого пара удельный, а значит и полный, объем аккумулятора снижается, что естественно понизит капитальные затраты на аккумулятор. Однако повышение давления зарядки аккумулятора потребует наличия элемента регулирования (дросселирования) пара, подаваемого к потребителю, то есть часть внутренней энергии пара потеряется. Для окончательного вывода об оптимальности отношения давления p_1/p_2 необходимо провести технико-экономическое обоснование.

Литература

1. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
2. Сазанов, Б.В. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий: учеб. пособие для вузов / Б.В. Сазанов, В.И. Ситас. - М.: Энергоатомиздат, 1990. – 304 с.
3. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий: Учебник для техникумов / Б.Н. Голубков, О.Л. Данилов, Л.В. Зосимовский и др. Под ред. Б.Н. Голубкова. – М.: Энергия, 1979. – 544 с.
4. <http://www.ngpedia.ru/id632354p1.html>
5. <http://www.teplotpunkt.ru/forum/index.php?t=2063>

УДК 620.9:662.92

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК С РАЗЛИЧНЫМИ РАБОЧИМИ ТЕЛАМИ.

Кузьмич К.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Прокопеня И.Н.

Переход на использование местных видов топлива предприятий энергетики — один из значимых для республики вопросов импортозамещения. Рост цен на ископаемые виды топлив, неоднозначный подход к ценообразованию стран-поставщиков и стран-покупателей делают развитие использования местных видов топлива одним из ключевых вопросов в области экономической безопасности страны. На данном этапе развития энергетической системы в Республике Беларусь есть все возможности для более глубокого внедрения электрических станций, котельных и ТЭЦ на местных видах топлива (древесная щепа, бытовые отходы), а именно две основных составляющих: технология и, непосредственно, само топливо.

Существует два варианта схем построения мини-ТЭЦ на местных видах топлива: применение паросиловой установки и использование ОРЦ-модуля. При этом на малых мощностях классическая паросиловая установка, несмотря на низкую стоимость оборудования, проигрывает органическому циклу Ренкина в плане выработки электрической энергии. Как следствие, срок окупаемости установки с ОРЦ-модулем меньше, чем стоимость установки с классической ПСУ.

Основным отличием схемы с ОРЦ-модулем является наличие твердотопливного термомаляного котла, соединённого с контуром органического цикла Ренкина через термомаляный контур.

Часть тепловой схемы мини-ТЭЦ, обеспечивающей потребителя ГВС и отопления, а так же выработку электрической энергии представлена на рисунке 1.

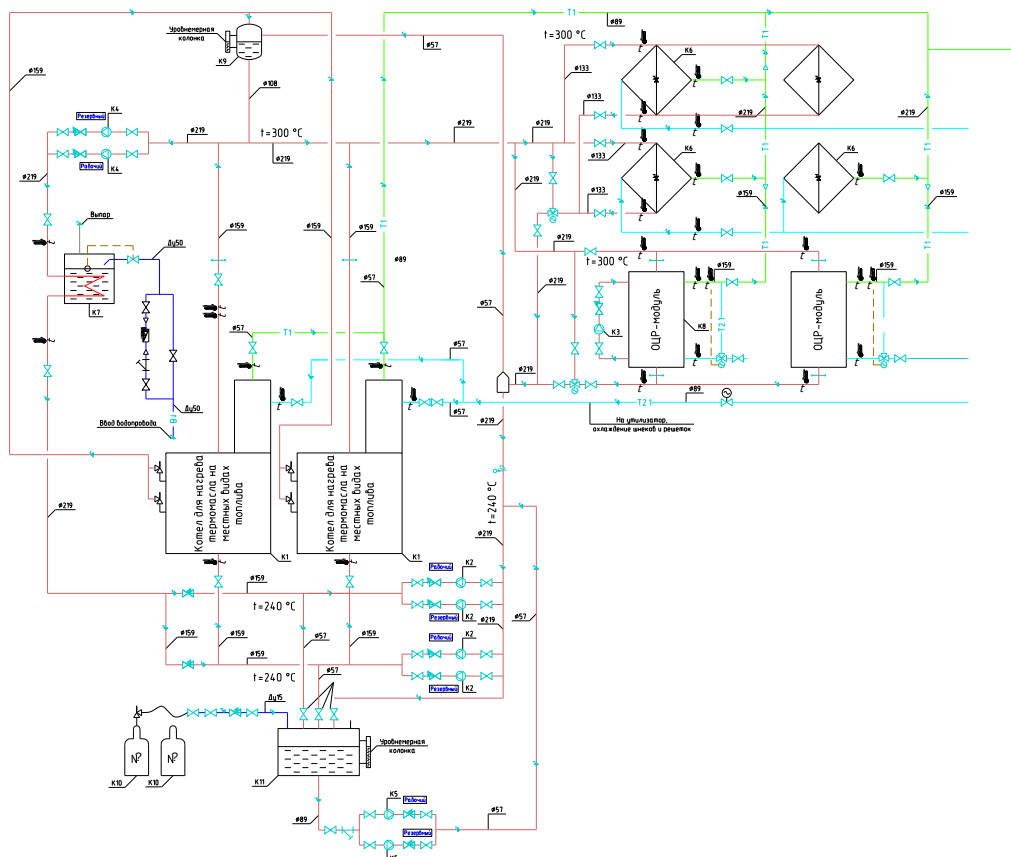


Рисунок 1 – Тепловая схема части мини-ТЭЦ, включающая термомаляные котлы и ОРЦ-модули, соединённые через термомаляный контур

Основным различием органического теплоносителя от воды заключается в температурах и, соответственно, давлениях парообразования. Это позволяет работать турбине работать в области насыщенного либо перегретого пара при низких давлениях, а, следовательно, и повышать выработку электрической энергии. Как пример, приведем ph -диаграмму для органического теплоносителя Terminol VP-1 на рисунке 2.

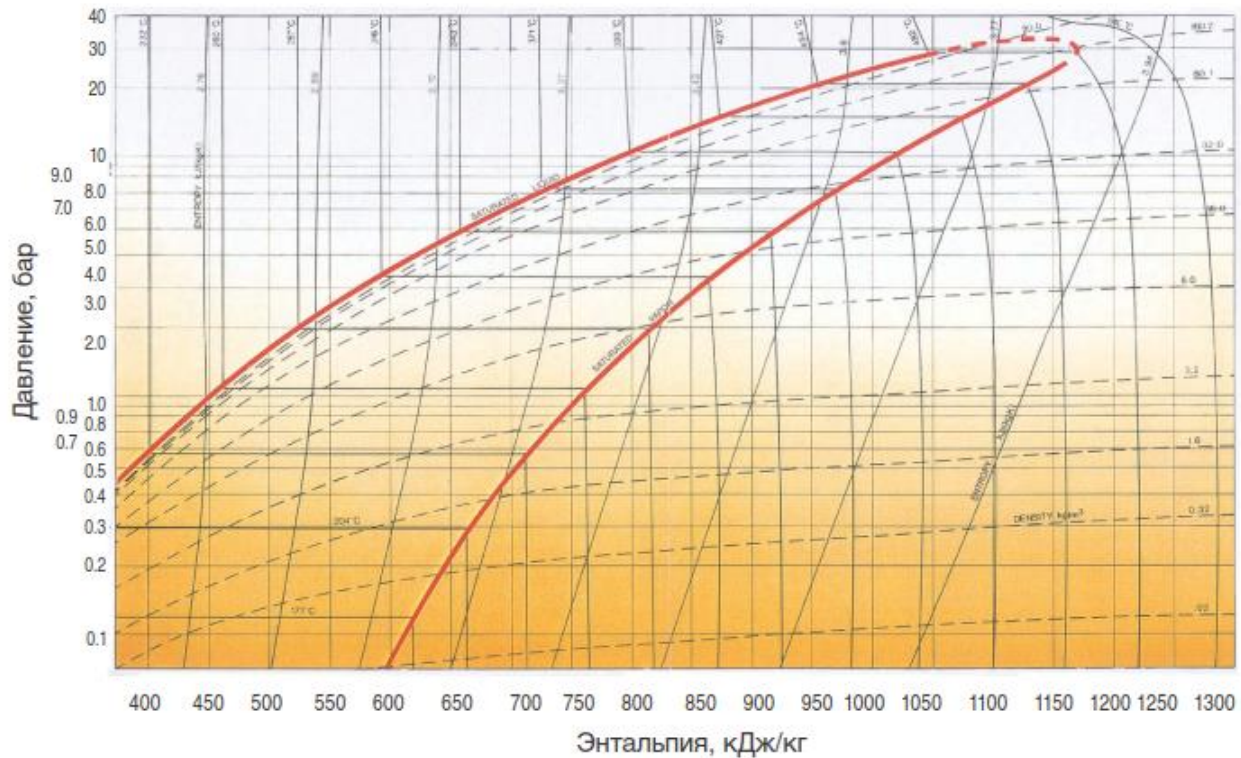


Рисунок 2. ph -диаграмма для органического теплоносителя Terminol VP-1

Очевидно, что работа турбины в области перегретого пара более осуществима при использовании органического теплоносителя. Для наглядного сравнения, приведем результаты теплового расчёта двух схем: ПСУ с твердотопливными паровыми котлами и ОРЦ с твердотопливными котлами. Следует отметить, что при сравнении котлы подбирались одинаковой тепловой мощности, а также выбиралась одинаковая нагрузка отопления, вентиляции и ГВС. Задачей сравнения являлось определение электрической мощности агрегаторов. Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты сравнения ПСУ и ОРЦ-циклов

Параметр	Схема с ОРЦ-установкой	Схема с ПСУ
Тип теплоносителя и его параметры на выходе из котла	Термомасло, $t = 320\text{ }^{\circ}\text{C}$	Насыщенный пар, $p = 14\text{ атм}$, $t = 194\text{ }^{\circ}\text{C}$
Тип теплоносителя и его параметры перед турбиной	Органический теплоноситель в паровой фазе с $t = 310\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h = 843,4\text{ }\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Насыщенный пар с $t = 194\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h = 2788\text{ }\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Относительный внутренний КПД турбины	0,8	0,65

Параметры теплоносителя за турбиной	Органический теплоноситель в паровой фазе с $t = 185\text{ }^{\circ}\text{C}, h = 715 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Влажный пар с $t = 140\text{ }^{\circ}\text{C},$ $h = 2630 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Параметры теплоносителя за конденсатором	Насыщенная жидкость с $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}, h = 110,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Влажный пар с $t = 140\text{ }^{\circ}\text{C},$ $h = 940 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Мощность установки, кВт	2200	1143

Тем не менее, такой вид диаграммы, в частности пограничной кривой, сказывается на электрическом КПД (порядка 20%). Именно поэтому на больших мощностях и более высоких параметрах пара классическая схема ПСУ оказывается более выгодной, нежели ОРЦ-цикл.

УДК 573.6.086.83:636

БИОГАЗ

Бутько К.С., Ленковец Е.С.

Научный руководитель – старший преподаватель Петровская Т.А.

Биогаз является одним из видов биотоплива, которое получают из биомассы. Поскольку биогаз производится из биомассы, он относится к одному из видов возобновляемых источников энергии.

Биогаз получают из биологического материала живых организмов (органического вещества), и он формируется в процессе биологического распада этого органического вещества при отсутствии кислорода. Биогаз можно получать из городских органических отходов, лесосечных отходов, растительного материала, навоза и других источников. Биогаз состоит в основном из метана и диоксида углерода и может содержать небольшое количество сероводорода.

Существуют три основных источника биогаза: продукты очистки сточных вод, органические отходы и отходы животноводческих ферм, наибольшая доля биогаза поступает именно от них. Поэтому мы уделим в нашем докладе им большее внимание, чем остальным.

В XVII веке Ян Баптист Ван Гельмонт обнаружил, что разлагающаяся биомасса выделяет воспламеняющиеся газы. Алессандро Вольта в 1776 году пришёл к выводу о существовании зависимости между количеством разлагающейся биомассы и количеством выделяемого газа. В 1808 году сэр Хэмфри Дэви обнаружил метан в биогазе.

Мы выяснили, что первая задокументированная биогазовая установка была построена в Бомбее, Индия в 1859 году. А в 1895 году биогаз применялся в Великобритании для уличного освещения. В 1930 году, с развитием микробиологии, были обнаружены бактерии, участвующие в процессе производства биогаза.

В СССР исследования проводились в 40-х годах прошлого века. В 1948—1954 гг. была разработана и построена первая лабораторная установка. В 1981 году при Госкомитете по науке и технике была создана специализированная секция по программе развития биогазовой отрасли. Запорожский конструкторско-технологический институт сельскохозяйственного машиностроения построил 10 комплектов оборудования.

Анаэробное сбраживание является биохимическим процессом сбраживания биомассы в бескислородной среде под влиянием определенных видов бактерий. Несколько различных видов бактерий действуют одновременно, чтобы расщепить сложные органические отходы поэтапно, что в конечном итоге завершается получением биогаза.

Для контролируемого анаэробного сбраживания необходима герметичная камера, называемая реактором. Для обеспечения жизнедеятельности бактерий, в реакторе должна поддерживаться температура не менее 20°C. При повышении температуры, вплоть до 65°C, сокращается время обработки и на 25 — 40% уменьшается необходимый объем бака. Существует несколько видов анаэробных бактерий, способных «действовать» и при более высокой температуре.

Существует два основных способа анаэробного сбраживания: мокрый способ АС и сухой способ АС. Основное различие между двумя способами связано с формой перерабатываемых отходов. Сухое АС связано со сбраживанием органических отходов, в неизменном виде, лишь с простой механической сортировкой после которой отходы остаются в той же твердой форме. Мокрое АС требует, чтобы отходы превратились в однородную жидкую массу, которая может перекачиваться в процессе обработки. Сухое АС, как правило, дешевле в эксплуатации, так как меньше воды нагревается и больше газа производится на единицу сырья. Тем не менее, предварительные расходы на мокрое АС ниже.

Биогаз, полученный в реакторе (также известный как «газ реактора»), на самом деле является смесью метана и диоксида углерода, составляющих более 90 процентов общего

объема. Биогаз обычно содержит небольшое количество сероводорода, азота, водорода, метилмеркаптана и кислорода. Метан является горючим газом. Теплотворная способность газа реактора зависит от количества метана, который в нем содержится. Содержание метана колеблется от 55 до 80%. Типичный газ реактора с концентрацией метана 65%, содержит около 22 МДж энергии на кубический метр.

В фермерских хозяйствах небольшие реакторы простой конструкции могут производить биогаз, для производства электроэнергии местного потребления и выработки тепла. Например, биогазовая установка может переработать 30 кубических метров навоза в день, количество, производимое стадом из 500 дойных коров. Газ реактора можно использовать как топливо двигателя-генератора электроэнергии. При этом реактор такого типа позволяет вырабатывать больше электричества и получать горячей воды, чем необходимо для этого стада.

Мы можем наблюдать значительный рост производства биогаза. В 2010 году в Европе в эксплуатации находилось 5900 установок (2300 МВт), причем к концу 2018 года планируется построить около 12400 установок (5800 МВт). В Европе потенциальные поставки первичной энергии с биогазом составляют около 1 ТВтч (3600 ТДж) в расчете на 1 млн. человек.

Наиболее значительным возобновляемым источником энергии в Беларуси является **древесина**. Ежегодно заготавливается около 13 млн. м³ древесины, и 6,5 млн. м³ используется в качестве биомассы. В Беларуси большое количество водогрейных котлов мощностью от 60 до 5000 кВт работают на древесном топливе. В 2007 году из биомассы и отходов было произведено, 20 млн. кВтч электроэнергии.

В мае 2009 года Всемирный банк утвердил \$ 125-миллионный кредит для Беларуси с целью повышения энергоэффективности при выработке тепла и производстве электроэнергии в отдельных городах. Основная цель проекта заключается в преобразовании существующих котельных в ТЭЦ (производящих и тепло, и электроэнергию) в нескольких городах Беларуси. Данное преобразование должно обеспечить около 90 МВт дополнительной электрической мощности (Национальный правовой портал, 2009).

Беларусь **очень хорошо подходит для развития энергии биомассы** благодаря большой площади, пригодной для лесной отрасли промышленности; равнинной местности, хорошо развитого распределения мощности и инфраструктуры централизованного теплоснабжения, а также технически образованного общества.

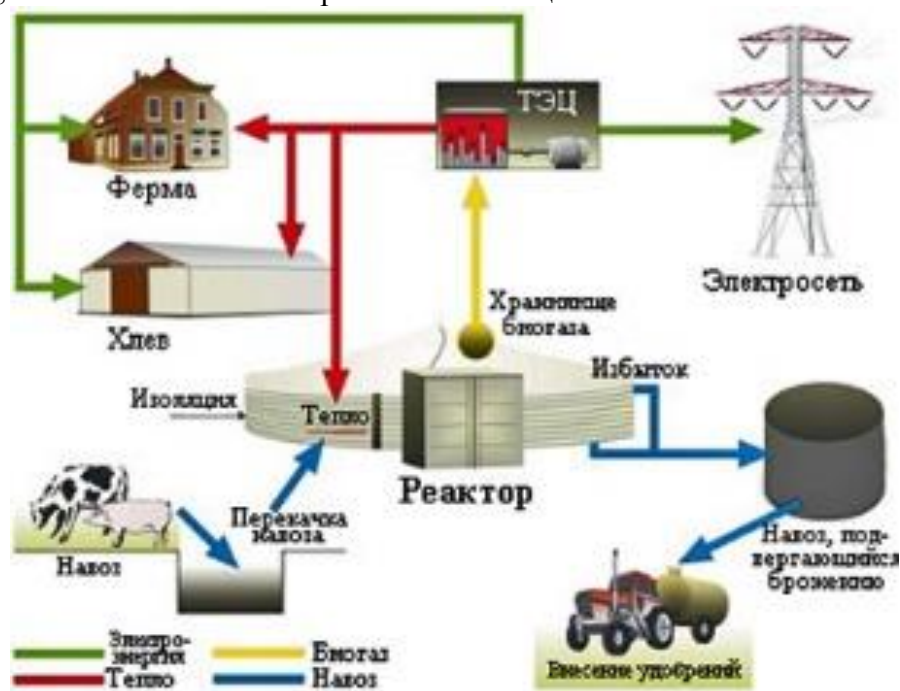


Рисунок 1. Схема производства и использования биогаза

Биогаз используют в качестве топлива для производства: электроэнергии, тепла или пара, или в качестве автомобильного топлива.

Биогазовые установки могут устанавливаться как очистные сооружения на фермах, птицефабриках, спиртовых заводах, сахарных заводах, мясокомбинатах. Биогазовая установка может заменить ветеринарно-санитарный завод, т. е. падаль может утилизироваться в биогаз вместо производства мясокостной муки.

Среди промышленно развитых стран ведущее место в производстве и использовании биогаза по относительным показателям принадлежит Дании — биогаз занимает до 18 % в её общем энергобалансе. По абсолютным показателям по количеству средних и крупных установок ведущее место занимает Германия — 8000 установок. В Западной Европе не менее половины всех птицеферм отапливаются биогазом.

Сельскохозяйственные биогазовые установки в процессе работы используют четыре различные стадии:

1. Транспорт, доставка, хранение и предварительная обработка сырья
2. Производство биогаза (АС)
3. Хранение результатов брожения, возможно приведение в соответствии с установленными нормами и использование
4. Хранение биогаза, приведение в соответствии с установленными нормами и использование

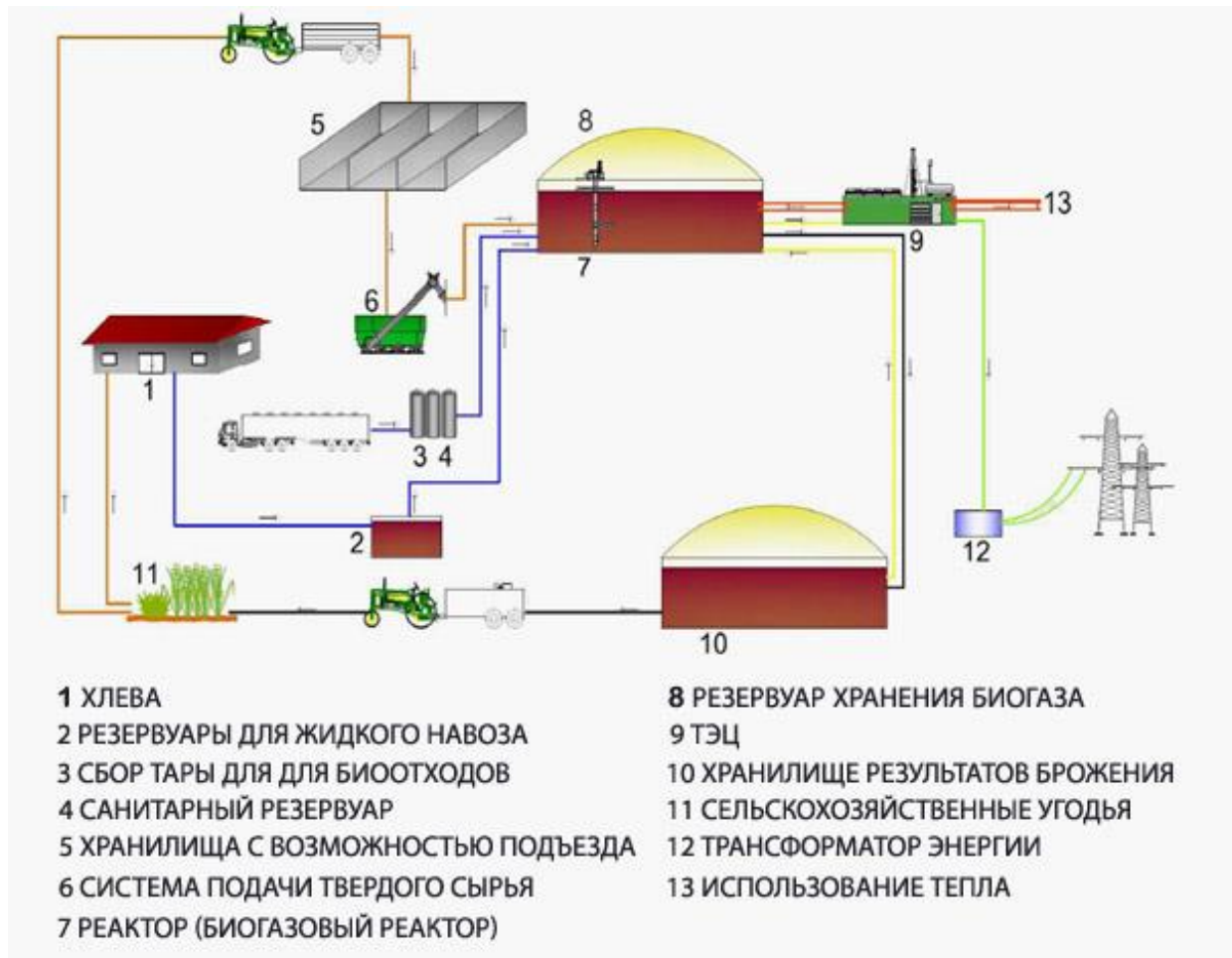


Рисунок 2. Стадии транспортировки биогаза

Стадии процесса, изображенные на рисунке 2, показывают упрощенную картину типичной установки перебраживания.

1. Первая стадия (хранение, приведение в соответствии с установленными нормами, транспортировка и подача сырья) включает в себя резервуар для жидкого навоза

(2), емкость для отходов (3), санитарный резервуар (4), хранилища для биомассы с возможностью подъезда (5) и систему подачи твердого сырья (6).

2. Вторая стадия включает в себя производство биогаза в биогазовом реакторе (7), который также называется реактором.

3. Третья стадия представлена хранилищем результатов брожения (10) и использованием результатов брожения в качестве удобрений на полях (11).

4. Четвертая стадия (хранилище биогаза, приведение в соответствии с установленными нормами и использование) состоит из резервуара хранения газа (8) и ТЭЦ (9).

ТЭЦ является распространенным потребителем биогаза во многих странах с развитым сектором биогаза, так как это считается очень эффективным способом производства энергии. ТЭЦ, созданные на основе двигателя внутреннего сгорания, имеют КПД до 90% и производят 35% электроэнергии и 65% тепла. Наиболее распространенными видами ТЭЦ являются теплоэлектростанции блочного типа с двигателями внутреннего сгорания, которые соединены с генератором. Генератор, как правило, имеет постоянную скорость вращения 1500 оборотов в минуту для того, чтобы быть совместимым с частотой электрической сети. Электроэнергия, полученная из биогаза, может использоваться для привода электрического оборудования, такого как насосы, системы управления и мешалки. Прежде, чем биогаз поступит на ТЭЦ, его обезвоживают и сушат. Большинство газовых двигателей имеют очень жесткие допуски по содержанию сероводорода, галогенированного углеводорода и силоксанов, находящихся в биогазе.

Важным вопросом для энергетической и экономической эффективности биогазовой установки является использование полученного тепла. Как правило, часть тепла используется для обогрева реакторов (технологическое тепло), оставшаяся часть, примерно 2/3 от всей произведенной энергии, — для внешних потребностей. Тепло может использоваться для промышленных процессов, сельскохозяйственного производства или отопления помещений. Наиболее подходящий потребитель — промышленность, как постоянный потребитель тепловой энергии в течение всего года. Качество тепловой энергии (температура) является важным критерием для промышленных предприятий. Использование тепла, полученного из биогаза, для отопления зданий и домашних хозяйств (мини-теплосети или центральное отопление) является еще одним вариантом, хотя он отличается неравномерным спросом на тепловую энергию: низкий спрос в летний период и высокий — в зимний период. Тепло также может использоваться для сушки сельскохозяйственных культур и древесной щепы или для разделения и дальнейшей обработки продуктов брожения.

Однако, мы можем выделить и отрицательные стороны биогаза, а именно:

1. Высвобождение парниковых газов, связанное с использованием азотных удобрений;
2. Загрязнение фосфатными удобрениями земель и грунтовых вод;
3. Орошение;
4. Вытеснение производства продовольственных культур;
5. Рост цен на продукты питания.

Литература

1. В. Баадер, Е. Доне, М. Бренндерфер Биогаз. Теория и практика.
2. Возобновляемые источники энергии: [Электронный ресурс] // Биогаз. М., 2012-2017. URL: <http://www.re.energybel.by/biogas/>. (Дата обращения: 10.04.2017).
3. Barbara Eder, Heinz Schulz. 1996. Перевод на рус. Биогазовые установки. Практическое пособие.
4. Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения. ГОСТ 5542-87.

УДК 662.6

КОНТРОЛИРУЕМЫЙ ХИМИЧЕСКИЙ НЕДОЖОГ КАК ЭФФЕКТИВНЫЙ МЕТОД СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – старший преподаватель Айдарова З.Б.

В современном мире большое внимание уделяется состоянию окружающей среды и её защите. Одним из важных факторов, влияющих на окружающую среду, является качество атмосферного воздуха. ТЭС выбрасывают в атмосферу целый ряд вредных веществ. С учётом разной токсичности и количества этих выбросов наибольший вред окружающей среде при сжигании на ТЭС природного газа наносят оксиды азота.

В настоящее время на ТЭС применяются многочисленные методы снижения оксидов азота. Однако практика внедрения технологических (внутритопочных) мероприятий по снижению оксидов азота на действующих котлах выявила ряд негативных моментов, связанных с тем, что старые конструкции топочных устройств не обеспечивали оптимального сочетания условий для подавления образования оксидов азота и полного выгорания топлива.

В результате внедрение технологических мероприятий на таких котлах, как правило, сопровождалось снижением КПД (за счёт увеличения недожога и температуры уходящих газов), уменьшением надёжности работы (из-за увеличения температуры газов на выходе из топки, увеличения интенсивности шлакования) и меньшей эффективностью снижения выбросов NO_x по сравнению с новыми котлами. Кроме того, внедрение таких внутритопочных мероприятий, как стадийное, ступенчатое сжигание, рециркуляция продуктов сгорания, на действующих котлах требовало значительного объема реконструкций и, как следствие, высоких материальных затрат.

Поэтому поставлена задача разработки и внедрения малозатратных быстрореализуемых экологически безопасных способов сжигания топлив, которые при внедрении на действующем оборудовании не вызывают снижения эффективности и надёжности работы котлов. Вновь разработанные способы снижения оксидов азота должны иметь низкие капитальные и эксплуатационные затраты, быть просты в обслуживании и иметь возможность внедрения силами собственного персонала станции.

Особую актуальность представляют способы сжигания топлив, позволяющие не только значительно снизить эмиссию оксидов азота, но и повысить КПД котла.

Основная идея способа сжигания топлива с умеренным недожогом состоит в уменьшении локальных избытков воздуха в ЗАГ за счёт уменьшения количества организованного подаваемого воздуха в топку. Снижение свободного кислорода в зоне горения подавляет образование термических и топливных оксидов азота, при этом несколько увеличивается эмиссия продуктов неполного горения топлива, контролируемых по содержанию монооксида углерода CO в продуктах сгорания.

При традиционном сжигании окончательное выгорание топлива должно происходить исключительно в топочной камере. Полного сгорания топлива в топке добивались повышенным количеством организованно подаваемого воздуха в топку, поддержанием высоких температур в зоне горения. Вызывалось это отсутствием необходимых приборов контроля состава продуктов сгорания. Повышенный избыток воздуха в топке приводил к завышенному образованию оксидов азота и чрезмерным потерям с уходящими газами из котла. Современный уровень технологического развития даёт возможность устанавливать в газовых трактах котлов приборы контроля состава продуктов сгорания, которые позволяют улучшить как эффективность работы котла, так и его экологические характеристики.

Режимы с контролируемым умеренным недожогом являются наиболее оправданными как с точки зрения экологической чистоты, так и с точки зрения эффективного сжигания

топлива, так же они являются малозатратными и быстро внедряемыми, поскольку могут быть легко реализованы на котле в результате наладочных испытаний.

Для эффективной работы котла с контролируемым умеренным недожогом необходима полная информация о завершенности процессов выгорания топлива, что возможно только на основании одновременных измерений содержания СО в дымовых газах в режимном сечении и в сечении за дымососом.

Литература

1. Росляков П.В., Плешанов К.А. Результаты сжигания топлива на котлах с умеренным химическим недожогом учреждение высшего профессионального образования. Москва, Россия. [Электронный ресурс]. – 2012. – Режим доступа: <http://www.sworld.com.ua/konfer28/351.pdf>. – Дата доступа: 02.12.2012.
2. Науные основы современных сталеплавильных процессов /А. В. Явойский, П.С. Харлашин, Т.М. Чаудри Мариуполь, 2003 – 276 с.

УДК 620.92

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – к.т.н., старший преподаватель Муслина Д. Б.

На производстве частым случаем является отношение максимальной и минимальной нагрузок крайне велико, а в дополнение имеется рваный график работы с перерывами в потреблении продолжительностью до 20 минут. Например, на текстильных предприятиях Беларуси отмечались такие режимы, при которых в течение 10 минут потребляется пар расходом 50 т/час с падением нагрузки до 0,5 т/ч в последующие 20 минут, при среднем часовом потреблении на уровне 18–24 т, при этом потребляется только паровой теплоноситель. Естественно, что подобная ситуация требует превентивных мер по исправлению ситуации. Следует отметить, что в подобных случаях ситуация смягчается при энергоснабжении от крупного внешнего теплоисточника, у которого имеется ряд потребителей, и такие скачки в подаче частично сглаживаются. Однако, при попытках перевода подобных технологических предприятий на энергообеспечение от собственного источника, подобный режим спроса на тепловую энергию делает его крайне затруднительным, а порой и невозможным без использования дополнительных мер.

К таким мерам можно отнести применение тепловых аккумуляторов фазового перехода «пар-жидкость», или иначе их еще называют пароводяные аккумуляторы.

Наиболее просты в части конструкции и эксплуатации паровые аккумуляторы Рутса и Рато, или аккумуляторы со скользящим давлением и разрядкой насыщенным паром.

В случае внедрения паровых аккумуляторов в часы провалов потребления аккумулирующая система будет забирать избыток теплоты, поступающей от работающего на базисную нагрузку теплогенерирующего оборудования с паровым теплоносителем, хранить ее в виде внутренней энергии перегретой жидкости и затем отдавать снова с потоком пара, когда потребность в нем превысит мощность базисной нагрузки.

Как правило, аккумулятор Рутса подключается параллельно парогенерирующему источнику. Во время зарядки в паровом пространстве аккумулятора устанавливается небольшой избыток давления, благодаря чему между паром, поступающим для зарядки, и водой в аккумуляторе образуется разница в температуре, способствующая охлаждению пара и его конденсации. При отборе пара из аккумулятора в паровом пространстве давление снижается, происходит парообразование. Охлажденная вследствие парообразования вода способствует образованию конвекционных потоков и вовлечению в процесс испарения глубинных слоев. Поскольку основная масса пара образуется у поверхности воды, то интенсивного вскипания в объеме не происходит и бросков воды в разборный паропровод при напряжении зеркала испарения до 400 м³/м² не наблюдается. Для предохранения аккумулятора от чрезмерного повышения напряжения зеркала испарения в разрядном трубопроводе устанавливается ограничительное сопло Лавалья 7. Сечение сопла рассчитано так, чтобы при максимальном расходе пара, соответствующем критической скорости в суженном сечении сопла, напряжение зеркала испарения не превышало максимально допустимой величины.

Отличительной особенностью аккумуляторов Рато, является их установка после аппаратов, работающих с переменной нагрузкой. Основное назначение паровых аккумуляторов Рато – сглаживания колебаний уже отработавшего пара, и дальнейшая подача его в аппараты с постоянной нагрузкой.

Применяемые в настоящее время аккумуляторы Рато имеют диаметр цилиндрического корпуса порядка 2,5–3 м, длину 7,5–9 м, рабочий объем воды до 4,0 м³, и пропускную способность до 20 т пара в час.

Как ранее указывалось, аккумуляторы Рато служат промежуточным звеном между машинами периодического действия и установками с постоянной нагрузкой, что необходимо учитывать при расчете аккумулятора.

Следует отметить, что в обоих случаях, применение паровых аккумуляторов дает следующие преимущества: экономиться топливо прямого сжигания, используемое для покрытия колебаний нагрузки, а также пиковой нагрузки Мощности систем зарядки и разрядки аккумулятора и его емкость определяются в соответствии с реальным графиком теплоснабжения.

Основные преимущества схемы энергоснабжения с аккумулирующими установками: повышается надежность и стабильность системы теплоснабжения предприятия при частых колебаниях нагрузки. Также, в период пика потребления тепловой аккумулятор дает экономию капитальных затрат, позволяя использовать базисные установки меньшей мощности и затрат на топливо для покрытия пиковых нагрузок за счет прямого сжигания; а в периоды провала нагрузок – обеспечивать более стабильную работу генерирующего оборудования без частых разгрузок, что обеспечит надежность энергоснабжения и продлит срок службы основного оборудования.

Прочие преимущества схемы энергоснабжения с аккумулирующими установками известны: в отношении максимальных нагрузок снижаются расход топлива на пиковые источники и инвестиции, поскольку используются базисные установки меньшей мощности, а в периоды минимальных нагрузок – подавляется рассеяние энергии.

Литература

1. Сазанов, Б.В. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий / Б.В. Сазанов, В.И. Ситас. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 304 с.
1. Beckmann, G. Thermal Energy Storage: Basics, Design, Applications to Power Generation and Heat Supply (Topics in Energy) / G. Beckmann, P. V. Gilli. – 1st. ed. – Springer Verlag, 2002. – 248 p.
2. Kalaiselvam, S. Thermal Energy Storage Technologies for Sustainability: Systems Design, Assessment and Applications / S. Kalaiselvam, R. Parameshwaran. – Elsevier, 2014. – 444 p.
3. Dincer, I. Thermal Energy Storage: Systems and Application / I. Dincer, M. A. Rosen. – 2nd. ed. – Wiley, 2010. – 620 p.
4. Gochwenoit, C. Regulation of Heat and Electricity Produced in Combined Heat and Power Plants. Liberalization and Extent of CHP Usage // THE WORLD BANK № 27201 [Electronic resource]. – 2009. – Mode of access : <http://data.worldbank.org/>. – Date of access : 05.10.2013.
5. Алексеев, Б.А. Новое в энергетике : производство и потребление электроэнергии, энергетика разных стран // Энергетика за рубежом. – 2005. – № 5. – С. 3–13.
6. Moreno, M.A. Improvement of power quality using distributed generation // Electrical Power & Energy Systems. – 2010. – Vol. 32, № 10. – P. 1069–1076.

УДК 62-68

ПРИМЕНЕНИЕ АБСОРБЦИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛА

Григорьев В.Г., Янчук В.И.

Научный руководитель – к.т.н., старший преподаватель Муслина Д.Б.

Предложена схема с одноступенчатым абсорбционным тепловым насосом для утилизации тепла, выделяемого во время аэробного гниения органических отходов (Рисунок.1). Кучи в процессе гниения органического материала, расстояние между которыми составляет 10 метров, движутся на конвейере, начальная температура куч около 65 °С. Примерно через 40 дней процесс гниения заканчивается. Компост, достигший 30 °С, продезинфицированный и хорошо разложенный, покидает завод; следовательно, он может быть применен в сельском хозяйстве. В процессе гниения кучи компоста снабжают кислородом. Теплоту, выделяющуюся во время гниения, передают холодной воде, которая далее поступает в установку абсорбционного теплового насоса.

На схеме изображено, как объединены абсорбционный тепловой насос, работающий на сжигании газа, с системой энергоснабжения завода. Из-за прерывистого процесса вентиляции и движения компостных груд температура воздуха на них непостоянна, вследствие чего непостоянна тепловая нагрузка на контур холодной воды. Поэтому введён аккумулятор воды, поддерживающий температуру постоянной и служащий как вводное устройство в испаритель АБТН. Тепловой насос обеспечивает постоянную температуру на выходе контура отопительной воды 82 °С после прохождения абсорбера и конденсатора теплового насоса. Для достижения повышения температуры на 50 °С тепловой насос оснащен генератором, имеющим газовую горелку, мощность которой модулируется от 325 до 600 кВт в зависимости от условий эксплуатации теплового насоса. Тепловой насос был разработан для цикла, имеющего COP около 1,6 при 50% частичной нагрузке, увеличивающегося до 1,65 при полной нагрузке. Принимая во внимание эффективность горелки около 88% при частичной нагрузке и около 85% при полной нагрузке, основной энергетический коэффициент достигает 1,45.

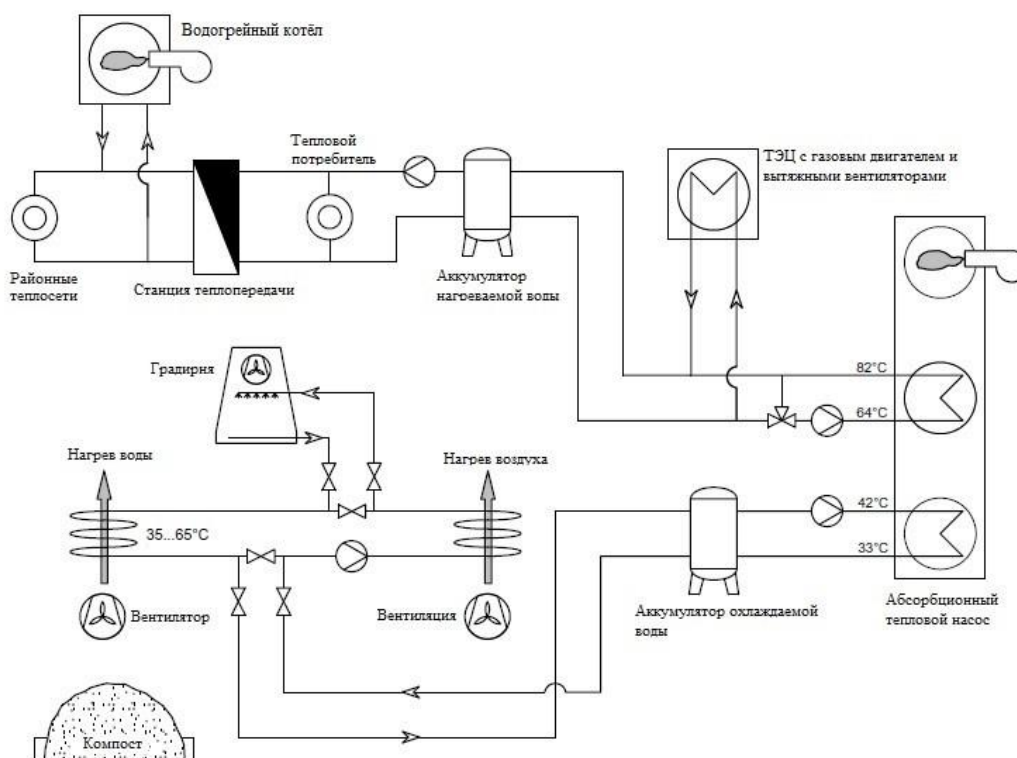


Рисунок 1. Схема подключения АБТН

Также инновационную схему энергоснабжения с использованием АБТН можно использовать для отопления помещений и теплоснабжения бассейнов с температурами между 24 °С и 34 °С со средней тепловой мощностью 600 - 800 кВт и пиковой нагрузкой всех потребителей тепла приблизительно 2 МВт.

При наличии низкопотенциального теплового источника возможно применение абсорбционного теплового насоса двойного эффекта, который использует тепло от когенерационного двигателя, служащего для тригенерации(ССНР).

Дымовые газы двигателя с температурой 450 °С поступают в высокотемпературный генератор абтн, где охлаждаются до температуры 200 °С, затем поступают в АБХМ и при температуре 120 °С выбрасываются в атмосферу. Вода рубашки охлаждения, имеющая температуру 90 °С поступает в АБХМ, нагревается до 96 °С, и направляется низкотемпературный генератор АБТН, а далее потребителю №1. Тепловая нагрузка потребителя №2 покрывается отводом теплоты от раствора бромистого лития в конденсаторе абтн. Таким образом, имея цикл АБТН с $COP = 2,2$ и цикл АБХМ с $COP = 1,7$, можно получить тригенерационный цикл с общим $COP = 1,95$.

УДК 629.113.6.066

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ЗАРЯДКИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

Иванова Д.С., Твердунова А.Д.

Научный руководитель – старший преподаватель Петровская Т.А.

Мы все слышали об электрических автомобилях, но как насчет электрической дороги? Вождение электрических автомобилей имеет много преимуществ. Это стопроцентное отсутствие вредных выбросов, что сохраняет наш воздух чистым. Также использование электрического автомобиля обходится в меньшую цену, чем заправка обычного. Но одним из основных недостатков электромобилей является необходимость их частой подзарядки. Сегодня на рынке большинство электрических машин могут без подзарядки преодолеть расстояние от 75 до 100 миль - это прекрасный результат для наиболее распространенных расстояний, но совершенно не подходящий для дальних поездок, так как батареи таких электрических транспортных средств являются тяжёлыми, дорогими и не могут производить достаточно энергии для преодоления больших расстояний.

Вместо того, чтобы просто попытаться решить проблему с тяжёлыми и большими батареями или путём добавления большего количества зарядных станций, израильский стартап под названием «ElectRoad» выбрали другой подход: создание уникальной дороги, которая будет заряжать ваш электрический автомобиль во время движения.

Компания была основана в 2013 году с целью распространения электромобилей. Стартап выиграл первый приз в начале декабря на конкурсе «Запуск чистой энергии».

И, уже, в не очень далеком будущем владельцы электрических автомобилей смогут избавиться от необходимости подключения своих транспортных средств к порту зарядной станции и от простоя в течение времени, необходимого для зарядки аккумуляторных батарей. Подзарядка батарей будет производиться беспроводным способом прямо во время движения по специальной электрифицированной дороге. И первая такая дорога появится в ближайшее время в Тель-Авиве благодаря работе специалистов израильской компании «Electroad». На первом этапе будет электрифицироваться участок дороги, по которому курсируют автобусы одного из маршрутов. А после опытной эксплуатации такой дороги технология беспроводной зарядки электрического транспорта доберется и до других дорог общего назначения.

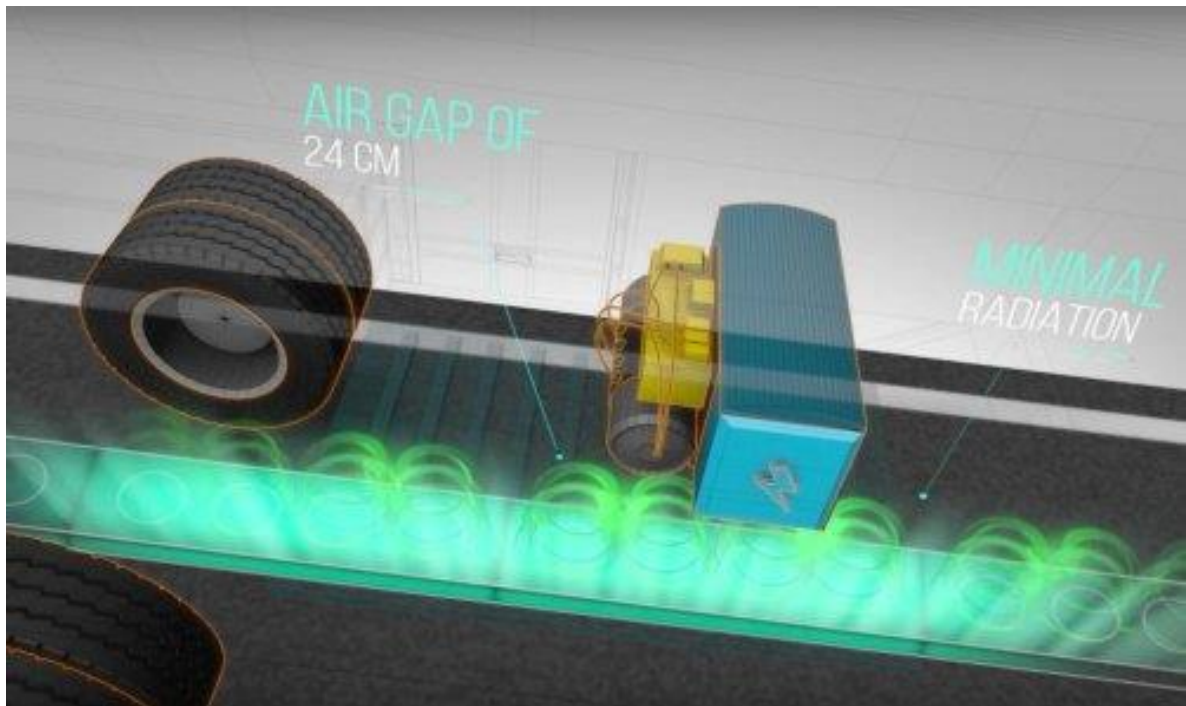


Рисунок 1. Прокладка электрифицированной дороги

"Наша технология проста, гибка и масштабируема" - рассказывает Орен Эзер, руководитель компании «Electroad», - "Для прокладки зарядных элементов требуется только медь и резина, а сама прокладка может проводиться быстро на уже существующих дорогах".

Прокладка осуществляется при помощи специального прокладчика, который делает траншею, глубиной всего 8 сантиметров. Следующий за прокладчиком второй механизм укладывает соединенные между собой индукционные катушки и заполняет траншею асфальтом снова. За один день работы прокладчик может электрифицировать около одного километра дороги.

Катушки, уложенные под поверхностью дороги, обеспечивают эффективную работу системы беспроводной передачи энергии при толщине воздушного промежутка до 24 сантиметров. Режим работы этих катушек оптимизирован таким образом, что их излучение не достаёт до водителя и пассажиров, что делает такую систему безопасной для людей. А питает электрифицированную дорогу сеть "умных" преобразователей-инверторов, которые обмениваются информацией друг с другом в режиме реального времени.

Компания «Electroad» сначала планирует охватить своей системой область общественного транспорта. И только потом эта платформа станет открыта для ее использования частным транспортом. В настоящее время технология беспроводной зарядки уже прошла испытания в лаборатории компании Electroad и на 20-метровом опытном участке дороги неподалеку от лаборатории. И, как упоминалось выше, очень скоро в Тель-Авиве начнут курсировать автобусы, снабженные лишь буферными аккумуляторными батареями малой емкости, но способные без дополнительной подзарядки постоянно двигаться по пятикилометровому маршруту.

Следует заметить, что такая технология имеет массу положительных сторон. К примеру, полногабаритная аккумуляторная батарея для электрического автобуса весит пять тонн и стоит порядка 300 тысяч долларов. Если отказаться от такой батареи, то автобус станет намного легче и будет расходовать на свое передвижение меньшее количество энергии в целом. Экономия энергии в данном случае приведет к снижению затрат в два раза по сравнению с автобусами с дизельным двигателем. То есть, в случае общественного транспорта затраты на переоборудование автобусов и прокладку электрифицированных дорог окупятся достаточно быстро. Нет необходимости для подзарядки и благодаря минимальному весу аккумуляторной батареи требуется минимум затрат энергии. Также к достоинствам данной технологии можно отнести и её низкую стоимость в обслуживании. Уменьшится процент загрязнения, а, следовательно, и распространённость респираторных заболеваний, в том числе рака лёгких.



Рисунок 2. Прокладка дороги в настоящее время в Тель-Авиве

А в более дальней перспективе Орен Эзер пока еще только мечтает перевести весь электрический транспорт в Израиле на технологию индуктивной зарядки в движении. Более того, компания «Electroad» получила грант на исследования от Европейского Союза, так что подобные электрифицированные дороги могут появиться в ближайшее время не только в Израиле, но и в некоторых европейских странах. А в очереди на разработку у компании «Electroad» стоит разработка технологий, позволяющих интегрировать их технологии беспроводной зарядки с технологиями получения энергии из альтернативных источников.

Ко всему этому стоит добавить, что компания может управлять автомобилями в настоящее время, позволяя им иметь меньшие по объёму и массе батареи, делая электромобили легче и дешевле. Данную технологию, по истине, можно считать прорывом. Наша планета столкнулась с глобальными экологическими катастрофами и лишь мы вправе помочь ей справиться с ними.

Литература

1. ElectRoad [Электронный ресурс] // ElectRoad: Drive the future with wireless energy. 2016. URL: <https://www.electroad.me/> (дата обращения: 1 апреля 2017);
2. Израильский стартап. Тестирование первой электрической дороги в Тель-Авиве [Электронный ресурс] // Jewish Business News. 2013. URL: <http://jewishbusinessnews.com/2016/05/26/Israeli-Startup-is-testing-Out-The-countrys-First-Electric-Road-in-Tel-Aviv> (дата обращения: 1 апреля 2017);
3. В Израиле начато строительство первой в мире дороги, которая будет заряжать батареи электрического транспорта во время движения [Электронный ресурс] // DailyTechInfo. 2009. URL: <http://www.dailytechinfo.org/auto/8822-v-izraile-nachato-stroitelstvo-pervoy-v-mire-dorogi-kotoraya-budet-zaryazhat-batarei-elektricheskogo-transporta-vo-vremya-dvizheniya.html> (дата обращения: 1 апреля 2017).

УДК 620.91:662.997

ПОДЗЕМНОЕ АККУМУЛИРОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

Ермоленко В. И., Грицук А. А., Шалабодова К. Ю.

Научный руководитель – к.т.н., старший преподаватель Муслина Д. Б.

В рамках национальной программы по освоению энергетических ресурсов разработан проект теплоснабжения группы коттеджей с помощью солнечной энергии и теплонасосных установок, использующих тепло нагретых грунтовых вод. Система спроектирована для условий района г. Ландскруна (Южная Швеция). Первоначально она намечалась для краткосрочного аккумулирования тепла, в последующем - для сезонного. Для этого планируется проведение экспериментов с целью определения возможности создания сезонного подземного теплоаккумулятора (ПТА). В скальных породах на глубине 30 м (Швеция) сооружен сезонный подземный теплоаккумулятор солнечной энергии емкостью 100 тыс. м³. Его годовая энергоемкость 5500 МВт·ч, что эквивалентно 550 т мазута. Подземный теплоаккумулятор имеет кольцевую форму, его высота 30 м, наружный и внутренний диаметры, соответственно, 75 и 35 м. С помощью солнечной энергии отапливается 550 жилищ. Общая поверхность коллекторов 4,2 тыс. м².

Летом и осенью в ПТА поступает нагретая вода до 90 °С, а забирается из него с температурой 65-70 °С. Среднегодовой КПД 30%, потери тепла неизолированного подземного теплоаккумулятора в конце первого года эксплуатации составят 70 %, а через 4 года – 32 %, через 10 лет - не превысят 28 % (остывание за 25 ч составляет 10 °С). Стоимость тепла от подземного теплоаккумулятора эквивалентна стоимости тепла от теплосети.

В Швеции разрабатывается проект сезонного ПТА, включающий водоем и подземные горные выработки объемом 700 тыс. м³. Нагретая летом вода будет закачиваться в подземный теплоаккумулятор. Теплоаккумулирующая энергоемкость составит 11-170 ГВт·ч. В отопительный период вода из ПТА поступает в теплосеть; при падении температуры воды ниже 6 °С, она будет использована в качестве источника тепла для теплонасосных установок.

Одним из практических параметров является КПД подземного аккумулирования тепловой энергии, который представляет собой отношение между количеством возвращаемого и запасаемого тепла. Его значение зависит от уровня падения температуры. Предположительно считается, что лучше хранить тепло при более высокой температуре, что допускает более высокое падение температуры. Однако падение на 40—50 °С за несколько месяцев делает непригодным возвратное тепло для получения электроэнергии. Эксперименты и расчеты дают основание на достижение КПД на уровне 75-80 %.

В последние годы в Нидерландах широкое распространение получили установки подземного аккумулирования тепла и холода в водоносных пластах. Подземное аккумулирование тепловой энергии позволяет реализовать летнее охлаждение с помощью зимнего холода, а зимний подогрев - с помощью летнего тепла. Такие установки позволяют сэкономить порядка 50-75 % эксплуатационных затрат на тепло- и холодоснабжение по сравнению с традиционными установками (отопительными котлами и холодильными машинами).

Система подземного аккумулирования энергии состоит из двух скважин, через которые откачивается или закачивается вода из водоносного слоя, являющегося аккумулирующей средой. Одна скважина используется для аккумулирования тепла, другая - холода. Скважины находятся на расстоянии нескольких десятков метров друг от друга, исключая взаимное влияние теплого и холодного "колоколов" и наземно соединены между собой трубопроводом с включенным туда теплообменником.

Годовой цикл схематически можно представить состоящим из 2 ситуаций:

- Лето. Холод (ранее запасенный) из холодной скважины используется для холодоснабжения потребителя. Вода из водоносного слоя с температурой 7-10°С откачивается из холодной скважины и в теплообменнике отдает холод потребителю (например, в систему кондиционирования воздуха). После этого уже с более высокой

температурой она закачивается обратно в водоносный пласт через теплую скважину. Таким образом, по мере подачи холода потребителю сокращается запас холода вокруг холодной скважины, но одновременно создается запас тепла в теплой скважине.

• Зима. Как только у потребителя возникает потребность в тепле, направление процесса меняется: теплая вода откачивается из теплой скважины и после отдачи тепла в теплообменнике закачивается в водоносный пласт через холодную скважину. Теперь вокруг холодной скважины растет запас саккумулированного холода. Таким образом, осуществляется годовой цикл зарядки-разрядки тепла и холода.

В большинстве систем температура закачиваемой воды зимой составляет 6-9°C, а летом 15-25°C, то есть можно говорить об аккумуляции низкопотенциального тепла и холода.

В первых проектах упор делался только на аккумуляцию холода с целью охлаждения. Принципиальная схема приведена на Рисунок 1. Летом здание охлаждается холодом, саккумулированным в водоносном пласте, то есть система подземного аккумуляирования заменяет холодильную машину. В течение зимы производится зарядка холодной скважины с помощью градирни или воздушного теплообменника. Для зимнего отопления используется традиционный котел. Такая схема применяется также и для охлаждения производственных процессов, где круглогодично необходим холод с температурой 10-18°C.

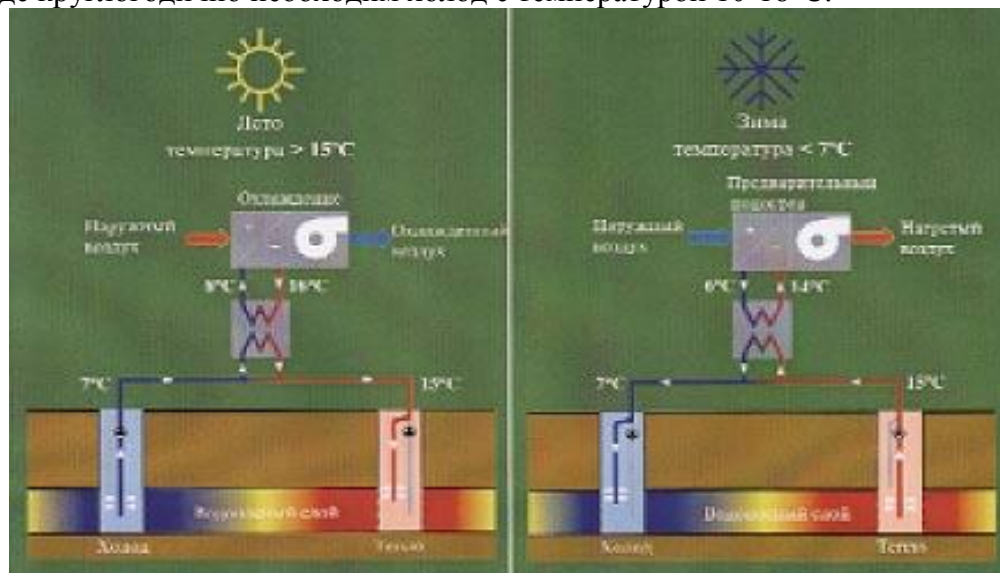


Рисунок 1. Аккумуляирование холода с целью охлаждения

На Рисунок 2 представлен вариант более комплексной схемы, где система подземного аккумуляирования объединена с системой центрального кондиционирования здания. Такая схема применима в зданиях, где охлаждение полностью (или почти полностью) осуществляется с помощью вентиляционного воздуха. В этом случае система подземного аккумуляирования поставляет не только холод летом, но и часть тепла зимой, то есть количество сэкономленной энергии возрастает вдвое по сравнению со схемой на Рисунок 1.

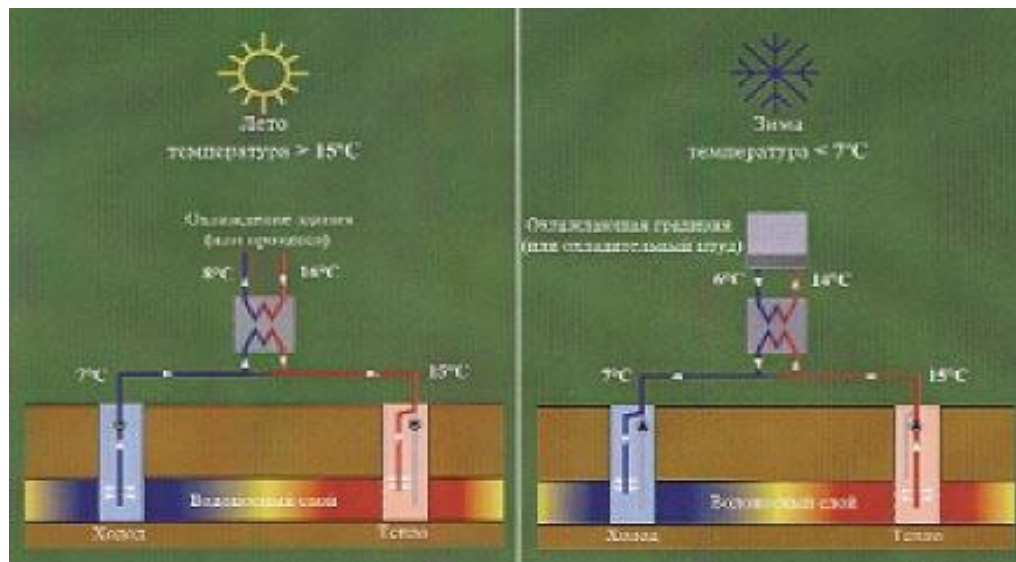


Рисунок 2. Система подземного аккумулирования с системой центрального кондиционирования здания

В течение зимнего сезона в тот же центральный кондиционер подается вода из теплой скважины для (предварительного) подогрева вентиляционного воздуха и одновременной "зарядки" холодной скважины. Летом этот холод используется для кондиционирования, а вода из холодной скважины после подогрева в центральном кондиционере закачивается в теплую скважину.

На Рисунок 3 представлена наиболее комплексная схема, в которой зимнее отопление осуществляется с помощью теплового насоса. Тепловой насос использует низкотемпературное тепло из теплой скважины и повышает его потенциал до температурного уровня, пригодного для целей отопления (низкотемпературного). Одновременно заряжается холодная скважина. Как правило, тепловой насос дополняется пиковым отопительным котлом. На сегодняшний день оптимальной признана схема, где тепловой насос имеет мощность около 20-30 % от максимальной отопительной нагрузки, поставляя при этом около 80 % необходимого тепла.

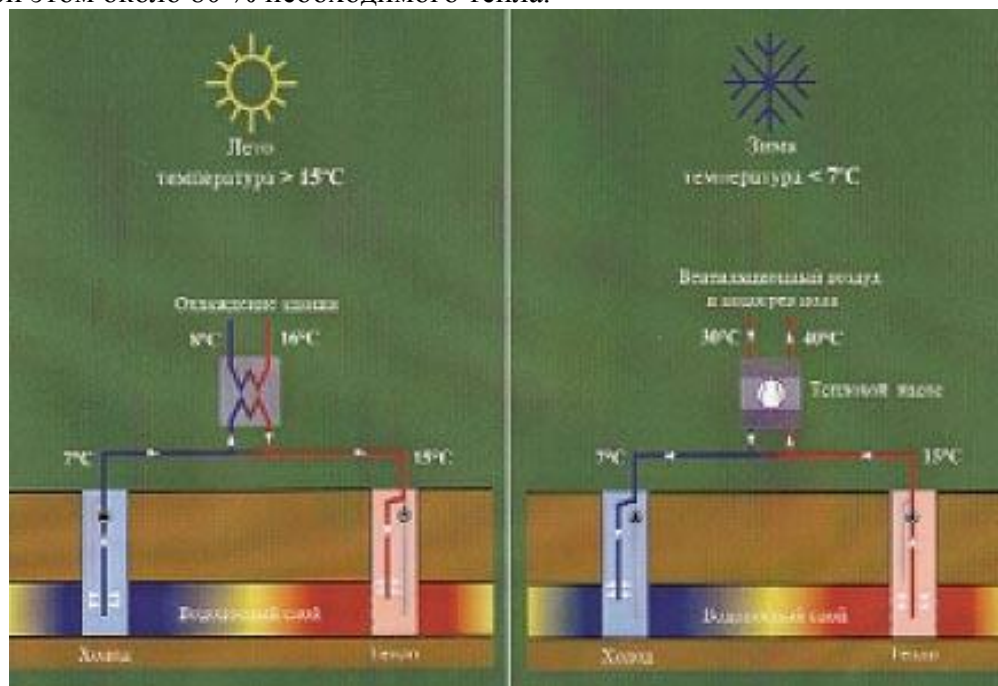


Рисунок 3. Комплексная схема системы отопления, осуществляемого с помощью теплового насоса

Охладительная мощность в реализованных проектах составляет в среднем 500-1000 кВт, при такой мощности система наиболее рентабельна по сравнению с традиционной холодильной машиной. Почти в 60 % установок одновременно используется и аккумулированное в подземном слое низкопотенциальное тепло.

Основным функциональным (и затратным) элементом системы является скважина. Пластиковая труба, помещенная в скважину, на глубине используемого водоносного слоя снабжена отверстиями для откачки и закачки грунтовой воды и фильтрами. В верхней части скважины располагаются погружные насосы, подсоединения закачивающих и откачивающих труб скважины к транспортирующим трубопроводам, средства контроля и управления. Транспортирующие трубопроводы прокладываются, как правило, неглубоко под землей. Теплообмен с системой тепло- и холодоснабжения объекта происходит в пластинчатом теплообменнике с температурным напором в 1-2°C. Таким образом, подземный контур отделен от наземного контура тепло-, холодоснабжения самого здания, что исключает вероятность загрязнения или ухудшения качества грунтовых вод. Система контроля и управления связана с системой регулирования тепловой нагрузки объекта. В большинстве систем дебит скважины регулируется в пределах от 20 до 100 % в зависимости от требуемой тепловой или холодильной нагрузки здания.

Литература

1. Snijders A. L. Aquifer thermal energy storage in the Netherlands. Newsletter CADDET Energy Efficiency, Special Issue on the Netherlands, September, 2000.
2. Proceedings TERRASTOCK 2000. 8th International Conference on Thermal Energy Storage. Stuttgart, Germany.

УДК 620.92

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ТЕЧЕНИЯ

Алексеева И.В., Бойко Е.Г., Бурмич А.Д., Окулевич В.В.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Сапун Н.Н.

При движении жидкости или газа с высокой скоростью в потоке около поверхности из-за сил внутреннего трения наблюдается выделение теплоты. Это вносит некоторые особенности в протекание процесса теплообмена. Внутренний разогрев потока представляет собой необратимый процесс рассеивания части механической энергии движения вследствие вязкого трения и перехода этой энергии в теплоту. Процесс этот называют диссипацией энергии движения.

Для характеристики режима течения в газодинамике вводится понятие числа Маха, равного отношению местной скорости потока w и скорости звука c в той же точке потока.

$$M = w / c.$$

При $M < 1$ течение называется дозвуковым, при $M > 1$ сверхзвуковым.

В сверхзвуковых потоках перепады температур в пограничном слое становятся настолько значительными, что плотность газа и другие его теплофизические свойства (вязкость, теплопроводность) оказываются переменными по толщине слоя. Их уже неправомерно рассматривать как постоянные. Вследствие этого при расчете теплоотдачи в сверхзвуковых потоках должна вводиться поправка на переменность теплофизических свойств:

$$\alpha_w = \alpha \cdot \psi,$$

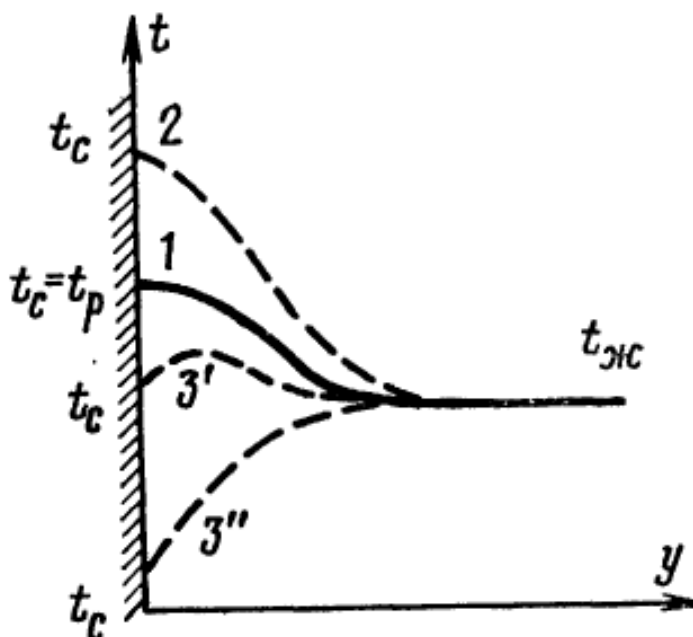
здесь α_w – коэффициент теплоотдачи с учетом переменности свойств;

α – коэффициент теплоотдачи, определенный по формуле Ньютона-Рихмана;

ψ – поправка на переменность теплофизических свойств газа.

Поправка ψ зависит в первую очередь от отношения абсолютных температур $T_p / T_{\text{ж}}$ и $T_c / T_{\text{ж}}$.

Основное количество теплоты выделяется в пристенном слое, где силы вязкого трения имеют наибольшее значение. В результате в этом слое температура среды повышается. Если поверхность тела теплоизолировать, то она также принимает более высокую температуру. Такая температура называется адиабатной температурой поверхности t_p ; она соответствует условиям, когда перенос теплоты через поверхность отсутствует.



На рисунке 1 показано распределение температур в пограничном слое при высоких скоростях движения потока. Теплота, выделяющаяся в пристенном слое, отводится в глубь потока конвекцией и теплопроводностью.

Рисунок 1. распределение температур в пограничном слое при высоких скоростях движения потока.

УДК 621.383.4

ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОЛНЕЧНЫХ БАТАРЕЙ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

Богдан А. А., Павлович И. В.

Научный руководитель – старший преподаватель Петровская Т. А.

Все больше различных природоохранных организаций призывают общественность обратить внимание на экономное расходование природных ресурсов. Особое внимание привлечено к солнечной энергии, которая является, по сути, абсолютно бесплатной. Солнечное же излучение доступно практически в любой точке Земли.

Совсем недавно сама мысль о бесплатной электроэнергии казалась фантастической. Однако технологии не стоят на месте, и альтернативная энергетика завоевывает все больше поклонников. Все больше людей пользуются новейшими разработками, позволяющими обрести автономность без потери комфорта. Солнечные батареи являются действительно эффективным источником электроэнергии при соответствующих условиях.

Солнечная батарея представляет собой многочисленные фотоэлектрические преобразователи, соединенных между собой в единую систему. Они превращают солнечную энергию в электрический ток.

Однако эффективность работы солнечных батарей зависит от ряда факторов, таких как интенсивность облучения, угла падения лучей и температуры.

Температурная чувствительность напряжения.

При увеличении температуры эффективность солнечных батарей снижается. С ростом температуры поток электронов нарастает, что вызывает увеличение силы тока и падение напряжения. Падение напряжения при этом больше, чем увеличение силы тока. Поэтому общая мощность уменьшается, что приводит к тому, что панель работает с меньшей эффективностью.

Солнечные батареи подразделяются на три больших семейства:

- Тонкопленочные – состоят из натянутых плёнок, которые легко можно установить любое удобное место. Не боятся пыли и могут работать даже в неблагоприятных условиях. Недорогие, но требуют большой площади для установки.
- Монокристаллические – изготавливаются из большого количества индивидуальных ячеек. Эффективно применяются в судоходстве. Имеют небольшую массу, компактны в размерах, надёжны и долговечны. Однако даже лёгкая облачность может привести к прекращению выработки энергии.
- Поликристаллические – в ячейках находятся кристаллы, направленные в разные стороны. Это позволяет улавливать рассеянный свет и меньше зависеть от прямого освещения. Дешевле, чем монокристаллические модели. Их успешно используют для освещения домов и даже улиц.

Рассмотрим поликристаллические солнечные батареи. В условиях переменного климата, полезно знать и использовать знания об эффективности батарей в зависимости от их температуры, так как с её изменением изменяется и напряжение, производимое батареями.

Значения напряжений, производимых батареями, при определённой температуры представлены на таблице 1.

Таблица 1 – Вырабатываемое батареями напряжение

Время	Температура	Напряжение
t, мин	T, °C	U, В
0	20,4	22,1
1	23,5	21,6
2	28,7	21,1
5	40,8	20,2
10	56,3	19,0
15	60,0	18,3
20	70,4	18,0

Для данных из таблицы 1 можно построить рисунок 1 – кривую нагрева

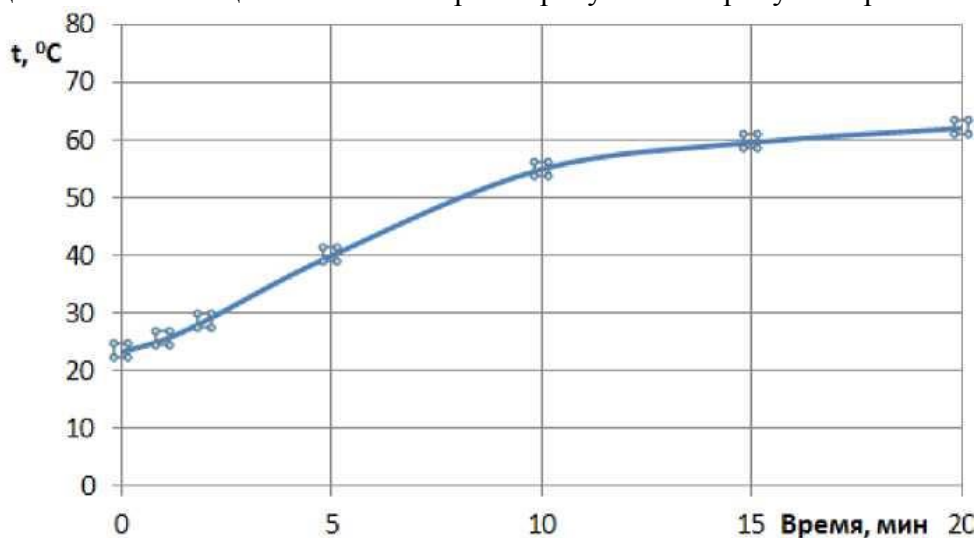


Рисунок 1. Зависимость температуры от времени

А также рисунок 2 – зависимость напряжения от времени

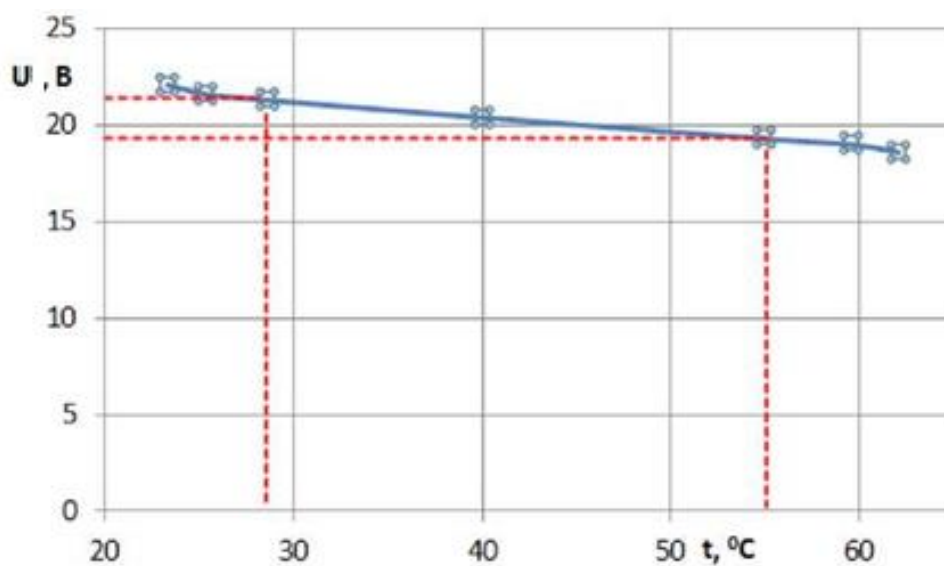


Рисунок 2. Зависимость напряжения от времени

Вывод:

Солнце – практически неисчерпаемый источник энергии, а с помощью солнечных батарей можно использовать эту энергию для таких человеческих потребностей, как нагрев воды, обогрев помещений и т. д.

Однако их эффективность зависит от многих показателей: например, с увеличением температуры батареи, вырабатываемое ею напряжение падает, а значит и количество получаемой электроэнергии уменьшается. Наглядно это показано на графиках.

Литература

1. <http://postroy-sam.com/solnechnye-batarei-dlya-chastnogo-doma.html>
2. [<http://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-effektivnosti-raboty-solnechnoy-batarei-v-polevyh-usloviyah>]

УДК 620.9.002.56

ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭНЕРГОАУДИТА ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ НА ПРИМЕРЕ ОАО «ОСИПОВИЧСКИЙ ЗАВОД АВТОМОБИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ»

Филев А.В.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Мигуцкий И.Е.

В связи с необходимостью роста энергетической безопасности, в том числе повышения энергетической независимости Республики Беларусь государственное регулирование в сфере энергосбережения должно в первую очередь основываться на принципе эффективного и рационального использования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР).

Одним из важнейших путей госрегулирования в данной сфере является проведение энергетических обследований (энергоаудитов) промышленных предприятий, включающее в себя оценку эффективности использования топливно-энергетических ресурсов и определение реального потенциала энергосбережения, выработку обоснованных предложений по переходу на прогрессивные нормы расхода топливно-энергетических ресурсов, а также разработку энергосберегающих мероприятий. Согласно Ст.11 Закона РБ «Об энергосбережении» энергоаудиту в обязательном порядке подлежат юридические лица с годовым потреблением топливно-энергетических ресурсов 1,5 тысячи тонн условного топлива и более. Обязательный энергоаудит юридического лица проводится не реже одного раза в 5 лет согласно графикам, ежегодно утверждаемым республиканскими органами госуправления.

В качестве примера для исследования был выбран энергоаудит ОАО «Осиповичский завод автомобильных агрегатов». На начальном этапе были определены показатели энергообеспечения. Установлено, что предприятие потребляет котельно-печное топливо в виде природного газа и дров, электроэнергию и тепловую энергию в виде горячей воды. Также было подвержено анализу состояние использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) на предприятии, выявлен выход тепловых ВЭР с отходящими газами плавильных печей и печей термообработки, сушильных камер линий покраски, с охлаждающим компрессорное оборудование воздухом, с вентиляционными выбросами, производственные и хозяйственно-бытовые стоки. Определен суммарный годовой выход тепловых ВЭР, который за исследуемый год составил 19500 Гкал, установлено, что существующая утилизация данного типа вторичных энергетических ресурсов за рассматриваемый период составила около 1890 Гкал.

В ходе оценки эффективности использования топливно-энергетических ресурсов на объектах предприятия были определены основные направления в области энергосбережения, а также разработана программа организационно-технических мероприятий по экономии ТЭР.

Анализ деятельности предприятия с точки зрения потребления ТЭР и современных достижений в науке, технике и технологиях позволил выявить следующие направления в области энергосбережения: совершенствование технологических процессов, внедрение современного оборудования, внедрение энергогенерирующих мощностей, повышение эффективности систем тепло-, воздухо-, водоснабжения, утепление ограждающих конструкций зданий и сооружений, повышение эффективности систем вентиляции, утилизация тепловых ВЭР, повышение эффективности систем освещения, внедрение энергоэффективных источников света. Разработан ряд мероприятий, позволяющих повысить энергоэффективность технологических процессов предприятия. Примером такого мероприятия может служить внедрение графитсодержащих тиглей, взамен используемых из чугуна в печах САТ-0,25, что позволит снизить расход электроэнергии на их нагрев за счет меньшей теплоемкости предлагаемых, а также в 2-3 раза большего ресурса работы по сравнению с чугунными, что способствует снижению эксплуатационных затрат. В

условиях предприятия экономия ТЭР от осуществления данного мероприятия составила 119 т у.т. В общей сложности выявлено резервов экономии ТЭР, обеспечивающих экономию около 4100 т у.т., в том числе в энергосистеме – около 1400 т у.т.

В ходе проведенного энергетического обследования предприятия предложено к внедрению 20 мероприятий по энергосбережению.

УДК 518.5:532.54

УТИЛИЗАЦИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ НА БАЗЕ АБСОРБЦИОННЫХ БРОМИСТО-ЛИТИЕВЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Бойко Е.Г., Мосевич С.В.

Научный руководитель – Бубырь Т.В.

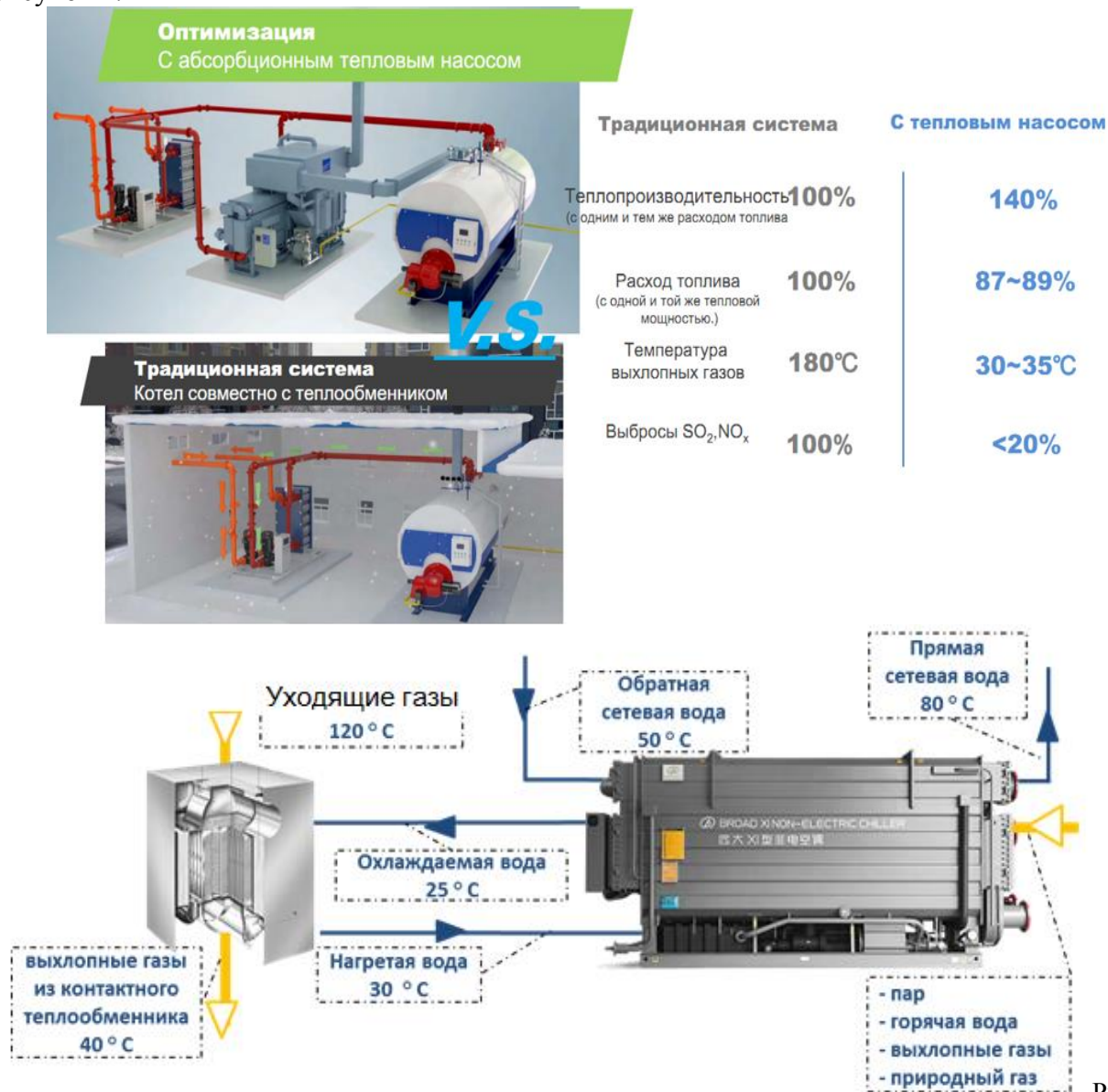
Введение. Ключевой энергетической проблемой современности является энергосбережение вообще и, прежде всего, на промышленных предприятиях, для которых актуально решение задачи обеспечения устойчивости продукции рынках, в том числе, через снижение энергетической составляющей себестоимости товаров. При этом, речь должна идти о снижении затрат на энергообеспечение на десятки процентов.

Решение обозначенной задачи, в том числе, может быть достигнуто за счет вовлечение в оборот низкотемпературных тепловых побочных производственных потоков путем интеграции в состав теплоэнергетических систем промышленных предприятий абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов (АБТН), снижающих на 40–55 % топливную составляющую производства тепловой энергии, отпускаемой от АБТН, например, с сетевой водой. О перспективности соответствующих систем теплоснабжения в Беларуси на предприятиях энергетики и промышленности говорится уже на протяжении нескольких лет ранее внедрение новой техники вызывало опасения, порой базирующиеся на негативных примерах современности, то сегодня острота рисков снизилась, поскольку успешная работа новой техники подтверждается мировым опытом ее использования, и, кроме того, имеется положительный пример использования АБТН в Беларуси. В обозначенной работе описано успешная реализация проекта утилизации тепловых низкотемпературных ВЭР, и эксплуатация на ОАО «Светлогорскхимволокно» АБТН, обеспечивающего упомянутую утилизацию и нагрев сетевой воды до 82 °С за счет использования теплоты оборотной воды системы охлаждения компрессорной и пара от Светлогорской ТЭЦ. При этом поток «бестопливный» теплоты составляет величину 40–45 % от величины, эквивалентной соответствующему нагреву сетевой воды с помощью традиционных теплогенерирующих источников. Остается лишь констатировать, что это сигнал всем предприятиям о возможности перенимать опыт утилизации побочных тепловых низкотемпературных потоков большой мощности для обеспечения потребителей тепловой энергии требуемого температурного уровня – до 85 °С.

Абсорбционные технологии утилизации низкотемпературных тепловых побочных потоков производства (ВЭР). Абсорбционные технологии известны десятилетия и нашли широкое применение в различных отраслях промышленности самых различных стран мира. Признание в нашей стране они получили в роли абсорбционных холодильных машин (АБХМ), предназначенных для получения охлажденной воды с температурой 5–7 °С для различных систем промышленного кондиционирования и обеспечения охлаждения в различных технологических процессах. Но более востребованы они в Беларуси по климатическим условиям страны и специфике промышленных предприятий, большей частью теплотехнологических, могут стать в роли абсорбционных тепловых насосов, предназначенные для получения горячей воды температурой до 90 °С для нужд отопления и ГВС. АБХМ и в нашей стране, зарекомендовали себя с лучшей стороны, в результате получили и известность, и хорошую репутацию.

Сегодняшние технологии на базе АБТН позволяют использовать низкотемпературные побочные тепловые потоки, более известные как ВЭР, и при существующих ценах на АБТН и природный газ переход теплогенерирующего источника на нагрев сетевой воды со снижением затрат природного газа не менее, чем на 40 %, обеспечивает окупаемость не более чем за два года при ограничении простого срока окупаемости энергосберегающих проектов до четырех лет.

Большинство городов Беларуси являются промышленными узлами, предприятия которых имеют значительные разнообразные технологические тепловые выбросы, в т. ч. жидкие. Не менее 30 % тепловых выбросов промышленного узла имеют температуру до 50 °С и, по этой причине, не используются. Рассматриваемые тепловые низкотемпературные потоки в большинстве случаев имеют энергетический потенциал, превышающий возможность их прямого использования в собственной системе теплоснабжения. В рамках промышленных узлов рационально объединение систем теплоснабжения предприятий с использованием таких ВЭР, что еще более поднимает привлекательность рассматриваемой технологии, поскольку, в этом случае, практически все предприятия могут снизить затраты на теплоснабжение на 40 %, а также обеспечить подобные результаты в системах централизованного теплоснабжения жилых районов, находящихся в сопряженной зоне. В тех редких случаях, когда указанные побочные технологические потоки отсутствуют, утилизировать можно коммунально-бытовые стоки. Сопутствующая проблема использования последних в настоящее время успешно решена и апробирована в технически развитых странах. Кроме утилизации коммунально-бытовых стоков, что многими еще не воспринимается, целесообразно также рассмотреть более полное использование теплоты уходящих дымовых газов котельных и прочих огнетехнических установок с помощью АБТН, рисунок 1.



Рисун

ок 1. Примеры установки АБТН в комплекте с контактным теплообменником для охлаждения дымовых газов до 30 °С и нагреве сетевой воды до 85 °С

Успешно решается задача утилизации теплоты с водяным теплоносителем и в тех случаях, когда в штатных схемах предусмотрено использование парового теплоносителя, например, в красильных аппаратах отделочного производства трикотажных и текстильных предприятий. При этом, использование подобных установок на обеспечение теплотехнологических процессов, характеризующихся непрерывностью работы в течение всего года, приводит к наилучшим показателям. В качестве примера подобных предприятий можно привести завод «Полимир» ОАО «Нафтан», на котором постоянно в течение года для обеспечения технологического процесса через градирни рассеивается в окружающей среде не менее 40 Гкал/ч тепловой энергии, ОАО «Мозырсьоль», где по тем же технологическим причинам градирни рассеивают в окружающую среду непрерывно 35 Гкал/ч тепловой энергии. Подобная ситуация на ОАО «Белорусский металлургический завод», ОАО «Бобруйский завод биотехнологий», ОАО «Минский автомобильный завод», ОАО «Минский тракторный завод», ОАО «Борисовский завод медпрепаратов» и многие другие белорусские предприятия, избытки тепловых выбросов каждого из которых составляют десятки гигакалорий. Указанные источники тепловых низкотемпературных ВЭР предприятий можно объединить с ТЭЦ и котельными энергосистемы, имеющимися во всех городах и промышленных узлах и с помощью АБТН обеспечить нагрев сетевой воды с затратами топлива на 40 % меньшими. Кроме того, при этом разгружаются градирни, уменьшается снижение нагрузки на экологию за счет снижения тепловых выбросов и, наконец, уменьшается потребление воды, связанное с восполнением ее в системе оборотного водоснабжения при работе с испарительными градирнями.

Для завода «Полимир» ОАО «Нафтан», например, можно предложить только для внутреннего теплоиспользования проект по снижению затрат на теплоснабжение на 1,6 млн USD ежегодно за счет использования теплоты охлаждения оборотной воды с помощью АБТН с простым сроком возврата инвестиций не более 2-х лет, рисунок 2.

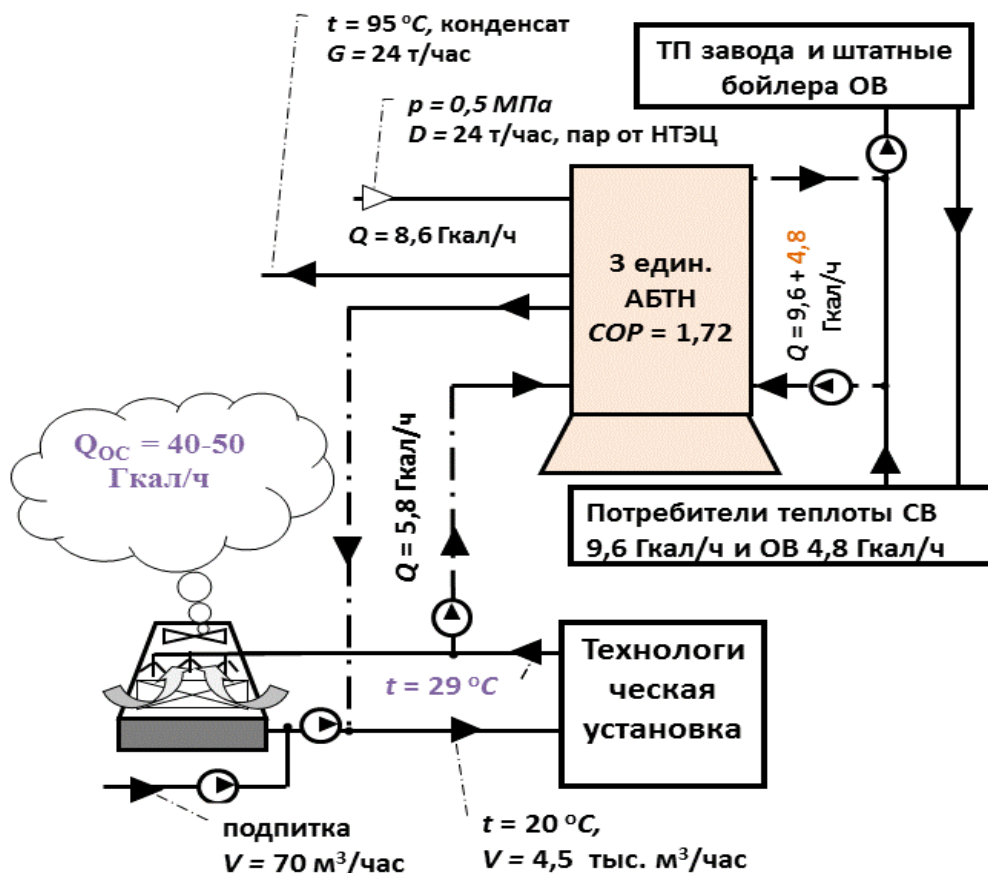


Рисунок 2. Вариант принципиальной схемы установки АБТН в системе теплоснабжения завода «Полимир» ОАО «Нафтан»

Предложения подобные упомянутым выше для завода «Полимир» ОАО «Нафтан» и др., возможны и для других предприятий, например, для ОАО «Бобруйский завод биотехнологий», ОАО «Борисовский завод медпрепаратов», ОАО «БШК» и пр. И во всех случаях они будут удовлетворять всем экономическим требованиям, предъявляемым к проектам. Так на ОАО «Минский автомобильный завод» по вышеприведенной схеме (рисунок 4) без проблем можно снизить затраты на теплоснабжение на 1,4 млн USD ежегодно за счет использования теплоты охлаждения оборотной воды с помощью АБТН с простым сроком возврата инвестиций не более 2-х лет.

Выводы

1. Интеграция абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин и тепловых насосов в состав хозяйственного комплекса Беларуси жизненно необходима, энергетически и экономически выгодна, прошла необходимую апробацию на предприятиях страны.

2. Интеграцию абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов в состав хозяйственного комплекса Беларуси, на наш взгляд, следует ускорить, поскольку при этом существенно снижается потребность в импорте природного газа, которое можно оценить не менее 10 % объема потребности страны, уменьшается энергетическая составляющая себестоимости, что способствует повышению устойчивости продукции на внешних рынках.

УДК 658.264(075.32)

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС РАСЧЕТА СВОЙСТВ ВЛАГОСОДЕРЖАЩИХ ИДЕАЛЬНО-ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Бурмич А.Д., Лазарь А.С., Бойко Е.Г.

Научный руководитель – профессор, д.т.н. Романюк В.Н.

Введение. Влагосодержащие идеально-газовые смеси широко распространены в инженерной практике. Наиболее характерными примерами таких смесей могут быть дымовые газы и влажный воздух. Расчетные соотношения для нахождения свойств дымовых газов и влажного воздуха отличаются лишь коэффициентами, вычисляемыми на основе молярных масс, газовых постоянных, изобарных теплоемкостей водяных паров и компонентов данных идеально-газовых смесей. Естественно, различие указанных характеристик для влажного воздуха и множества вариаций состава дымовых газов. Расчетные соотношения идентичны для тех и других упомянутых смесей, что позволяет в основу расчетов положить соотношения для смесей идеальных газов и также использовать соотношения для влажного воздуха. Свойства влажного воздуха и математические модели расчета его свойств общедоступны, признаны и распространены [1–3], как, впрочем, и алгоритмы расчета свойств [4, 5]. Сегодня не приходится говорить о проведении неавтоматизированных расчетов, без использования ПК. Общедоступные программные комплексы для расчета свойств веществ, вообще, и влажного воздуха, в частности, либо предполагают использование сред программирования неприемлемых по тем или иным причинам, либо требуется соответствующее финансовое обеспечение. В то же время, для проведения расчетов в учебном процессе очень удобно использовать общеизвестную для пользователей ПК расчетную среду *Excel*. Однако, в связи с отсутствием прикладных программ специфических для нужд пользователя в каждом конкретном случае, теряется привлекательность выполнения расчетов в этой среде. Этот пробел необходимо ликвидировать, для чего, прежде всего, требуется обеспечить расчеты теплофизических свойств гаммы веществ, используемых в расчетах. Одним из таких веществ, широко используемым в инженерной практике, является влажный воздух, для расчета свойств которого в данной работе и рассматривается разработка пакета прикладных программ. Другим вопросом, лежащим в начале работы, является выбор языка программирования. Пакет *Excel*, как известно, разработан на базе языке программирования *VBA* (*Visual Basic for Applications*), что объясняет использование его для написания прикладных программ, поскольку обеспечивается беспрепятственная интеграция их в среду *Excel*.

Математическая модель и диапазон изменения параметров для расчета свойств. Как известно, влагосодержащие идеально-газовые смеси в контексте данной задачи рассматриваются как бинарные смеси, образованные парами воды в состоянии перегретый пар или в состоянии насыщенный пар и сухой компонентой, объединяющей в своем составе все прочие компоненты упомянутых смесей более сложных составов. Для сухой компоненты использованы уравнение состояния идеального газа Клапейрона–Менделеева, смеси идеальных газов и процессов с идеальными газами [7]. Характеристики сухого воздуха определены и неизменны во всех случаях, представляющих интерес для данной задачи [1–5]. Характеристики дымовых газов рассчитывались по общеизвестным соотношениям в соответствии с составом газообразных, твердых и жидких топлив с учетом коэффициента избытка воздуха, подаваемого на горение [6].

Расчет свойств водяного пара для температур больших температуры основной тройной точки воды не вызывает вопросов и в общем случае рассчитывается по международным уравнениям, предлагаемым ассоциацией по свойствам воды (МАСВП), приведенных на сайте организации, либо в русскоязычном варианте [8–11].



Рисунок 1– Фазовая диаграмма воды в области тройной точки

Необходимо более подробно остановиться на расчете свойств воды в области параметров, при температурах ниже температуры основной тройной точки, рисунок 1.

Расчетной областью состояний влажного воздуха при температурах ниже температуры тройной точки является зона, лежащая правее кривой фазового равновесия «Пар-лед I» и непосредственно на этой кривой, соответственно состояния «Влажный ненасыщенный воздух» и «Влажный насыщенный воздух». Температура воздуха, в этом случае, должна превышать или быть равной температуре фазового равновесия воды на кривой «Пар-лед I» при давлении равном парциальному давлению паров воды во влажном воздухе. Эту температуру можно рассчитать по уравнению Уэшбурну [12]

$$Lg(p) = A/T + B \cdot Lg(T) + C \cdot T + D \cdot T^2 + E, \quad (1)$$

где p – давление насыщенного пара в мм. рт. ст. в состоянии равновесия с льдом I при t в °C; $T = t + 273,1$ – температура влажного воздуха, K; $A = -2445,5646$; $B = 8,2312$; $C = -1677,006 \cdot 10^{-5}$; $D = 120514 \cdot 10^{-10}$; $E = -6,757169$.

Состояние на кривой равновесия пара с переохлажденной жидкостью может быть рассчитано по соотношению Осборна–Майерса, рекомендуемое к применению при температурах выше $(-5)^\circ\text{C}$ [12]. Вопрос выбора кривой равновесия для проведения расчетов влажного воздуха лежит за пределами данной работы, вместе с тем, следует отметить, что поскольку давление насыщенного пара на кривых равновесия «Пар-жидкость» и «Пар-лед» (p_n) отличается от давления пара в насыщенном влажном воздухе ($p_{пн}$), выбор между соотношениями Уэшбурну и Осборна–Майерса оказывается на втором плане. Соотношение давлений p_n и $p_{пн}$

$$p_{пн} = p_n \cdot \chi \quad (2)$$

таково, что поправкой χ в диапазоне температур от (-40) до 50°C при давлении влажного воздуха порядка 100 кПа можно пренебречь. При этом, погрешность определения не превысит 0,55 % [4]. Наконец, для расчета давления p_n в Па в диапазоне температур 0 – $(-100)^\circ\text{C}$ предлагается использовать соотношение [4]

$$Ln(p_n) = C_1/T + C_2 + C_3 \cdot T + C_4 \cdot T^2 + C_5 \cdot T^3 + C_6 \cdot T^4 + C_7 \cdot Ln(T), \quad (3)$$

где T – абсолютная температура, K; $C_1 = -5,6745359 \cdot 10^3$; $C_2 = 6,3925247$; $C_3 = -5,6745359 \cdot 10^{-3}$; $C_4 = 6,2215701 \cdot 10^{-7}$; $C_5 = 2,0747825 \cdot 10^{-9}$; $C_6 = -9,484024 \cdot 10^{-13}$, а для температур 0 – $(-60)^\circ\text{C}$ можно использовать более простое соотношение [4]

$$Ln(p_n) = (C_1 \cdot t + C_2) / (C_3 \cdot t + C_4), \quad (4)$$

где t – температура водяных паров, °C; $C_1 = 18,74$; $C_2 = -115,72$; $C_3 = 0,881$; $C_4 = 233,77$.

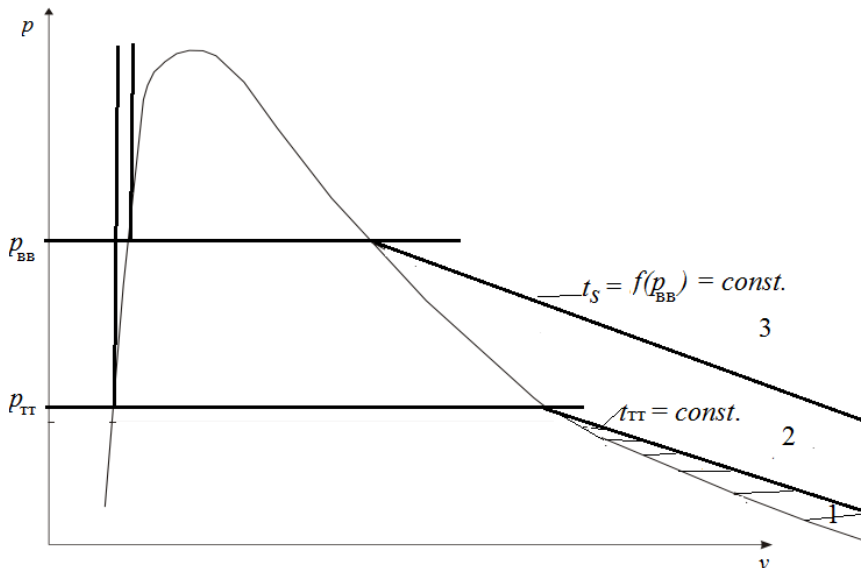


Рисунок 2 - Расчетные области состояний водяных паров во влажном воздухе: 1 - область отрицательных температур; 2 - область положительных температур ниже температуры насыщения водяных паров при давлении равно давлению влажного воздуха; 3 - область температур, превышающих температуру насыщения при давлении равно давлению влажного воздуха.

Интересующая нас область оказывается достаточно небольшой, на рисунке 2 она обозначена штриховкой. Во всех точках рассматриваемой области 1 свойства пара воды можно рассчитывать по соотношениям идеального газа. Удельная теплота фазового перехода «пар – лед I» (сублимация или возгонка) практически постоянна и с погрешностью менее 0,1 % может быть принята равной 2835 кДж/кг [3]. Теплоемкость пара, сухого воздуха и составляющих сухой компоненты дымовых газов во всем диапазоне

рассматриваемых состояний удобно рассчитывать по соотношениям, предложенным в нормативном методе для расчета котлов [6], представленной полиномом пятой степени от температуры с использованием прикладных программ. Свойства водяных паров при температурах выше температуры тройной точки, при наличии соответствующих прикладных программ, можно рассчитывать по соотношениям МАСВП [8–11]. В этом случае, диапазон давлений «сверху» не ограничивается справедливостью тех или иных аппроксимирующих соотношений, его определяют взвешенные, разумные пределы давлений применимости соотношений идеальных газов и их смесей для расчета свойств сухой компоненты. Диапазон давлений «снизу» можно ограничить давлением атмосферного воздуха на высоте 20 тыс. метров. Для определения атмосферного давления (B , кПа) и температуры (t , °C) на высотах до 20 тыс. метров можно использовать соотношения [4]

$$B = C_1 \cdot (1 + C_2 \cdot H)^{C_3}, \quad (5)$$

$$t = C_4 + C_5 \cdot H, \quad (6)$$

где $C_1 = 101,325$; $C_2 = -2,25577$; $C_3 = 5,2559 \cdot 10^{-5}$; $C_4 = 15$; $C_5 = -0,0065$.

За нулевую точку отсчета энтальпии влажного воздуха принята энтальпия сухой компоненты ($d = 0$) при температуре равной 0 °C [4]. Для расчета энтальпии влажного воздуха используется соотношение

$$h_{вб} = \bar{c}_p \Big|_0^{t_{вб}} \cdot t_{вб} + h_{п} \cdot d, \quad (7)$$

где $\bar{c}_p \Big|_0^{t_{вб}}$ – теплоемкость сухой компоненты, изобарная, удельная массовая, средняя в интервале температур 0– $t_{вб}$; $t_{вб}$ – температура влажного воздуха, °C; d – влагосодержание, кг/кг; $h_{п}$ – энтальпия пара, кДж/кг. Рассчитывается по соотношениям МАСВП для положительных температур.

В случае температур ниже температуры тройной точки для расчета энтальпии влажного воздуха можно использовать соотношение

$$h_{\text{вв}} = c_{p,\text{л}} \cdot t_{\text{вв}} + (q_{\text{сбл}} - \lambda + q_{\text{пп}}), \quad (8)$$

где $c_{p,\text{л}}$ – теплоемкость льда, изобарная, удельная массовая, в данном случае постоянная, равная 1,96 кДж/(кг·°C); $t_{\text{вв}}$ – температура влажного воздуха, °C; $q_{\text{сбл}}$ – удельная массовая теплота сублимации воды, в данном случае постоянная, равная 2835 кДж/кг; λ – удельная массовая теплота плавления льда, в данном случае постоянная, равная 334,11 кДж/кг; $q_{\text{пп}}$ – удельная массовая теплота перегрева пара, определяемая соотношением

$$q_{\text{пп}} = c_{p,\text{п}} \cdot (t_{\text{вв}} - t_{\text{сбл}}), \quad (9)$$

где $c_{p,\text{п}}$ – теплоемкость пара воды, изобарная, удельная массовая, которую в данном случае можно принимать постоянной и равной 1,86 кДж/(кг·°C); $t_{\text{вв}}$ – температура влажного воздуха, °C; $t_{\text{сбл}}$ – температура сублимации воды при давлении водяных паров во влажном воздухе, °C.

Температуру мокрого термометра $t_{\text{м}}$ при известных значениях d , $h_{\text{вв}}$, $t_{\text{вв}}$ можно рассчитать из решения системы уравнений

$$(c_{p,\text{ск}} + c_{p,\text{п}} \cdot d) \cdot (t_{\text{вв}} - t_{\text{м}}) = r_{\text{м}} \cdot (d_{\text{н}} - d), \quad (10)$$

$$h_{\text{н}} = h_{\text{вв}} + (d_{\text{н}} - d) \cdot c_{p,\text{ж}} \cdot t_{\text{м}}, \quad (11)$$

где $c_{p,\text{ск}}$, $c_{p,\text{п}}$, $c_{p,\text{ж}}$ – соответственно изобарные теплоемкости, удельные массовые сухой компоненты, водяного пара и жидкости, кДж/(кг·°C) при температуре влажного воздуха; $t_{\text{вв}}$, $t_{\text{м}}$ – соответственно температуры влажного воздуха и мокрого термометра в нем, °C; d , $d_{\text{н}}$ – соответственно влагосодержания воздуха в данном состоянии и в состоянии насыщенного влажного воздуха при температуре равной температуре влажного воздуха; $r_{\text{м}}$ – теплота парообразования или сублимации при температуре, равной температуре мокрого термометра; $h_{\text{вв}}$, $h_{\text{н}}$ – соответственно удельные массовые на кг сухой компоненты энтальпии влажного воздуха при заданной температуре и температуре, равной температуре мокрого термометра, кДж/кг.

Уравнение (10) представляет баланс теплоты процесса адиабатного увлажнения воздуха. Соотношение (11) соответствует определению температуры мокрого термометра [4]: «Температура мокрого термометра $t_{\text{м}}$ – температура, которую принимает влажный воздух с начальными параметрами $h_{\text{вв}}$ и d в результате адиабатного тепло- массообмена с водой в жидком или твердом состоянии, имеющей постоянную температуру, равную $t_{\text{м}}$, после достижения им насыщенного состояния».

Возможные 17 сочетаний задания начальных двух параметров влажного воздуха, в дополнение к заданному давлению $p_{\text{вв}}$, для которых требуется проводить расчет других пяти, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Варианты задания исходных данных для расчета состояний влажного воздуха

Но мер варианта	Параметры влажного воздуха (подлежащие расчету отмечены –, заданные – +)						
	t_1 , °C	φ_1 , %	d_1 , кг/кг	$h_{\text{вв},1}$, кДж/кг	$p_{\text{п},1}$, кПа	$t_{\text{п},1}$, °C	$t_{\text{м},1}$, °C
1.	+	+	–	–	–	–	–
2.	+	–	–	–	–	+	–
3.	+	–	+	–	–	–	–
4.	+	–	–	–	+	–	–
5.	+	–	–	+	–	–	–
6.	+	–	–	–	–	–	+
7.	–	+	–	–	+	–	–

8.	–	+	–	+	–	–	–
9.	–	–	+	+	–	–	–
10.	–	–	–	–	–	+	+
11.	–	+	+	–	–	–	–
12.	–	–	–	–	+	–	+
13.	–	+	–	–	–	+	–
14.	–	+	–	–	–	–	+
15.	–	–	+	–	–	–	+
16.	–	–	–	+	+	–	–
17.	–	–	–	+	–	+	–

Литература

1. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 369 с.
2. Бурцев, С.И. Влажный воздух. Состав и свойства: Учебное пособие / С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. – СПб.; СПбГФХПТ, 1998. – 146 с.
3. Белоусов, В.С. Термодинамические свойства и процессы влажного воздуха / В.С. Белоусов, С.А. Нейская, Н.П. Ширяева, Г.П. Ясников. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2005. – 22 с.
4. Тарабанов, М.Г. Влажный воздух. Справочное пособие – 1-2004 / М.Г. Тарабанов, В.Д. Коркин, В.Ф. Сергеев. – М.: НП «АВОК», 2004. – 72 с.
5. Гаврилкин, В.П. Аналитическое определение параметров влажного воздуха / В.П. Гаврилкин, Е.А. Куранов // Вестник АГТУ. – 2007. – № 2. – с. 148–151
6. Кузнецов, Н.В. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Н.В. Кузнецов, В.В. Митор, И.Е. Дубовский и др. Под ред. Н.В. Кузнецова. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
7. Хрусталеv, Б.М. Техническая термодинамика: учеб.: в 2 ч. / Б.М. Хрусталеv, А.П. Несенчук, В.Н. Романюк. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – Ч. 1. – 487 с.
8. Александров, А.А. Международное уравнение состояния воды и водяного пара / А.А. Александров // Теплоэнергетика. – № 10. – 1997. – С. 68–72.
9. Александров, А.А. Система уравнений *IAPWS-IF97* для вычисления термодинамических свойств воды и водяного пара в промышленных расчетах. Ч. 1. Основные уравнения / А.А. Александров // Теплоэнергетика. – № 9. – 1998. – С. 69–77.
10. Александров, А.А. Система уравнений *IAPWS-IF97* для вычисления термодинамических свойств воды и водяного пара в промышленных расчетах. Ч. 2. Дополнительные уравнения / А.А. Александров // Теплоэнергетика. – № 10. – 1998. – С. 64–72.
11. Александров, А.А. Система уравнений *IAPWS-IF97* для вычисления термодинамических свойств воды и водяного пара в промышленных расчетах. Ч. 3. Оценка точности величин. Сравнение с *IFC-67* / А.А. Александров // Теплоэнергетика. – № 1. – 1999. – С. 67–70.
12. Эйзенберг, Д. Структура и свойства воды / Д. Эйзенберг, В. Кауцман. Перевод с англ. А.К. Шемелина. Под ред. В.В. Богородского. – Л.: Гидрометеиздат, 1975. – 280 с.

УДК 620.97

СИСТЕМА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ АБСОРБЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО ЦИКЛА

Чайковский М.С.

Научный руководитель – старший преподаватель Муслина Д.Б.

Система централизованного теплоснабжения с использованием избыточного тепла с комбинированной генерацией электроэнергии и тепла на основе абсорбционного теплообменного цикла (DHAC) разработана с целью увеличения тепловой мощности комбинированного производства тепла и электроэнергии (ТЭЦ) путем утилизации тепла, а также повышения пропускной способности тепла существующих первичных со стороны центрального отопления сети путем уменьшения температуры обратной воды с помощью нового теплового поглощения типа теплообменника.

Система DHAC состоит из четырех подсистем: тепловая станция, первичный контур централизованного теплоснабжения, тепловая подстанция, и вторичный контур централизованного теплоснабжения.

Схематическая схема DHAC показана на Рисунке 1.

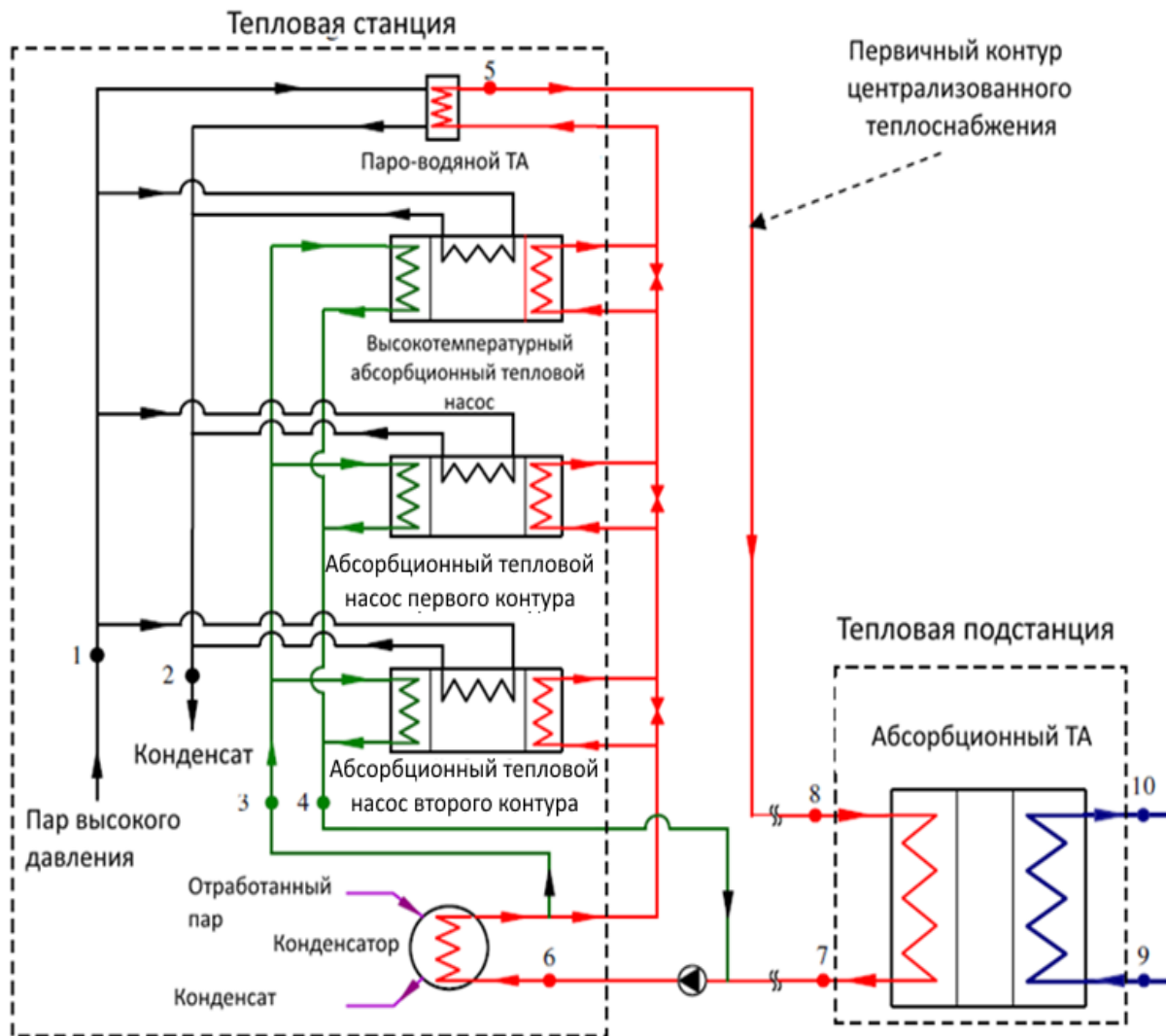


Рисунок 1. Схема работы DHAC

Тепловая станция состоит из абсорбционного теплового насоса второго контура, абсорбционного теплового насоса первого контура, высокотемпературного абсорбционного

теплового насоса, пароводяного теплообменника и конденсатора в электростанции. COP абсорбционного теплового насоса первого контура ниже, чем абсорбционного теплового насоса второго контура. COP высокотемпературного абсорбционного теплового насоса ниже, чем COP абсорбционного теплового насоса первого контура. Абсорбционный тепловой насос первого контура может произвести более высокую температуру горячей воды по сравнению с абсорбционным тепловым насосом второго контура. И высокотемпературного абсорбционного теплового насоса может произвести выше температуру горячей воды по сравнению с абсорбционным тепловым насосом первого контура.

Первичный контур централизованного теплоснабжения состоит из сети канала и обработанной воды насос. Это управляет теплом трансмиссия, используя горячую воду. Горячая вода в первичном контуре централизованного теплоснабжения циркулирует в замкнутом, и отдельно от горячей воды во вторичном контуре централизованного теплоснабжения.

Тепловая я подстанция состоит из нового абсорбционного теплообменника (АНЕ) типа, который управляет теплом передавая воду от первичный контур централизованного теплоснабжения к воде в вторичному контур централизованного теплоснабжения. АНЕ состоит из теплового абсорбционного насоса и водо-водяного теплообменника, которые соединены трубами. Рабочий пар тепла абсорбционного насоса – бромид лития ($H_2O-LiBr$). У АНЕ есть та же функция как у водо-водяного теплообменника. Однако температура воды возврата в первичный контур централизованного теплоснабжения намного ниже, чем это во вторичном контуре централизованного теплоснабжения на АНЕ. Это вызвано тем, что абсорбционный тепловой насос берет больше тепла от охлажденной воды первичного контура централизованного теплоснабжения в испаритель, и передача этого к воде во вторичный контур централизованного теплоснабжения в абсорбер и конденсатор абсорбционного теплового насоса.

В тепловой станции, обратная воде в первичном контуре централизованного теплоснабжения нагрета конденсатором, абсорбционным тепловым насосом второго контура, абсорбционным тепловым насосом первого контура, высокотемпературного абсорбционным тепловым насосом, пароводяным теплообменником. Процесс регенерации сбросного тепла и водные стадии нагрева в первичном контуре централизованного теплоснабжения показана на Рисунке 2.

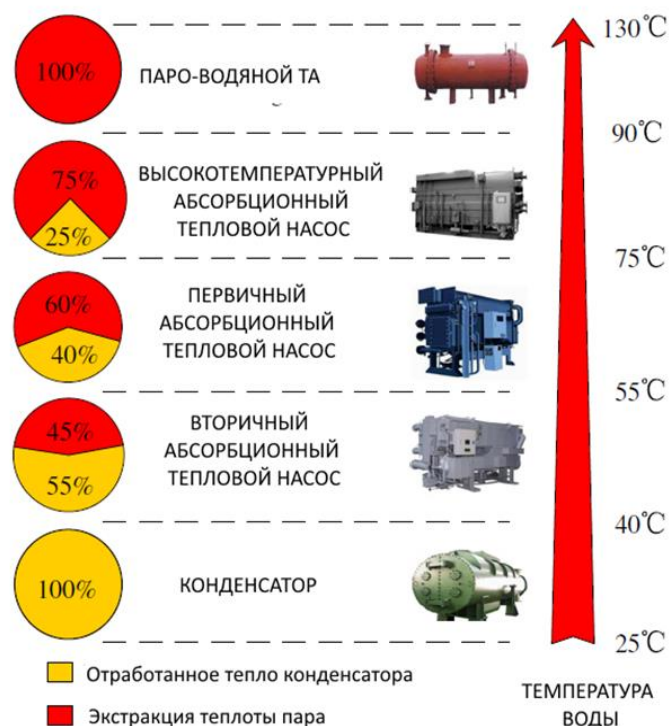


Рисунок 2. Процесс регенерации сбросного тепла и водные стадии нагрева в первичном контуре.

Тепловые абсорбционные насосы управляются паром экстракции от паровой турбины и восстановленного сбросного тепла в охлажденной воде от конденсатора. Тепловые источники системы ДНАС состоят из пара экстракции от паровой турбины и сбросного тепла от конденсатора. Та же обогревающая нагрузка, ДНАС может уменьшить потребление пара экстракции от паровой турбины, используя сбросное тепло.

В тепловой подстанции, тепло циркулирующей воды в первичном контуре централизованного теплоснабжения передана циркулирующей воде во вторичном контуре централизованного теплоснабжения АНЕ.

В АНЕ прямая вода первичного контура централизованного теплоснабжения сначала служит ресурсом тепла, чтобы управлять абсорбционным тепловым насосом АНЕ. Тогда горячая вода в первичном контуре централизованного теплоснабжения от генератора абсорбционного теплового насоса используется, чтобы нагреть одну часть обратной воды вторичного контура централизованного теплоснабжения в водо-водяной теплообменнике АНЕ. Наконец, охлажденная вода в первичном контуре централизованного теплоснабжения от водо-водяного теплообменника используется в качестве низкотемпературного источника тепла и охлажден в испарителе абсорбционного теплового насоса АНЕ.

Принципиальная схема АНЕ показанной на Рисунке 3.

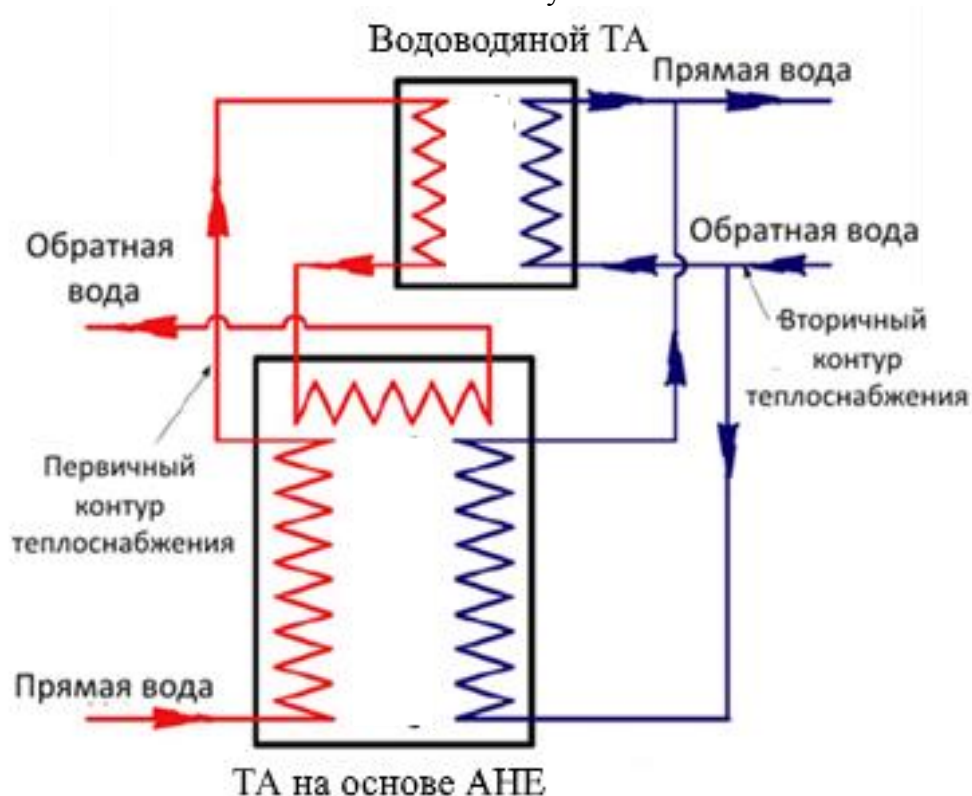


Рисунок 3. Принципиальная схема абсорбционного теплового насоса.

Обратная вода во вторичном контуре централизованного теплоснабжения разделена на две части. Одна часть нагрета в водо-водяном теплообменнике, и другая часть нагрета в абсорбционном тепловом насосе.

Таким образом, нагревая обратную воду в первичном контуре централизованного теплоснабжения использует метод стремянки. Обратная вода в вторичном контуре централизованного теплоснабжения нагрета к predetermined temperature АНЕ. Важно заметить, что температура обратной воды в первичном контуре централизованного теплоснабжения намного ниже, чем это во вторичном контуре централизованного теплоснабжения на АНЕ. Для этого невозможно произойти в водо-водяной теплообменник системах традиционных систем централизованного теплоснабжения (CDH).

Перепад температур между прямой воды и обратной воды первичном контуре централизованного теплоснабжения увеличивается из-за более низкой температуры обратной воды. Теплопроводность существующего первичного контура централизованного теплоснабжения, таким образом, повышается в значительной степени.

Система CDH состоит из четырех подсистем: тепловая станции, первичный контур централизованного теплоснабжения, тепловая подстанция и вторичный контур централизованного теплоснабжения. Компоненты первичного контура централизованного теплоснабжения и вторичного контура централизованного теплоснабжения и для CDH и для систем ДНАС подобны.

Принципиальная схема системы централизованного теплоснабжения показана на Рисунке 4.

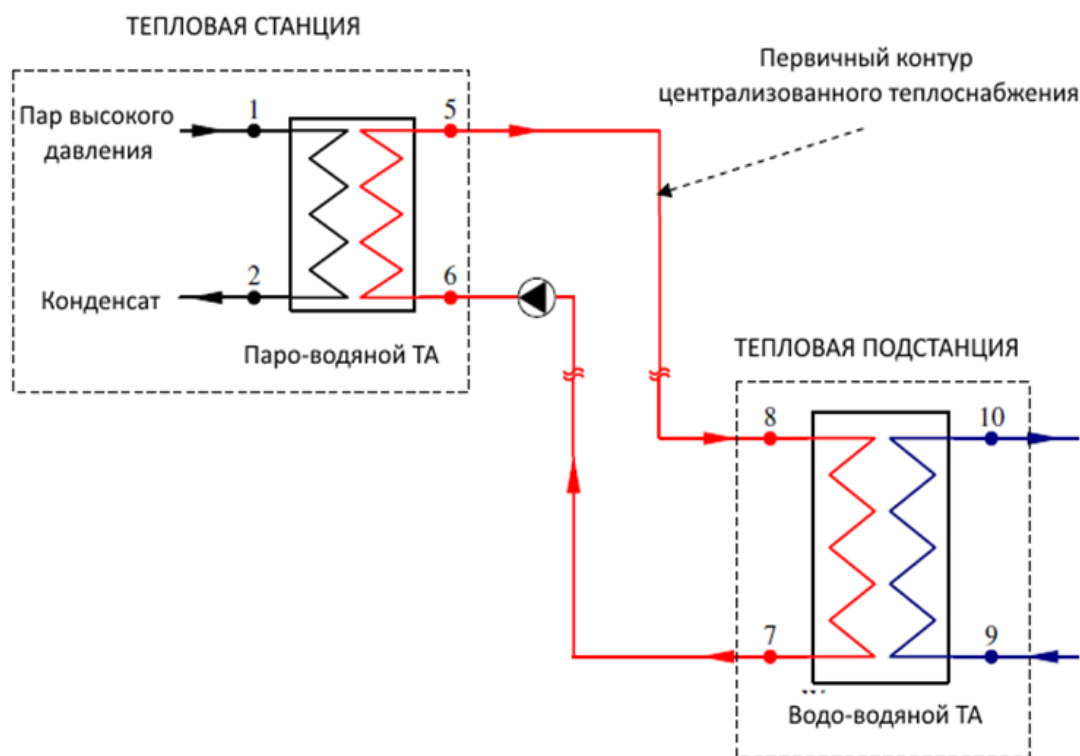


Рисунок 4. Принципиальная схема системы централизованного теплоснабжения.

Тепловая станция состоит из пароводяного теплообменника. И Тепловая подстанция состоит из водо-водяного ТА.

Для систем CDH, циркулирующей воды в первичном контуре централизованного теплоснабжения нагрета экстракцией пара от паротурбины в пароводяном теплообменнике. Циркулирующая вода в вторичном контуре централизованного теплоснабжения нагрета циркулирующей водой в первичном контуре централизованного теплоснабжения в водо-водяном теплообменнике. Ясно, что система CDH не может восстановить любое сбросное тепло. Температура обратной воды в первичном контуре централизованного теплоснабжения выше, чем это во вторичном контуре централизованного теплоснабжения.

Литература

New waste heat district heating system with combined heat and power based on absorption heat exchange cycle in China [Электронный ресурс] – Режим доступа: www.sciencedirect.com – Дата доступа: 2.02.2017.